

**HELİSEL DİŞLİ ÇARKLARDA PITTING
OLUŞUMUNUN DENEYSEL İNCELENMESİ**

Burak BAŞARAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
(MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

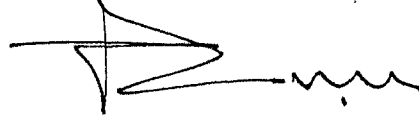
**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Haziran 2001

ANKARA

114636

Burak BAŞARAN tarafından hazırlanan HELİSEL DİŞLİ ÇARKLARDA
PITTING OLUŞUMUNUN DENEYSEL İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek
Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.



Prof. Dr. Bedri TUÇ
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek
Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

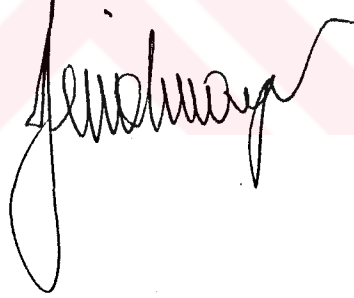
Başkan : Prof. Dr. Can ÇOĞUN



Üye : Prof. Dr. Bedri TUÇ



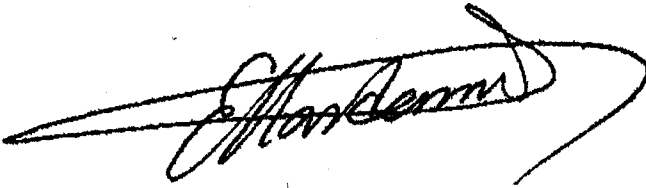
Üye : Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN



Üye :

Üye :

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına
uygundur.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	v
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
1. GİRİŞ	1
2. DİŞLİ ÇARKLARIN UĞRADIĞI HASAR TÜRLERİ ...	53
2.1. Yüzey Yorulması.....	54
2.1.1. Pitting.....	55
2.1.2. Spalling.....	61
2.2. Aşınma.....	64
2.2.1. Abrasiv aşınma.....	66
2.2.2. Adhesiv aşınma.....	68
2.2.3. Diğer aşınma tipleri.....	71
2.3. Plastik Akma	75
2.4. Kırılma.....	79
2.5. İmalat Sırasında Oluşan Hasarlar.....	84
3. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	87
3.1. Deneyde Kullanılan Dişli Çarklar.....	87
3.2. Deney Düzenegi.....	91
3.3. Deneyler.....	96
3.3.1. Bir deneyin hazırlık ve gerçekleştirilmesi.....	100
3.3.2. Deneylerde incelenen parametrelerin değişiminin teorik değerlendirilmesi.....	101

3.4.	Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	104
3.4.1.	Makro fotoğraf çekimleri.....	104
3.4.2.	Dijital mikro fotoğraf çekimleri.....	105
3.4.3.	Yüzey pürüzlülüğü ve pitting derinliği tespiti.....	106
4.	DENEYSEL SONUÇLAR.....	108
4.1.	Oluşan % Pitting Alanının Makro Fotoğraflar Üzerinde Tespiti.....	108
4.2.	Oluşan Pitting Derinliğinin ve Ortalama Yüzey Pürüzlülüğü Değerlerinin Tespiti.....	114
4.3.	Yüzey ve Yüzey Altı Hasarlarının Mikro Fotoğraflar Üzerinde Tespiti.....	117
5.	SONUÇLAR VE YORUM.....	121
	KAYNAKLAR.....	123
	EKLER.....	127
	ÖZGEÇMİŞ.....	191

HELİSEL DİŞLİ ÇARKLARDA PITTING OLUŞUMUNUN DENEYSEL İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Burak BAŞARAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Haziran 2001

ÖZET

Tüm dişli çarklarda olduğu gibi, helisel dişlilerde de sıkça rastlanan bir yüzey yorulması hasarı olan pittingin oluşum mekanizması günümüzde hala kesin olarak açıklanabilmiş değildir. Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu tarafından desteklenen bu çalışma bünyesinde, *Kapalı Devre Güç Dolaştıran Dişli Yorulma Test Düzenegi* imal edilmiş, yine özel olarak imal ettirilen helisel dişliler üzerinde kapsamlı yorulma deneyleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen deneylerde: Eğim açısının (β_0) ve profil kaydırma faktörünün (x) değişimiyle, eş çalışan dişlere etkileyen kuvvetlerin yani, aktif profilin maruz kaldığı Hertz basıncının değişiminin nasıl olduğu; değişen basınç ile yüzey hasarı derecesinin ne şekilde farklılık gösterdiği sorularına cevap aranmıştır. Farklı profil öteleme faktörü, eğim açısı ve yükler altında yürütülen deneylerde malzeme, yağlayıcı ve yüzey pürüzlülüğü parametreleri sabit tutulmuştur. Yapılan hesaplamalar ve deney sonuçları ışığında, incelenen parametrelerin pitting hasarına olan etkileri ortaya çıkartılmaya çalışılmıştır.

Bilim Kodu : 625.02.01

Anahtar Kelimeler : Pitting, yüzey yorulması, helisel dişli, profil öteleme
(kaydırma)

Sayfa Adedi : 205

Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Bedri TUÇ

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PITTING DISPERSION ON
HELICAL GEARS
(M.Sc. Thesis)**

Burak BAŞARAN

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
June 2001**

ABSTRACT

Pitting, a frequently observed failure mode of surface fatigue on gears is still keeping its generating mechanism as a secret. In order to reveal the effects of profile correction factor and helix angle on helical gear surface fatigue, a project supported by Research Projects Foundation of Gazi University has been carried out. A closed circuit power circulating gear fatigue test rig and some special helical gears were manufactured. Keeping the material, lubricant and surface texture parameters constant, and having gears with different profile correction factors and helix angles provided altered Hertzian contact pressures. The change of rate of pitting damage due to the change of Hertzian pressures were determined. Depending upon the analytical calculations and the results of experiments together, the effects of investigated parameters on pitting of helical gears are presented.

Science Code : 625.02.01
Key Words : Pitting, surface fatigue, helical gear, profile correction
Number of Pages : 205
Advisor : Prof. Dr. Bedri TUÇ

TEŞEKKÜR

Tez konumu belirleyerek, çalışmalarım süresince değerli desteğini esirgemeyen danışmanım, Prof. Dr. Sayın Bedri TUÇ'a en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Aynı zamanda Araştırma Fonu Projesi olan çalışmamda benimle beraber görev alan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Sayın Nihat Gemalmayan'a maddi - manevi her türlü katkıları için, değerli ağabeyim ve mesai arkadaşım Dr. Sayın Yusuf Usta'ya deney düzeneğinin imalatından, dişli çarkların fotoğraflanmasına kadar ihtiyaç duyduğum her zaman yanımda olarak yaptığı paha biçilmez maddi - manevi katkıları ve yol göstericiliği için, çok kıymetli hocam Prof. Dr. Sayın Can Çoğun'a sağladığı teknik olanaklar ve çok özel manevi destek için, değerli ağabeyim ve mesai arkadaşım Dr. Sayın İbrahim Uslan'a yardımcı olduğu fotoğraf ve diğer ölçüm işleri için, FMC Nurol danışmanlarından Dr. Sayın Şakir Baytaroğlu'na gösterdiği alaka ve sağladığı kimyasallar için en içten teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğimizin yapımını beraberce gerçekleştirdiğimiz Huğlu İmalat Sanayii sahipleri Sayın Lütfi ve Ali Kızılkaya'ya, dişli çarklarımızı imal eden Başayar Makina sahipleri Sayın İsa ve Osman Başayar kardeşlere, döküm malzemeyi sağladığımız Örnek Döküm'ün sahibi Sayın Eşref Koçak'a gösterdikleri anlayış, samimi ilgi, bilgi paylaşımı ve titiz çalışmaları için şükranlarımı sunarım.

En son olarak da, kazandığım her başarıda en az benim kadar, hatta benden fazla hak sahibi olan sevgili annem, babam ve kardeşime gösterdikleri sevgi, sabır ve anlayıştan, sağladıkları destekten ötürü teşekkürü borç bilirim.

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1 35 yıllık dönemde gözlenmiş 931 adet hasar durumunun tip ve sebebinin istatistiksel özeti.....	53
Çizelge 3.1 Birinci grup dişlilerin özellikleri.....	88
Çizelge 3.2 İkinci grup dişlilerin özellikleri.....	88
Çizelge 3.3 Birinci grup dişlilere uygulanan profil kaydırma miktarı ...	89
Çizelge 3.4 İkinci grup dişlilere uygulanan profil kaydırma miktarı.....	89
Çizelge 3.5 Birinci grup dişlilerin deney düzeni ve parametreler	97
Çizelge 3.6 İkinci grup dişlilerin deney düzeni ve parametreler.....	98
Çizelge 3.7 Üçüncü grup dişlilerin deney düzeni ve parametreler.....	99
Çizelge 3.8 Üçüncü grup dişlilerin aşınma miktarının ağırlıkça tespiti.	99
Çizelge 3.9 $\beta_0 = 10^\circ$, az yük için (11 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı.....	102
Çizelge 3.10 $\beta_0 = 15^\circ$, az yük için (11 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı.....	102
Çizelge 3.11 $\beta_0 = 10^\circ$, çok yük için (17 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı.....	103
Çizelge 3.12 $\beta_0 = 15^\circ$, çok yük için (17 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı.....	103

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 1.1	Helisel evolventin oluşturulması.....	3
Şekil 1.2	Helisel dişlinin boyutları, alın ve normal kesitler.....	4
Şekil 1.3	Kavrama faktörleri ve mekanizmanın temel boyutları.....	5
Şekil 1.4	Profil kaydırmanın izahı ve ortaya çıkan mekanizma tipleri..	9
Şekil 1.5	Diş açmakta kullanılan takımlar.....	12
Şekil 1.6	Profil kaydırma olayında kesici takımın konumu.....	12
Şekil 1.7	Dişlerin eş çalışması sırasında temas yüzeylerinde meydana gelen değişiklik.....	13
Şekil 1.8	Düz dişlinin etkisi altında bulunduğu kuvvetler.....	14
Şekil 1.9	Dişli çarkta dişlerin eş çalışma hali ve bu sırada dişlere etkiyen kuvvetin büyüklüğünün değişimi.....	15
Şekil 1.10	Diş profilinin çeşitli noktalarına etkiyen kuvvetlerin büyüklükleri.....	16
Şekil 1.11	Helisel dişlilere etkiyen kuvvetler, alın ve normal kesit.....	18
Şekil 1.12	Hertz basınçlarının silindirler üzerinde hesaplanması ve dişlilere uygulanması.....	21
Şekil 1.13	Yuvarlanma noktası ve yüzeylerin eğrilik yarıçapları.....	23
Şekil 1.14	Eş çalışan diş yüzeylerinde oluşan gerilmelerin değişimi.....	24
Şekil 1.15	Kayma hızlarının dağılımı.....	27
Şekil 1.16	Eş çalışan diş yüzeyleri üzerinde yuvarlanma ve kayma yönleri.....	28
Şekil 1.17	Temas halindeki silindirlerin meydana getirdiği temas alanı.....	28
Şekil 1.18	Silindirik temas sırasında, elipsoida prizma şeklinde meydana çıkan basınç dağılımı ve dikdörtgensel temas alanı.....	29
Şekil 1.19	Helisel diş yüzeyinde temas çizgisi ve temas alanı	31

Şekil 1.20	Eş çalışan diş yüzeylerinin meydana getirdiği çalışma bölgesi ve temas çizgileri.....	32
Şekil 1.21	Diş temas yüzeyinde basma ve eğilme gerilmelerinin dağılımı.....	46
Şekil 1.22	Eş çalışan diş çiftinin yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler.....	47
Şekil 1.23	Birbiri üzerinde yuvarlanan, kayan ve her iki hareketi beraberce yapan iki sert yüzeyin temas noktasının tam altındaki farklı derinliklerde kayma gerilmesi büyüklüğünün değişimi.....	48
Şekil 1.24	Eş çalışan dişlerin temas bölgesindeki gerilmelerin değişimi.....	48
Şekil 1.25	Yüzeye dik ve yatay konumda uzanan yüzey altı yorulma çatlakları.....	49
Şekil 1.26	Tepe noktaları yuvarlanma yönünün tersine işaret eden V şekilli çukurcuklar.....	50
Şekil 1.27	Karbürize edilmiş spiral konik dişli çarkın yüzeyindeki akma.....	51
Şekil 2.1	Başlangıç pittingi.....	55
Şekil 2.2	Tamamen sertleştirilmiş dişlide harap edici pitting.....	56
Şekil 2.3	Yüzeyi sertleştirilmiş dişlide harap edici pitting.....	57
Şekil 2.4	Çukurcuk sınırları aşınmadan önce pitting.....	58
Şekil 2.5	Çukurcuk sınırları aşındıktan sonra pitting.....	58
Şekil 2.6	Yuvarlanma çizgisi altında kalan bölgede hasar.....	59
Şekil 2.7	Karbürizasyonla sertleştirilmiş bir dişlide mikropitting.....	60
Şekil 2.8	430 kat büyütülmüş mikropitting.....	60
Şekil 2.9	Spalling	61
Şekil 2.10	Yüzeyi sertleştirilmiş malzemede spalling.....	62
Şekil 2.11	Yüzey ufalanması (case crushing).....	62
Şekil 2.12	Sonsuz vidanın uğradığı hasar.....	63
Şekil 2.13	Hafif aşınma.....	64
Şekil 2.14	İşletimin ilk safhasında normal aşınma.....	65

Şekil 2.15	Hasar verici aşınma.....	66
Şekil 2.16	Abrasiv aşınmaya uğramış tamamen sertleştirilmiş dişli.....	67
Şekil 2.17	Scratching.....	68
Şekil 2.18	Yüzeyi sertleştirilmiş dişlide adhesiv aşınma.....	69
Şekil 2.19	Scoring.....	70
Şekil 2.20	Kaynak.....	71
Şekil 2.21	Kaynak.....	71
Şekil 2.22	Dalgalı diş aşınması.....	72
Şekil 2.23	Yüzey kabartıları.....	73
Şekil 2.24	Furrowing.....	74
Şekil 2.25	Rolling.....	76
Şekil 2.26	Peening.....	76
Şekil 2.27	Rippling.....	77
Şekil 2.28	Ridging.....	78
Şekil 2.29	Diş kökü kavisinde klasik yorulma kırılması.....	80
Şekil 2.30	Darbe kırılması.....	81
Şekil 2.31	Çukurcuk kaynaklı kırılmalar.....	81
Şekil 2.32	Chipping.....	82
Şekil 2.33	Çarkın diş kökü ve gövdesindeki kırılma hasarı.....	83
Şekil 2.34	Yatak bozulması ardından çalışmaya devam etmiş pinyon.....	84
Şekil 2.35	Su verme sırasında oluşan çatlaklar.....	85
Şekil 2.36	Taşlama çatlakları.....	85
Şekil 3.1	Dişli çarkların imalat sürecinden bir enstantane.....	87
Şekil 3.2	Diş açılmaya hazır pinyon ve çark taslakları.....	90
Şekil 3.3 a	Deney düzeği çalışırken.....	91
Şekil 3.3 b	Düzenegın genel görünümü.....	93
Şekil 3.3 c	Düzenegın şeması (ölçeksiz).....	95
Şekil 3.4	Taylor Hobson Surtronic 3+ yüzey pürüzlülüğü ölçüm cihazı.....	107
Şekil 4.1	Temas çizgisi uzunluğunun profil kaydırma faktörüyle değişimi.....	109

Şekil 4.2	Hertz basıncının profil kaydırma faktörüyle değişimi.....	110
Şekil 4.3	Hertz basıncının profil kaydırma faktörüyle değişimi.....	110
Şekil 4.4	% pitting hasarının $\beta_0 = 10^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimi.....	111
Şekil 4.5	% pitting hasarının $\beta_0 = 15^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimi.....	112
Şekil 4.6	Devir sayısının, % pitting hasarının $\beta_0 = 10^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimine etkisi.....	113
Şekil 4.7	Devir sayısının, % pitting hasarının $\beta_0 = 15^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimine etkisi.....	113
Şekil 4.8	Pitting derinliğinin profil kaydırma faktörüyle değişimi...	115
Şekil 4.9	Pitting derinliğinin profil kaydırma faktörüyle değişimi...	115
Şekil 4.10	Ortalama yüzey pürüzlülüğü değerinin profil kaydırma faktörüyle değişimi.....	116
Şekil 4.11	Ortalama yüzey pürüzlülüğü değerinin profil kaydırma faktörüyle değişimi.....	116
Şekil 4.12	Grafit kaynaklı iri bir çukurcuk ve yüzey altında oluşmuş çatlaklar (section12).....	117
Şekil 4.13	Çukurcuk şebekesi (10-7-çok-p).....	118
Şekil 4.14	Yoğun pitting hasarı (10-x7b- p).....	118
Şekil 4.15	Grafit kaynaklı bir çukurcuk (section 4).....	119
Şekil 4.16	Aynı çukurcuğun büyütülmüş görüntüsü (section 4-1)....	119
Şekil 4.17	Yüzey altı çatlak şebekeleri (section 9).....	120

SİMGELER ve KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
m	Modül
m_1, m_2	Malzeme faktörleri
d_b	Baş dairesi çapı
d_g	Temel dairesi çapı
α	Yuvarlanma dairesine ait basınç açısı
α_0	Taksimat dairesine ait basınç açısı
α_{a0}	Alın kesitte taksimat dairesine ait basınç açısı
h_ψ	Çalışma yüksekliği
h_b	Dişin baş yüksekliği
h_t	Dişin taban yüksekliği
h	Diş yüksekliği
S_B	Baş boşluğu
t_g	Temel dairesi üstünde taksimat
t_k	Kavrama doğrusu üzerinde taksimat
t	Taksimat
x	Profil kaydırma (öteleme) faktörü
S	Emniyet katsayısı
a_0	Sıfır ve sıfır kaydırmalı mekanizmalarda eksenler arası mesafe
a	Kaydırmalı mekanizmalarda eksenler arası mesafe
b	Diş genişliği
e	Kavrama uzunluğu
ϵ	Kavrama oranı
F_n	Normal kuvvet

F_t	Normal kuvvetin teğetsel bileşeni
F_r	Normal kuvvetin radyal bileşeni
F_d	Dinamik kuvvet
M_b	Burulma momenti
z	Diş sayısı
K_e	Kavrama faktörü
K_v	Hız faktörü
K_0	Çalışma faktörü
K_m	Kuvvet dağılım faktörü
K_E	Malzeme faktörü
K_α	Yuvarlanma faktörü
K_i	Çevrim faktörü
ψ_d, ψ_m	Genişlik faktörü
E	Elastisite modülü
ρ	Yüzeyin eğrilik yarıçapı
P_H, P_{max}	Hertz basıncı
β_0	Eğim açısı (taksimat dairesinde)
β_g	Eğim açısı (temel dairesinde)
γ_0	Helis açısı
l_c	Temas çizgisi uzunluğu
ζ	Çalışma bölgesi eni
a	Temas alanı yarı genişliği
ν	Poisson oranı

1. GİRİŞ

Hayat standartını yükseltmeye çalışan toplumlar, Sanayi Devrimi ile başlattıkları gelişme hamlesini şimdilerde globalleşmeyle sürdürmektedirler. Bilgisayar ve elektronığın bir adım ileriye çıktığı günümüzde mekanik, insanoğlunun üzerinde en çok emek harcadığı bilim dallarından birisidir ve önemini asla kaybetmeyecektir. Günümüz endüstrisi, bu disiplinleri entegre ederek insanlığa yüksek teknoloji ürünleri sunmaktadır. Gelişen teknolojiye mekanik bilimi de içeriğini zenginleştirerek ayak uydurmuştur. İşte, mekanik biliminin en önemli yapıtaşlarından olan makina elemanları da bu gidişata tasarım ve imalatlarındaki devrimsel gelişimler ile katkıda bulunmaktadır.

Dişli çarklar, eski zamanlardan beri en çok bilinen ve en çok kullanılan makina elemanlarındanıdır. Kullanım alanları endüstrinin gelişimiyle artmış, yüksek teknoloji ile son derece hassas ve dayanıklı dişlilerin üretilmesi hedeflenmiştir. Yıllardır süregelen araştırmalar, dişlilerin mukavemetini arttırmak üzere uğradıkları bozulma çeşitlerini ve nedenlerini de kapsamaktadır.

Diş kırılması, aşınma gibi dişli hasarlarının oluşum mekanizmaları büyük doğrulukla modellenmiş ve tasarımlar bunlara göre yönlendirilmiştir. Pitting vb yüzey hasarları ise meydana çıkmalarına sebep olan mekanizmanın tam olarak anlaşılamamış olması bakımından, araştırmacılar için hala çözüm bekleyen bir problem olarak durmaktadır.

Şimdiye kadar pitting hakkında yapılan deneysel çalışmaların büyük çoğunluğu, ya diskler ya da düz dişliler ile yürütülmüştür. Helisel dişliler gibi endüstride çok önemli kullanım alanları bulan bir makina elemanı üzerinde yeteri kadar araştırma yapılmadığı, sunulan geniş literatür özeti incelendiğinde kolayca görülebilir.

Pitting hakkında güvenilir bilgi birikimi elde etmek maksadıyla, çok sayıda dişli numunesinin ve pitting oluşumuna etki ettiği ispatlanmış ya da düşünülen parametrelerin deneysel çalışmalar ile incelenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu desteğiyle imal ettirilen Kapalı Devre Güç Dolaştıran Dişli Yorulma Test Düzenegi vasıtasıyla, döküm demir helisel dişliler üzerinde çok kapsamlı deneyler yürütülerek eğim açısı (β_0), profil kaydırma faktörü (x), yük (Hertz basıncı) ve devir sayısı parametrelerinin pitting oluşumuna etkisi incelenmiştir.

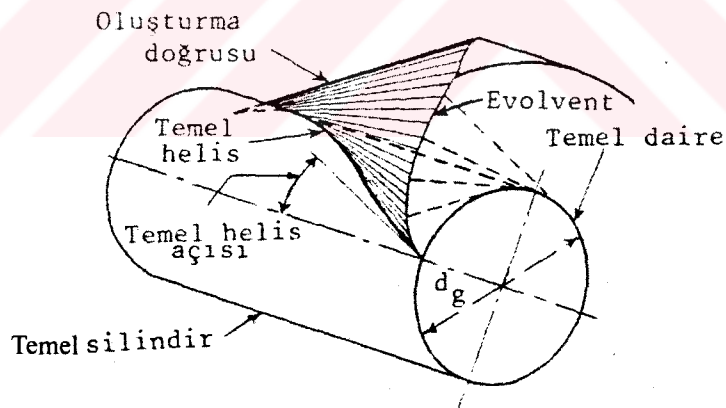


Helisel Dişli Çarkların Temel Boyutları

Helisel dişli çarklarda dişler, normalde silindir üzerine sarılmış bir helisin parçası durumundadır. Fakat, bu silindirden çok ufak genişlikte bir parça kesildiği için dişler, helisel şekilde değil de β_0 açısı ile eğimli düz çizgiler halinde görünür. β_0 açısı, *eğim açısı* adını alır. γ_0 açısı, *helis açısı* olup, eğim açısı ile aralarında

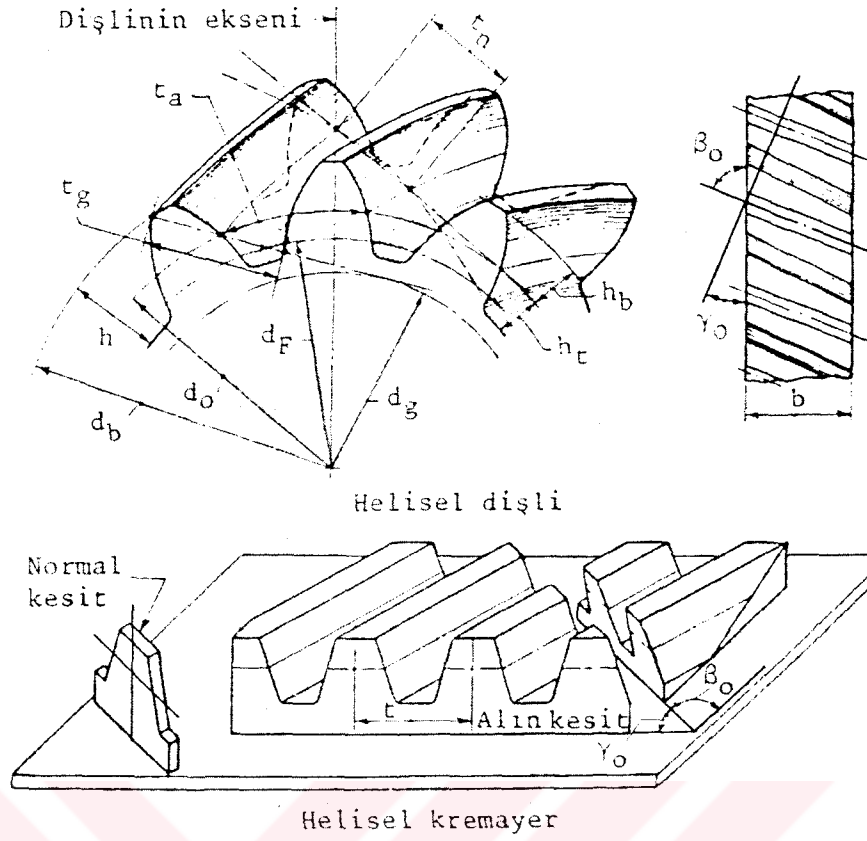
$$\beta_0 + \gamma_0 = 90^\circ \quad (1.1)$$

bağıntısı vardır. Dişli çarklar genellikle *evolvent profile* sahip olarak imal edilirler. *Evolvent*, sabit bir daire (temel dairesi) üzerinde kaymadan yuvarlanan bir doğrunun (anadoğru) üzerindeki herhangi bir noktanın, meydana getirdiği eğridir. Şekil 1.1 de helisel evolventin oluşturulması izah edilmiştir.



Şekil 1.1 Helisel evolventin oluşturulması [35-36]

Helisel dişlinin boyutları ve helisel kremayer, Şekil 1.2 de verilmiştir. Helisel dişlilerde boyut ve faktörler, diş eksenine dik *alın kesit* ve diş doğrultusuna dik *normal kesit* gözönüne alınarak tarif edilir. Normal kesit içinde yer alan *normal referans profili* ve bu profile bağlı faktörler standarttır.



Şekil 1.2 Helisel dişlinin boyutları, alın ve normal kesitler [35-36]

Helisel dişlilerde (a) alt indisi alın, (n) alt indisi de normal kesiti belirtmek üzere boyutlar şöyle sıralanabilir:

Taksimat;

$$t_{a0} = \pi m_a \quad (1.2)$$

$$t_{n0} = \pi m_n \quad (1.3)$$

$$\cos \beta_o = \frac{t_{n0}}{t_{a0}} \quad (1.4)$$

Taksimât dairesi çapı;

$$d_0 = m_a z = \frac{m_n}{\cos \beta_0} z \quad (1.5)$$

Kavrama açıları;

$$\tan \alpha_{a0} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_0} \quad (1.6)$$

genellikle $\alpha_{n0} = 20^\circ$ alınır.

Temel dairesi;

$$d_g = d_0 \cos \alpha_{a0} = z m_a \cos \alpha_{a0} \quad (1.7)$$

Eğim açısı;

$$\tan \beta_0 = \frac{\pi d_0}{H} \quad (1.8)$$

burada H, helisin hatvesidir.

Helisel dişlilerde dişlerin eğiminden dolayı birbirleriyle teması, düz dişlilere nazaran, alın düzleminde *atlama* denilen $S_{at} = b \tan \beta_0$ değeri kadar

fazladır. Bu sayede kavrama oranı da, $\epsilon_{at} = \frac{b \sin \beta_0}{\pi m_n}$ kadar büyür. Kavrama

oranındaki bu fazlalık, helisel dişlilerin düz dişlilere göre aynı şartlar altında daha sessiz çalışmasını ve aynı malzeme ile boyutlara sahipken yük taşıma kabiliyetinin artmasını sağlar [35-36]. Yük taşıma kabiliyetinin artması,

dişlilerde yüzey yorulması mukavemetinin de artması anlamına gelir ki, bu da pitting oluşumunu geciktirici bir rol oynar.

Dişli çark mekanizmasının temel boyutları

Bir dişli çark mekanizması biri döndüren (pinyon), diğeri döndürülen (çark) olmak üzere en az iki dişli çarktan oluşur. Döndüren dişli çarka ait boyutlar ve faktörler 1 indisi ile, döndürülen dişli çarka ait boyutlar ve faktörler 2 indisi ile belirtilmiştir. İki dişli çarkın eş çalışabilmesi için, ikisinin birbirine uyumlu olarak yapılması, yani aynı referans profilini kavraması gerekir. Bu da evolvent dişli çarklarda her iki dişin aynı modüle sahip olması demektir.

Birbirleriyle eş çalışan ve sabit oranda hız ileten profillere *eş çalışan profiller* ve dişli çarklara *eş çalışan dişli çarklar* denir. Sabit oranda hız iletmeye hareketine *eş çalışma hareketi* denir.

Aşağıda dişli çark mekanizmasının temel boyutları ve kavramları açıklanmaya çalışılmıştır:

Yuvarlanma daireleri, çalışma sırasında birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlanan dairelerdir. Yuvarlanma dairesi, yalnız çalışma sırasında meydana gelen bir daire olması nedeniyle, dişli çarka değil, dişli çark mekanizmasına ait bir dairedir.

Yuvarlanma dairesi ile taksimat dairesi arasında

$$d_g = d_0 \cos \alpha_0 = d \cos \alpha \quad \text{ve} \quad d = d_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} = mz \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (1.9)$$

bağıntıları yazılabilir. Burada α *yuvarlanma dairesine karşılık gelen basınç açısıdır*.

Diş profilinin eş çalıştığı profil ile temasta bulunduğu kısmının yüksekliğine h_{ϕ} *çalışma yüksekliği* denir. Operasyon sırasında pinyonun diş başlarının, dişli çarkın diş tabanları ile eş çalıştığı göz önünde tutulursa,

$$h_{\phi} = h_b + h_b = 2m \quad (1.10)$$

olarak bulunur. Böylece diş yüksekliği ile çalışma yüksekliği arasındaki $S_B = h - h_{\phi}$ farkı, *diş başı boşluğunu* meydana getirmektedir.

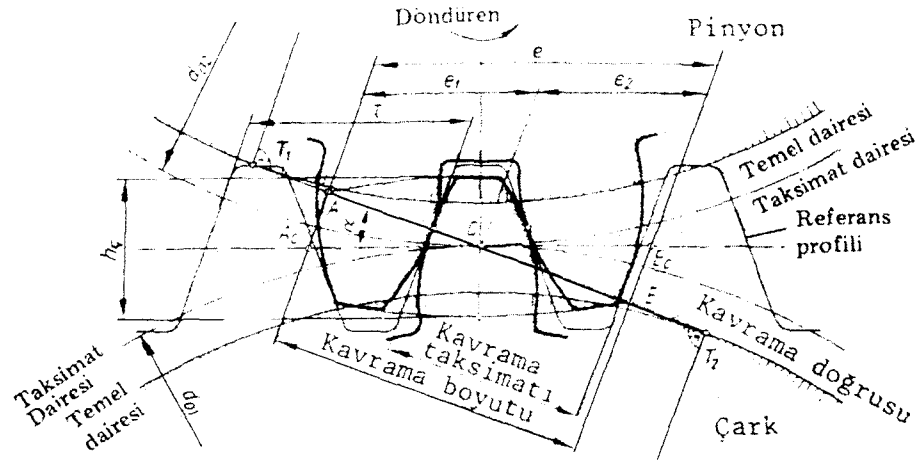
Eksenler arası mesafe, dişli çarkların merkezleri arasındaki uzaklıktan ibarettir, d_1 ile döndüren dişli çarkın yuvarlanma dairesi ve d_2 ile döndürülen dişli çarkın yuvarlanma dairesi gösterilirse, eksenler arası mesafe

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (1.11)$$

olur.

Kavrama faktörleri ve dişli çark mekanizmalarının çeşitleri

Eş çalışan profillerin kavraması, pinyonun diş tabanının A noktası, çarka ait dişin en baş noktası ile temasa geçtiği anda başlar ve pinyonun diş başının E noktası çarka ait diş tabanını terkettiğinde sona erer. Böylece eş çalışan profillerin temas yerleri, *kavrama eğrisi* denilen bir eğri meydana getirirler. Evolvent dişli çarklarda bu eğri bir doğru olarak ortaya çıkar ve *kavrama doğrusu* adını alır. Bu doğru, evolventi meydana getiren ana doğrunun aynı zamanda kendisi olduğundan her iki çarkın temel dairelerine teğettir (Şekil 1.3 deki T_1 ve T_2 noktaları).



Şekil 1.3 Kavrama faktörleri ve mekanizmanın temel boyutları [35-36]

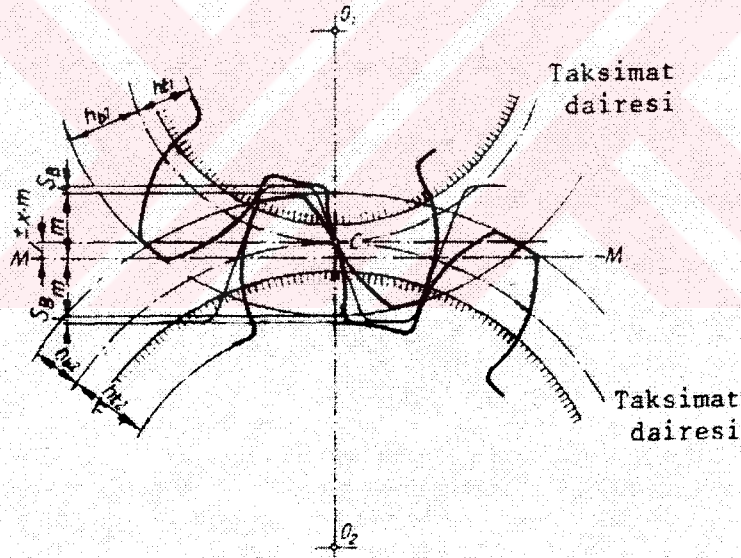
Kavrama doğrusunun her iki baş dairesi arasında kalan ve asıl kullanılan AE uzunluğuna *kavrama boyu* adı verilir. Merkezler doğrusu ile yuvarlanma dairelerinin ortak teğetinin kesiştiği C noktasına *yuvarlanma noktası* denir. Kavrama boyutunun AC kısmına *giriş*, CE kısmına *çıkış kısmı* ve bu kısımlara karşılık gelen açılara *giriş ve çıkış açıları* denir.

Geometrik olarak kavramanın başlangıcını gösteren A noktası, çarka ait baş dairesinin kavrama doğrusu ile kesiştiği noktadır. Kavramanın sona erdiğini belirten E noktası ise, pinyonun (Şekil 1.3) baş dairesinin kavrama doğrusu ile kesiştiği noktadır.

Kavrama doğrusu ile yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti arasındaki α açısına *kavrama açısı* denir (Şekil 1.3). Kavrama açısı, evolvent profilinin yuvarlanma dairelerine karşılık gelen basınç açısına eşittir. Referans profilinin MM orta doğrusu dişli çarkın taksimat dairesine teğet olabilir veya olmayabilir. Referans profilin orta doğrusu dişli çarkın taksimat dairesine teğet olduğu durumda (Şekil 1.3), kavrama açısı referans profilinin yan yüzeylerinin α_0 açısı ile eşittir. Bu durum *sıfır veya standart* yani, $h_b = m$ ve $h_t = 1,25 m$ değerlerine sahip olan bir dişli için geçerlidir. Referans profilinin MM orta doğrusu, mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet

olduğu durumda, dişli çarkların yuvarlanma daireleri, taksimat daireleri ile çakışacaktır. Yani kavrama sırasında dişli çarkların birbiri üzerinde yuvarlanması taksimat daireleri üzerinde gerçekleşecektir. Bu durumda *sıfır veya standart dişli çark mekanizması* elde edilir (Şekil 1.3).

Referans profilinin MM orta doğrusunun mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet olmadığı durum, profilleri kaydırılmış dişli çarklar için geçerlidir (Şekil 1.4). MM orta doğrusu, taksimat dairesinin dışında (Şekil 1.4 de O_1 dişlisinde olduğu gibi) veya iç kısmında (Şekil 1.4 de O_2 dişlisinde olduğu gibi) bulunabilir. Birinci durum, *profili pozitif (+) kaydırılmış*, ikincisi ise *profili negatif (-) kaydırılmış* dişli çarklar için geçerlidir.



Şekil 1.4 Profil kaydırmanın izahı ve ortaya çıkan mekanizma tipleri [35-36]

Mekanizmanın kavrama açısına gelince, burada iki durum ortaya çıkabilir:

Birinci durumda, mekanizmayı oluşturan dişli çarkların birisi pozitif (+) diğeri negatif (-) dişli olmakla beraber, her iki dişlinin profil kaydırma faktörlerinin mutlak değerleri eşittir, yani

$$|x_1| = |x_2| \quad \text{veya} \quad x_1 + x_2 = 0 \quad (1.12)$$

Bu durumda mekanizmanın kavrama açısı referans profilinin α_0 açısı ile eşittir; aynı zamanda dişli çarkların yuvarlanma daireleri, taksimat daireleri ile çakışmaktadır (Şekil 1.4). Bu mekanizmaya *sıfır kaydırmalı (K—0) mekanizma* denir.

İkinci durumda, mekanizmayı oluşturan dişli çarkların birisi sıfır değeri artı veya eksi kaydırmalı veya her ikisi de kaydırmalı olup, profil kaydırma faktörlerinin değerleri farklıdır, yani;

$$x_1 \neq x_2 \quad \text{veya} \quad x_1 + x_2 \neq 0 \quad (1.13)$$

Bu durumda mekanizmanın α kavrama açısı, referans profilin α_0 açısından ve dişli çarkların taksimat daireleri, yuvarlanma dairelerinden farklı, yani

$$\alpha \neq \alpha_0 \quad d_0 \neq d_1 \quad d_{02} \neq d_2 \quad (1.14)$$

Bu mekanizmaya *kaydırmalı (K) mekanizma* denir.

Kavrama oranı, aşağıda verilen

$$\epsilon = \frac{\text{KavramaUzunluğu}}{\text{Taksimat}} = \frac{e}{t} \quad (1.15)$$

bağıntısıyla ifade edilir. Dişli çarklarda hareketin sürekli olması için

$$\epsilon \geq 1 \quad (1.16)$$

olmalıdır, yani eş çalışan bir diş kavramadan çıkmadan önce takip eden dişin kavramaya girmesi gerekir. Kavrama oranı ne kadar büyük olursa, dişli çark o derece sessiz (darbesiz) çalışır.

Dişli çarkların çalışma kapasitelerinin iyileştirilme yöntemleri

Dişli çarkların mukavemet, yüzey basıncı ve aşınma bakımından yük taşıma kabiliyetini arttırmak ve sessiz bir çalışma elde etmek için günümüzde *profil kaydırma* ve *özel düzeltme yöntemleri* kullanılmaktadır.

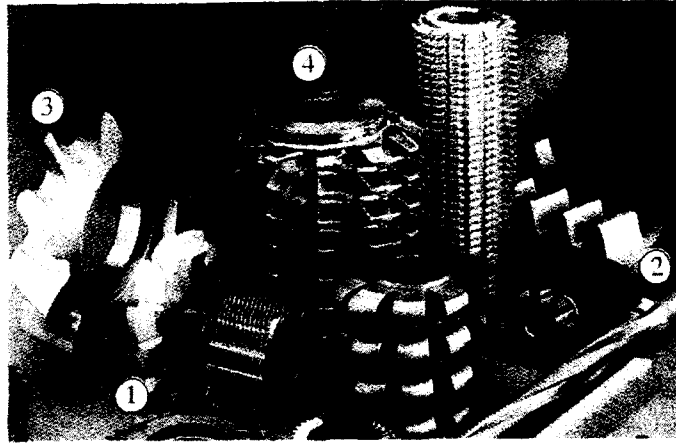
Profil kaydırma yöntemi

Profil kaydırmanın amaçları şunlardır: Alt kesilmeyi önlemek, belirli diş sayısındaki ve standart modüldeki bir dişli çark mekanizmasını arzu edilen bir eksenler arası mesafeye yerleştirmek, mukavemet ve yüzey basıncı bakımından dişli çark mekanizmasının yük taşıma kabiliyetini arttırmak, her iki dişli çarkın diş profillerinin izafi kayma hızlarını eşit kılmak veya olanak oranında azaltmak, daha sessiz bir çalışma elde etmek için mekanizmanın kavrama oranını büyütmek.

Daha önce belirtildiği gibi sıfır dişli çark mekanizmaların yanında, profil kaydırma bakımından, sıfır kaydırmalı ($K - 0$) ve kaydırmalı (K) dişli çark mekanizmaları mevcuttur. ($K - 0$) dişli mekanizması ile ancak alt kesilme önlenabilir. K dişli mekanizması ile yukarıda sayılan bütün amaçlar gerçekleştirilebilir.

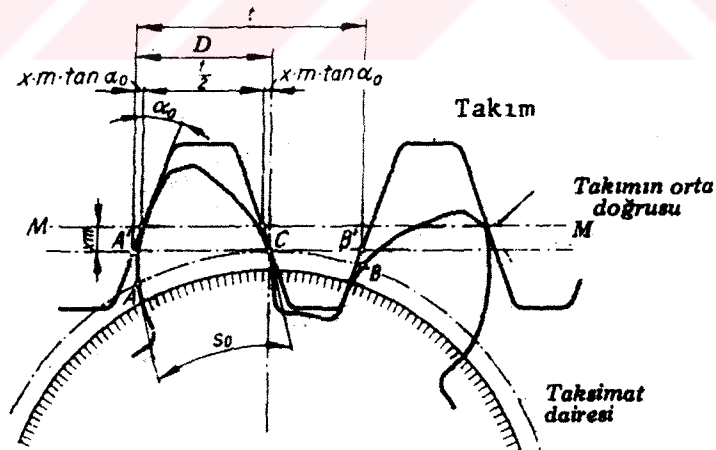
Toplam profil kaydırma faktörü ($x_1 + x_2$) veya profil kaydırma faktörü x büyüdükçe; yük taşıma kabiliyeti artmakta, kavrama oranı ϵ küçülmekte, diş başı kalınlığı s_b ve baş boşluğu S_B küçülmektedir.

Dişli çarklar birkaç farklı usülle imal edilebilirler. Seçilen usüle göre imalat sırasında *form freze* (Şekil 1.5 - 1), *kremayer planya* (Şekil 1.5 - 2), *radyal planya (Felow)* (Şekil 1.5 - 3) veya *azdırma* (Şekil 1.5 - 4) gibi kesici takımlar kullanılır.



Şekil 1.5 Diş açmakta kullanılan takımlar [37]

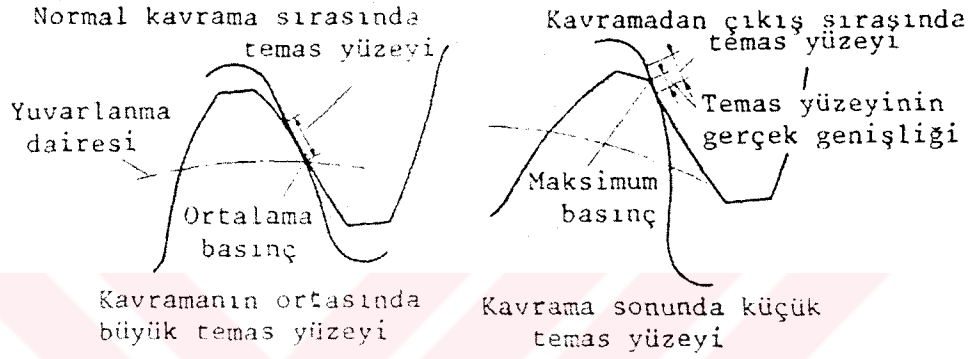
Takımın orta doğrusunun (referans doğrusunun), dişli çarkın taksimat dairesi ile son konumuna göre aynı kesici takımla sıfır, artı kaydırılmış veya eksi kaydırılmış dişliler imal edilebilir. Son konumunda takımın orta doğrusunun dişli çarkın taksimat dairesine teğet olması halinde sıfır dişlisi; x m kadar bir mesafede bulunduğu durumda (Şekil 1.6) kaydırmalı dişli elde edilir. Şekil 1.6 de aynı zamanda, kaydırmanın diş kalınlığı üzerindeki etkisi de gösterilmiştir.



Şekil 1.6 Profil kaydırma olayında kesici takımın konumu [35-36]

Özel düzeltmeler

Dişlilerin daha sessiz bir şekilde çalışması ve daha yüksek bir yük taşıma kabiliyetine sahip olması için profil ve genişlik düzeltmeleri yapılır. Kavramaya girme sırasında darbeleri ve şekil değiştirmeleri, kavramadan çıkma sırasında temas yüzeyinin küçülmesini (Şekil 1.7) önlemek amacıyla diş profilinin baş ve taban kısımları veya yalnız baş kısmı düzeltilir.



Şekil 1.7 Dişlerin eş çalışması sırasında temas yüzeylerinde meydana gelen değişiklik [35-36]

Genişlik boyutundaki düzeltmeler, Hertz yüzey basıncı bakımından daha iyi temas durumu sağlamak ve daha elverişli bir yağlama ortamı oluşturmak amacıyla yapılır [35-36-37-38].

Dişli Çarklarda Mukavemet Hesabı

Dişli çarklara etkiyen kuvvetlere ve dişlerin temas geometrisine genel bakış

Kavrama sırasında diş üzerine gelen ve *diş kuvveti* veya *normal kuvvet* adını taşıyan kuvvet F_n , kavrama doğrusu boyunca etkimektedir (Şekil 1.8).



Şekil 1.8 Düz dişlinin etkisi altında bulunduğu kuvvetler [35-36]

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

$$F_t = F_n \cos \alpha_0 \quad (1.17)$$

ve radyal bileşeni

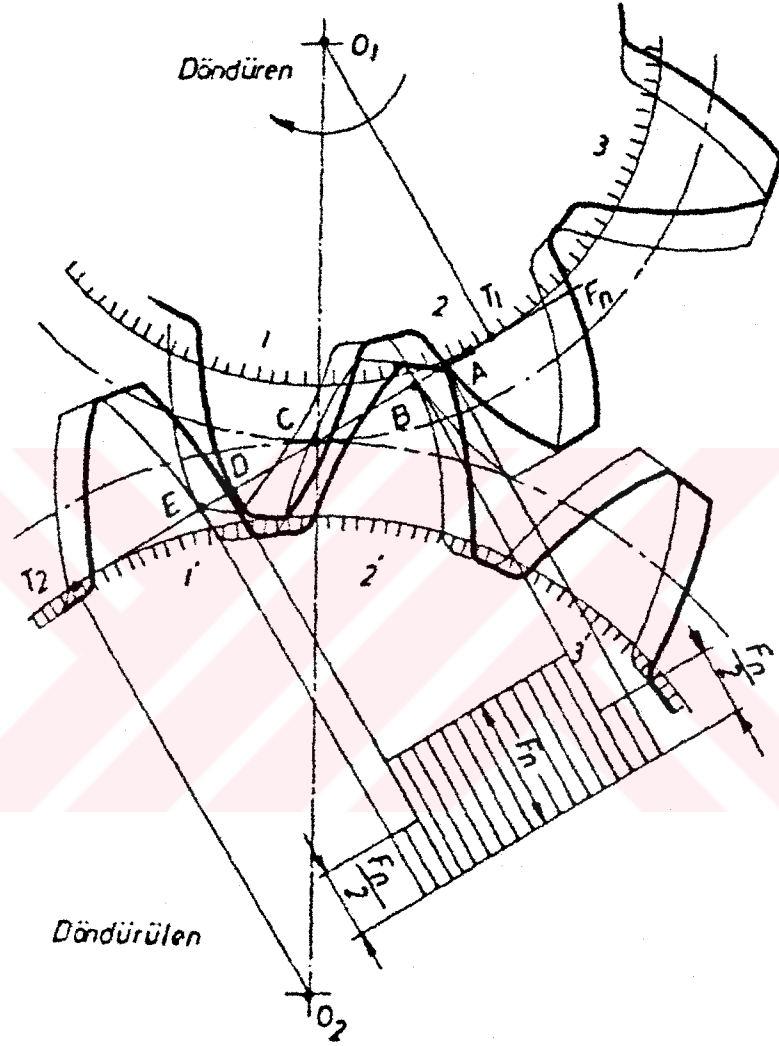
$$F_r = F_n \sin \alpha_0 \quad \text{veya} \quad F_r = F_t \tan \alpha_0 \quad (1.18)$$

olur. Diğer taraftan, iletilen burulma momenti M_b göz önüne alınırsa teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2M_b}{d_0} \quad (1.19)$$

şeklinde ifade edilir.

Eş çalışan dişlilerin temas yeri başka daireler, örneğin yuvarlanma daireleri üzerinde olduğu takdirde (Şekil 1.8) F_n kuvveti aynı kalır fakat, kavrama açısı değiştiği için teğetsel F_t' ve radyal F_r' bileşenleri değişir.

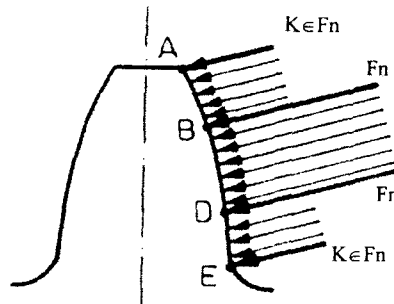


Şekil 1.9 Dişli çarkta dişlerin eş çalışma hali ve bu sırada dişlere etkiyen kuvvetin büyüklüğünün değişimi [35-36]

Kavrama oranı $\epsilon > 1$ olan bir dişli çark mekanizması göz önüne alınırsa (Şekil 1.9); eş çalışan 2 - 2' diş çifti kavramaya girdiği anda (A noktası), 1 - 1' diş çifti hala kavrama durumunda olduğundan 2 - 2' eş diş çifti üzerine ancak $\frac{F_n}{2}$

kuvveti gelir. 1 – 1' dişlisi kavramayı terkettiği anda, belirli bir B noktasında, kavramada sadece 2 - 2' diş çifti kalacak ve tüm F_n kuvveti bu diş çifti üzerine gelecektir. Hareketin devamlılığı nedeniyle 2 - 2' diş çifti D noktasına geldiği anda, takip eden 3 – 3' eş diş çifti kavrama durumuna girecek ve 2 - 2' diş çiftine gelen kuvvet $F_n / 2$ değerine düşecektir. 2 - 2' eş diş çifti kavramayı terkettiği anda (E noktası) diş çiftini zorlayan kuvvet sıfır olacaktır; şöyle ki, dişli çarkın bir devir yapmasıyla herhangi bir diş sıfır ile F_n değerleri arasında değişken bir kuvvete ve dolayısıyla yorulmaya maruz kalacaktır. Ancak tek yönlü çalışan dişlilerde zorlanma şekli genel değişken, sık sık yön değiştiren dişlilerde ise tam değişken olur. Kavrama sırasında eş diş çiftinin kavramada yalnız kaldığını gösteren B ve D noktalarına üst ve alt tekil yüklenme noktaları denir. Ancak, dişli çarkların hesabında dişleri zorlayan kuvveti belirlerken şu hususların göz önünde tutulması gerekir:

Şekil 1.9 da gösterilen yükleme tarzı profil üzerine aktarılırsa (Şekil 1.10), kuvvetin uygulanma noktası olarak, diş başındaki A noktası veya B noktası seçilebilir. Kavramanın başlangıcına karşılık gelen A noktasında bir eş diş çifti daha bulunduğundan, kuvvet nominal değerinden küçüktür; buna karşın gerilmelerin maksimum olduğu diş tabanına kadar olan eğilme kolu en büyük değerini alır. Eş diş çiftinin yalnız kaldığı noktaya karşılık gelen B tekil yüklenme noktasında dişleri zorlayan kuvvet nominal değere eşittir; fakat eğilme kolu daha kısadır.



Şekil 1.10 Diş profilinin çeşitli noktalarına etkiyen kuvvetlerin büyüklükleri
[35-36]

Yukarıdaki ifadelerle göre kuvvetin profil üzerindeki dağılışı kavrama oranına (ϵ) bağılıdır. Bu yüzden, dişi zorlayan kuvvetin diş başındaki A noktasında tesir ettiği düşünülürse, kuvvet ϵ değerine bağlı olarak nominal değerden daha küçük olur. Hesap bakımından bu olay *kavrama faktörü* denilen K_ϵ değeri ile gözönüne alınır.

Taksimat hatalarından veya çalışma sırasında dişlerin deformasyonlarından dolayı, kavrama durumunda bulunan dişleri ek olarak zorlayan bir dinamik kuvvet meydana gelmektedir. Bu hususta pek çok incelemeler ve araştırmalar yapılmış olup dinamik kuvveti hesaplamak için bir takım bağıntılar ortaya atılmıştır. Bunlardan en önemlisi E. Buckingham formülü olarak tanınan

$$F_d = F_t + \sqrt{(2F_z - F_a)F_a} \quad (1.20)$$

bağıntısıdır. Burada, F_a ; ivmelenme kuvveti ve F_z ; dişlerin taksimat hatası oranında şekil değiştirmesine neden olan kuvvettir. Günümüzde yapılan deneyler, dinamik kuvvetin Buckingham formülünden elde edilerinkinden daha küçük olduğunu kanıtlamıştır. Bundan dolayı dinamik kuvvetin çevre hızına bağlı olarak bir *dinamik faktör* veya *hız faktörü* K_v ile göz önüne alınması yeterlidir.

Teorik olarak diş genişliği boyunca kuvvet dağılışının düzgün olduğu kabul edilebilir. Ancak dişli çark mekanizmasını taşıyan millerin deformasyonlarından dolayı diş genişliği boyunca eşit olmayan bir kuvvet dağılımı meydana gelir. Köşe kırılmasına neden olan bu düzgün olmayan dağılım, *kuvvet dağılım faktörü* K_m ile göz önüne alınır.

Motor ve iş makinalarının çalışma tarzları birbirlerinden farklıdır. Gerek motorlar ve gerekse iş makinaları düzgün ve darbeli olarak çalışabilir. Motor ile iş makinalarının çalışma tarzları, *çalışma faktörü* K_0 ile hesaba katılır.

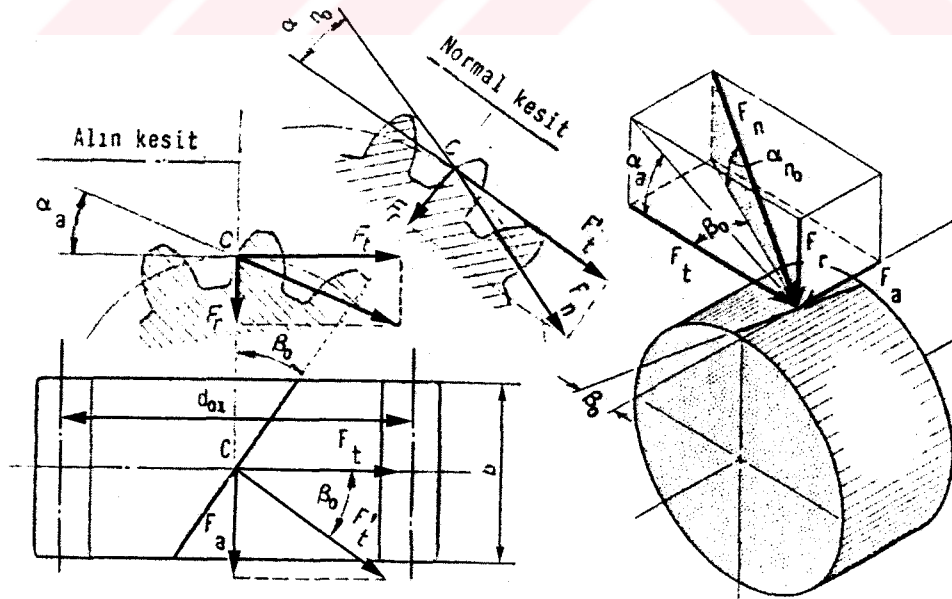
Yukarıda belirtilen olaylar göz önüne alınırsa, dişli çarklar

$$F_{nc} = K_0 K_v K_m K_\epsilon F_n \quad (1.21)$$

kuvvetine göre hesaplanır. Genellikle K_ϵ , ϵ kavrama oranı değerinin yanısıra dişlerin kalitesine, (F_t / b) ile ifade edilen *yüklem durumu* gibi olaylara bağlıdır. Bu nedenle K_ϵ faktörünü tam olarak tayin etmek oldukça zor bir işlemdir. Diğer taraftan hayli karışık olan DIN standartında verilen yöntemle göre, K_ϵ nun değeri ortalama olarak 0,9 ila 1 arasında değişmektedir. Şöyle ki, emniyet unsuru da göz önüne alınırsa kavrama faktörünün değeri $K_\epsilon \approx 1$ olarak alınması tavsiye edilir. Bu durumda diş kuvveti aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$F_{nc} = K_0 K_v K_m F_n \quad (1.22)$$

Helisel dişli çarkların temas geometrisi ve üzerlerine etkiyen kuvvetler



Şekil 1.11 Helisel dişlilere etkiyen kuvvetler, alın ve normal kesit [35-36]

Düz dişlilerde dişe etkiyen F_n kuvveti, helisel dişlilerde normal kesit içindedir ve kavrama doğrusu üzerinde bulunur. Teğetsel bileşeni F_t' ve radyal bileşeni F_r' şu şekildedir:

$$F_t' = F_n \cos \alpha_{n0} \quad (1.23)$$

$$F_r = F_n \sin \alpha_{n0} = F_t' \tan \alpha_{n0} \quad (1.24)$$

F_r' kuvveti de bileşenlerine ayrılabilir:

$$F_t = F_r' \cos \beta_0 = F_n \cos \alpha_{n0} \cos \beta_{n0} \quad (1.25)$$

$$F_a = F_r' \sin \beta_0 = F_n \cos \alpha_{n0} \sin \beta_{n0} \quad (1.26)$$

$$F_t = \frac{2M_b}{d_0} \text{ olduğu hatırlanırsa radyal kuvvet;}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \beta_{n0}} \quad (1.27)$$

ve eksenel kuvvet;

$$F_a = F_t \tan \beta_0 \quad (1.28)$$

şeklinde bulunur. Helisel dişlilerde, düz dişlilerden farklı olarak bir de eksenel kuvvet meydana gelmektedir. (1.22) denklemi geçerli olup,

$$F_{tc} = K_0 K_v K_m F_t \quad (1.29)$$

yazmak mümkündür [35-36].

Dişli Çarkların Yüzey Basıncı Hesabı

Düz dişliler üzerinde temel denklemlerin türetilmesi

Eş çalışan dişlilerin temas noktalarında, yorulma aşınmasına (pitting) neden olan, Hertz tipinde yüzey basınçları meydana gelmektedir. İki silindir için geçerli olan bu basınçlar

$$P_{H \max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b \rho}} \quad (1.30)$$

şeklinde ifade edilir. Burada F_n ; temas yüzeylerine tesir eden normal kuvvet, b ; temas yüzeylerinin genişliği, E ;

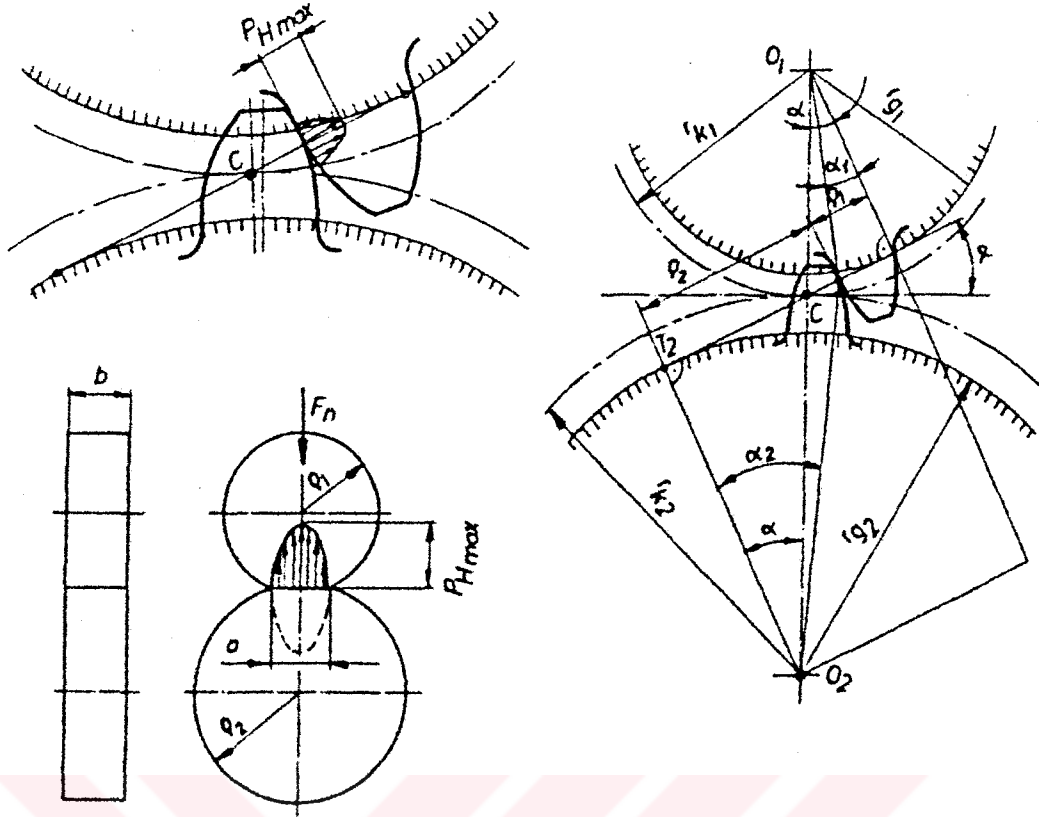
$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (1.31)$$

bağıntısı ile hesaplanan eşdeğer elastiklik modülü, ρ ;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \quad (1.32)$$

denklemleri ile tayin edilen temas yüzeyinin eşdeğer eğrilik yarıçapı, E_1 ve E_2 ; temas halinde bulunan malzemelerin elastiklik modülleri, ρ_1 ve ρ_2 ; temas noktasındaki yüzeylerin eğrilik yarıçaplarıdır. (1.32) bağıntısındaki artı işareti dış temas, eksi işareti iç temas için geçerlidir.

(1.30) bağıntısının dişli çarklara uygulanmasında (Şekil 1.12); temas yüzeylerine tesir eden kuvvet olarak diş kuvveti, temas noktasındaki eğrilik yarıçapları olarak temas noktasından T_1 ve T_2 noktalarına kadar olan ρ_1 ve ρ_2 eğrilik yarıçapları, genişlik olarak dişin genişliği b esas alınmaktadır.



Şekil 1.12 Hertz basınçlarının silindirler üzerinde hesaplanması ve dişlilere uygulanması [35-36]

(Şekil 1.12) ye göre herhangi bir temas noktasındaki eğrilik yarıçapları

$$\rho_1 = r_{g1} \tan \alpha_1 = \frac{d_{g1} \tan \alpha_1}{2} \quad (1.33)$$

$$\rho_2 = r_{g2} \tan \alpha_2 = \frac{d_{g2} \tan \alpha_2}{2} \quad (1.34)$$

olarak ifade edilirse,

$$d_{g2} = i_{12} d_{g1} \quad (1.35)$$

değeri ile, dış temas için (1.32) denklemi;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d_{g_1}} \left(\frac{1}{\tan \alpha_1} + \frac{1}{i_{12} \tan \alpha_2} \right) \quad (1.36)$$

şeklinde yazılır. Bu değer ile ve (1.17) denklemi gereğince

$$F_{tc} = F_{nc} \cos \alpha_0 \quad (1.37)$$

ifadesi ile (1.30) denklemi;

$$P_{H \max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{tc} E}{b d_{g_1} \cos \alpha_0} \left(\frac{1}{\tan \alpha_1} + \frac{1}{i_{12} \tan \alpha_2} \right)} \quad (1.38)$$

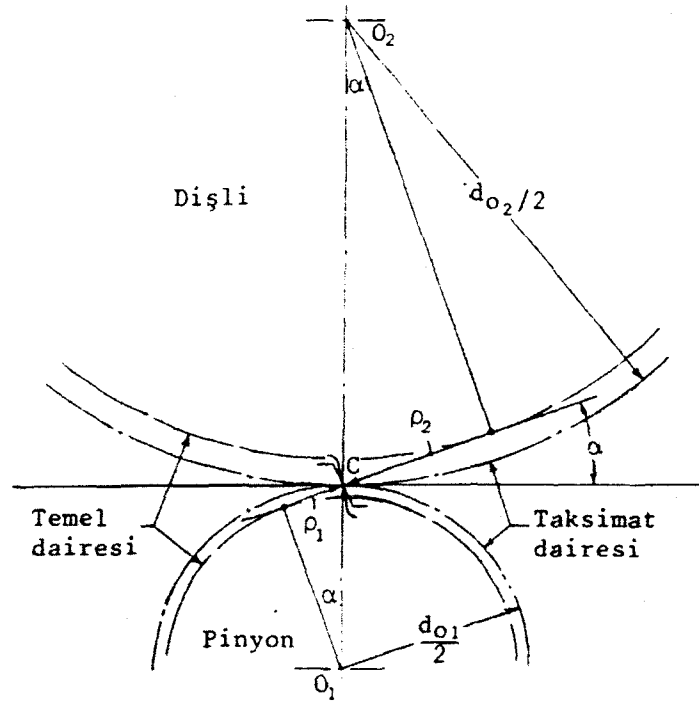
tarzında elde edilir. Yorulma aşınmasının tam yuvarlanma noktasında (C noktası) meydana geldiği kabul edilirse, bu durumda (Şekil 1.13) $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ ve $d_{g_1} = d_{o_1} \cos \alpha_0$ değerleri ile yüzey basıncı denklemi;

$$P_{H \max} = 0,59 \sqrt{\frac{F_{tc} E}{b d_{o_1}} \left(\frac{i_{12} + 1}{i_{12}} \frac{1}{\cos^2 \alpha_0 \tan \alpha} \right)} \quad (1.39)$$

veya sıfır ile sıfır kaydırmalı (K—O) dişli çark mekanizmalarında $\alpha_0 = \alpha$ olduğundan

$$P_{H \max} = 0,59 \sqrt{\frac{F_{tc} E}{b d_{o_1}} \left(\frac{i_{12} + 1}{i_{12}} \frac{1}{\cos \alpha_0 \sin \alpha_0} \right)} \quad (1.40)$$

şeklinde yazılır.



Şekil 1.13 Yuvarlanma noktası ve yüzeylerin eğrilik yarıçapları [35-36]

Yukarıdaki denklemler,

$$K_E = 0,59 \sqrt{E} \quad (1.41)$$

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \alpha_0 \tan \alpha}} \quad (1.42)$$

$$K_i = \sqrt{\frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} \quad (1.43)$$

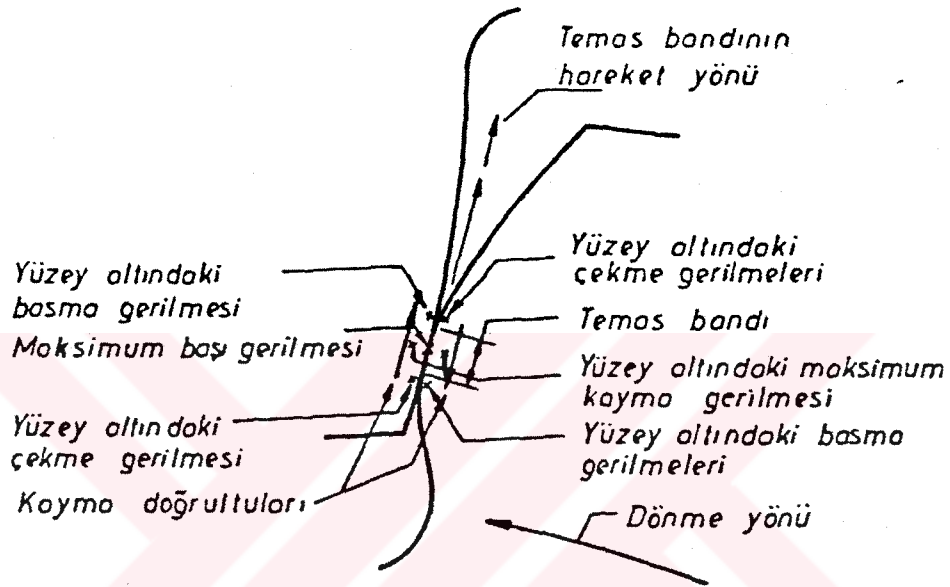
değerleri ile

$$P_{H \max} = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{F_{tc}}{b d_{o1}}} \quad (1.44)$$

veya (1.29) denklemi gözönüne alınırsa

$$P_{H \max} = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{F_t}{bd_{0_1}}} K_0 K_v K_m \quad (1.45)$$

halini alır. K_E malzeme faktörü (Cetvel 3), K_α yuvarlanma noktası faktörü (Cetvel 6), K_i çevrim oranı faktörüdür [35-36].



Şekil 1.14 Eş çalışan diş yüzeylerinde oluşan gerilmelerin değişimi [34]

Helisel dişlilerde yüzey basıncı hesabı

Pratik yaklaşım

(1.40) denklemi ile verilen ifade helisel dişliler için de geçerli olup, sadece K_α yuvarlanma noktası faktörü $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$ oranına ve β_0 eğim açısına bağlı olarak,

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{\cos \beta_g}{\cos^2 \alpha_{a0} \tan \alpha_a}} \quad (1.46)$$

şeklinde kullanılır.

Malzeme faktörü K_E (1.41) bağıntısı ile hesaplanabilir. Bu faktörün değerleri çeşitli malzeme çiftleri için Cetvel 3 de verilmiştir.

Yuvarlanma noktası faktörü K_α (1.42) bağıntısı ile hesaplanabilir. Bu faktörün değerleri, $\alpha_0 = 20^\circ$ için, $(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2)$ oranına ve β eğim açısına bağlı olarak Cetvel 6 da verilmiştir. Düz dişliler için $\beta = 0$ dır.

Çevrim oranı faktörü K_i nin değerleri (1.43) bağıntısından hesaplanır.

Yüzey basıncı mukavemeti için pratik hesap yolu aşağıda açıklanmaya çalışılmıştır. Yorulma aşınması (pitting) zamanla gelişen yani, yük değişme sayısı N ye bağlı olan aşınma tipidir. Buna göre, bu aşınmayı meydana getiren yüzey basıncı ile *yük değişimi sayısı (çevrim sayısı)* N arasındaki bağıntı, Wohler tipinde olacaktır. Burada da $N_0 = 10^7$ yük çevrimi sayısına, *sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı* P_{HD} karşılık gelecektir. Malzemenin yüzey sertliğine bağlı olan P_{HD} nin değerleri çelik ve dökme demirden yapılan dişli çarklar için;

$$P_{HD} \approx 0,28 \text{ HB} \quad (1.47)$$

veya

$$P_{HD} \approx 3,0 \text{ HRC} \quad (1.48)$$

bağıntıları ile hesaplanabilir. Bronz alaşımlarında

$$P_{HD} \approx 0,22 \text{ HB} \quad (1.49)$$

alınabilir.

Malzemelerin yüzey sertlikleri Cetvel 1 de verilmiştir. Sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı tayin edilirken en yumuşak dişin sertliği esas alınır. Diğer taraftan pinyon dişlinin diş sayısı z_1 , dişli çarkın z_2 diş sayısından daha küçük olduğundan pinyon dişlinin dişleri belirli bir süre içinde daha çok kavrama durumuna girecekler ve daha çabuk aşınacaklardır. Bu nedenle mekanizmanın her iki dişlisinde eşit aşınma sağlamak amacıyla, genellikle küçük dişlinin sertliği yaklaşık olarak

$$HB_{\text{pinyon}} \geq HB_{\text{çark}} + 15 \text{ (daN/mm}^2\text{)} \quad (1.50)$$

alınır.

Dişlinin yüzey basıncı mukavemet sınırı P_{HD}^* ,

$$P_{HD}^* = K_{LO} K_R P_{HD} \quad (1.51)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada K_{LO} *ömür faktörü* (Cetvel 2) ve K_R *güvenilirlik faktörüdür* (Cetvel 7).

Emniyet yüzey basıncı P_{Hem}

$$P_{Hem} = \frac{P_{HD}^*}{S} \quad (1.52)$$

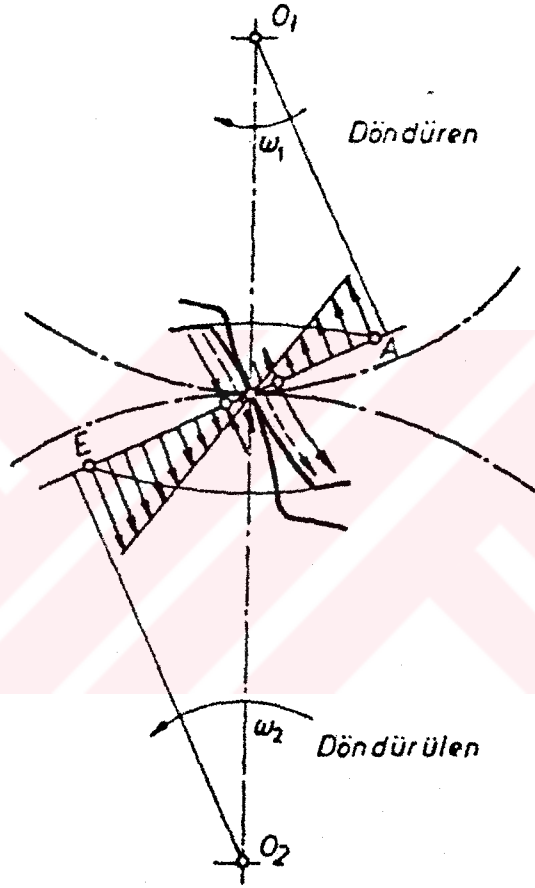
bağıntısı ile tayin edilir. Emniyet katsayısının

$$S = 1,25 - 1,5 \quad (1.53)$$

alınması tavsiye edilir [35-36].

Eş çalışan diş yüzeylerinde kayma olayı

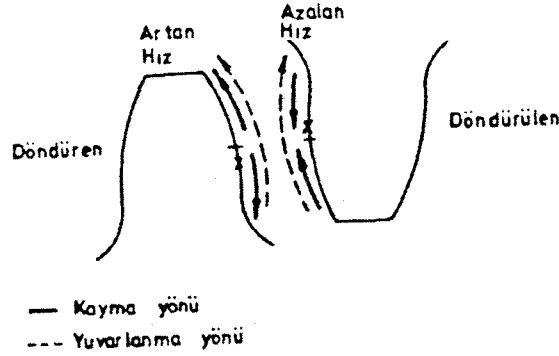
Eş çalışan dişlerin profillerinin her ikisine de teğet olan hayali doğru üzerindeki hız bileşenleri birbirinden farklıdır. Bu sebeple söz konusu profiller birbirleri üzerinde yuvarlanırken, aynı zamanda kayarlar. Sadece *C yuvarlanma noktasında* kayma olmaz. Kavrama doğrusu üzerindeki hız dağılımı Şekil 1.15 ile verilmiştir.



Şekil 1.15 Kayma hızlarının dağılımı [35-36]

Kavrama olayının başladığı A noktası ve bittiği E noktasında kayma hızları en yüksek değerine ulaşır. Her iki noktadan, yuvarlanma noktası C ye doğru yaklaşıldıkça e *kavrama uzunluğu* ile orantılı olarak azalarak, nihayet sıfıra varmaktadır.

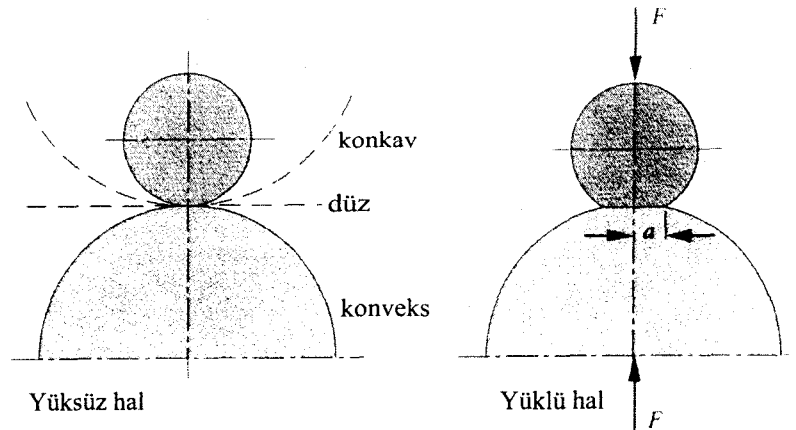
Kayma hareketi yuvarlanma noktasında yön değiştirir. Kayma olayı, yüzey bozulmalarını artırıcı bir etkidir.



Şekil 1.16 Eş çalışan diş yüzeyleri üzerinde yuvarlanma ve kayma yönleri [40]

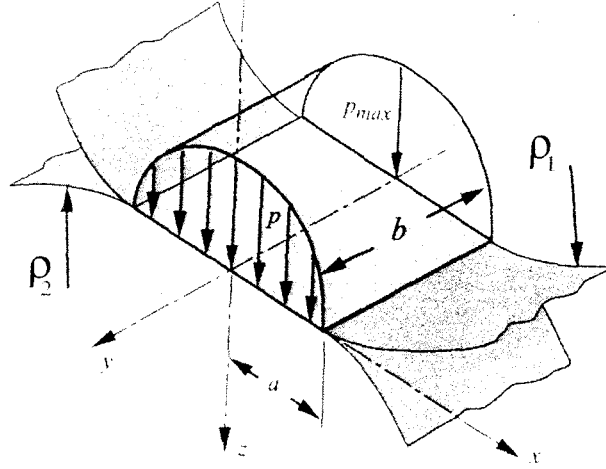
Hertz basıncının değişen helisel dişli temas çizgisi uzunluğuyla değişimi

Helisel diş yüzeylerinde ortaya çıkan Hertz basıncının tespiti için, (çizgisel) temas halinde bulunan iki silindir arasında meydana gelen gerilmelerin benzeşiminden hareket edilir (Şekil 1.17).



Şekil 1.17 Temas halindeki silindirlerin meydana getirdiği temas alanı [37]

Yük altındaki iki silindir birbiri üzerinde yuvarlanırken meydana gelen *temas alanı*, dikdörtgensel kesite sahip olur. *Basınç dağılımı* ise, yarıçapı a olan yarı eliptik bir prizma şeklindedir (Şekil 1.18).



Şekil 1.18 Silindirik temas sırasında, elipsoidal prizma şeklinde meydana çıkan basınç dağılımı ve dikdörtgensel temas alanı [37]

Temas basıncı, merkezde maksimum değerine ulaşır. Temas alanına etkiyen F uygulama kuvveti, basınç dağılımını simgeleyen yarı prizmanın hacmine eşittir.

$$F = \frac{1}{2} \pi a b p_{\max} \quad (1.54)$$

Burada b , silindir eksenine boyunca temas uzunluğudur. Maksimum temas basıncı;

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi a b} \quad (1.55)$$

olarak elde edilir.

Silindirlerin yarıçapları ρ_1 ve ρ_2 cinsinden bir silindir geometrisi sabiti tanımlanarak;

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (1.56)$$

yazılabilir.

Temas alanı yarı genişliği a ise;

$$a = \sqrt{\frac{2 \left(\frac{m_1 + m_2}{B} \right) F}{\pi b}} \quad (1.57)$$

olur. Burada, E elastiklik modülü ve ν Poisson Oranı olmak üzere;

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad \text{ve} \quad m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (1.58)$$

silindirlere ait malzeme sabitleridir.

Şekil 1.19, helisel dişli çark üzerinde maksimum Hertz basıncını tayin için gerekli geometriyi göstermektedir. Eş çalışan helisel diş yüzeyleri arasında çizgisel temas olduğu kabulünden yola çıkarak (1.55) denkleminde;

$$p_{\max} = \frac{2F_n}{\pi ab} \quad (1.59)$$

elde edilir. Denklem (1.25) ve Şekil 1.19 yardımıyla;

$$p_{\max} = \frac{2}{\pi a \cos \beta_g \cos \alpha_{a0}} \frac{F_t}{L_c} \quad (1.60)$$

$$a = \sqrt{\frac{8}{\pi \sum \rho} \frac{F_t}{L_c \cos \beta_g \cos \alpha_{a0}} \left(\frac{1 - \nu^2}{E} \right)} \quad (1.62)$$

olarak yazılabilir.

Kritik basıncın meydana gelme derinliği yüzeyden takriben

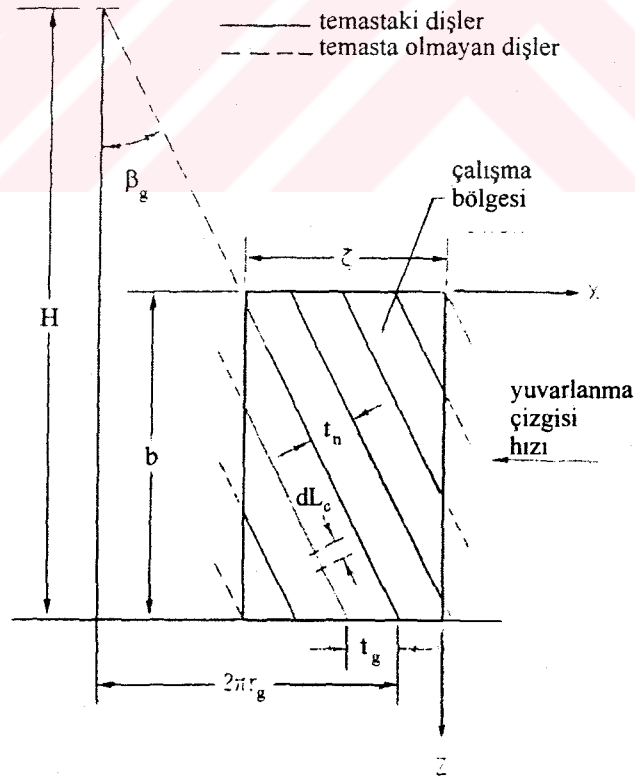
$$z_0 = 0,5a \quad (1.63)$$

kadardır.

Maksimum kayma gerilmesinin büyüklüğü ise;

$$\tau_0 = 0,25 p_{\max} \quad (1.64)$$

olarak verilebilir.



Şekil 1.20 Eş çalışan diş yüzeylerinin meydana getirdiği çalışma bölgesi ve temas çizgileri [21]

Şekil 1.20 de *çalışma bölgesi* gösterilmiştir. Çalışma bölgesi içinde birçok temas çizgisi ortaya çıkar. Bu olayı, sabit bir gözlem karesi (çalışma bölgesi) içerisinde geçen bir seri kayan çizgi (temas çizgileri) olarak canlandırmak mümkündür. Temas çizgilerinin boyu, belirli bir anda, grafik veya analitik metodlarla hesaplanabilir. İyi tasarlanmış dişlilerde temas çizgisinin minimum boyunun, hesaplanan teorik boyun %95 'i uzunluğunda olduğu saptanmıştır. Bu durumda;

$$L_c = 0,95b \frac{\zeta}{t_g \cos \beta_g} \quad (1.65)$$

yazılabilir [21-32-37].



Dişli Çarklarda Pitting Oluşumu Üzerine Yapılmış Çalışmalar

Pitting, dişlilerde son derece sık rastlanılan bir yüzey hasarı olması sebebiyle 1930 lardan bu yana bir çok deneysel ve teorik çalışmaya konu olmuştur. Çeşitli malzemelerden imal edilmiş, farklı özelliklere sahip diskler vasıtasıyla yapılan basınç, aşınma, çatlama ve yüzey yorulması deneylerinin sonuçları, geometrik benzeşim kurularak dişlilere aktarılmaya çalışılmıştır. Sonraları geliştirilen dişli çark deney düzenekleri ile daha detaylı incelemeler de yürütülmüştür.

Yıllar boyunca yapılan deneylerde pitting oluşumuna etkisi incelenen başlıca parametreler; yüzey basıncı, yükleme durumu (servis şartları, diş etkiyen kuvvetler), malzeme cinsi (mikro yapı özellikleri), yüzey pürüzlülüğü (imalat özellikleri), ısıtma işlemi, yağlama rejimi cinsi, yağlayıcı özellikleri, dişli çarkların geometrilerinde yapılan değişiklikler (profil kaydırma ve özel düzeltmeler) olarak sıralanabilir.

İncelemeye tabi tutulan bu parametrelerin mümkün olduğu oranda tek tek ve kombinasyonlar halinde meydana getirdikleri etkiler belirlenerek, pitting hasarının kesin oluşum sebebi ve mekanizmasının ortaya çıkarılmasına gayret edilmiş, alınabilecek muhtemel tedbirler denenmiş, dişlilerin yüzey hasarları bakımından güvenli servis sunabilmesi için ömür tahminleri yapılmaya çalışılmıştır.

Keer ve Bryant [1]; üzerinde inceleme yaptıkları yüzeyde, sürtünmenin de hesaba katıldığı Hertz temasının ve belli bir açıya sahip yüzey çatlağının birbirleriyle etkileşimini, dolayısıyla meydana gelen pitting çukurcuklarının oluşum mekanizmalarını incelemişlerdir. Söz konusu çatlakların çevrimsel yüke maruz kalması durumunu, üzerindeki basınç dağılımının Hertz basınç dağılımına uygun gerçekleştiği varsayılan disklerle simüle etmişlerdir. Oluşan

çatlağın boyunun arttırılması ve basınç yoğunluk faktörünün hesaplanması ile *yuvarlanan yüzeylerin yorulma ömrü için bir tahminde* bulunmuşlardır.

Dawson [2]; birbiri üzerinde yuvarlanan yüzeylerde, yüzey pürüzlülüğünün yağ filmi kalınlığına oranı olarak tanımlanan *metalik temasın* pitting oluşumunda oynadığı rolü araştırmıştır. Diskler vasıtasıyla yaptığı deneyler sonucunda, aşırı yük altında meydana gelen yüksek yüzey gerilmelerinin metalik temas ile beraber pitting oluşumunu hızlandığını tespit etmiştir.

Glodez ve arkadaşları [3]; dişli yüzeylerinin *pitting mukavemeti için kırılma mekaniği yaklaşımıyla bir model* geliştirmeye çalışmışlardır. Eş çalışan düz dişli yüzeylerinin temas alanındaki gerilme dağılımı ile gerilme yoğunluk faktörü ve çatlak boyu arasındaki bağıntı, silindir geometrisi üzerinde sonlu elemanlar methoduyla hesaplanarak benzeşim yoluyla dişlilere uygulanmış, bulunan bu nümerik sonuçlar dişliler üzerinde yapılan deneylerden elde edilenlerle mukayese edilmiştir.

Winter ve Weiss [4]; ısıtılma tabi tutulan dişlilerde *yüzey sertliği ve sertleştirme derinliğinin dış yüzeyinin yük taşıma kapasitesine etkisini*, dolayısıyla pitting mukavemetinin değişimini araştırmışlardır. Ayrıca, yağlayıcı, malzeme cinsi, yüzey pürüzlülüğü parametrelerini de incelemişlerdir.

Kubo ve arkadaşları [5]; temas eden makina elemanlarının yüzey mukavemeti hakkında veri toplamak amacıyla birbiri üzerinde yuvarlanan yüzeyi pürüzlü ya da pittinge uğramış disklerle deneyler yapmışlardır. *Artan yüzey pürüzlülüğü ve çukurcuk sayısının temas basıncı yoğunluğuna etkisini* araştırmışlardır.

Venkatesh ve Krishnamurty [6]; kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği ile yaptıkları deneyler sonucunda, mikro fotografik analizler

vasıtasıyla pittinge uğramış alanların mikro yapısındaki değişiklikleri, çukurcuk oluşumuna sebep olan *yüzey ve yüzey altı çatlaklarının gelişim mekanizmasını tespit etmeye* çalışmışlardır. Belli tur sayılarının ardından deneyi durdurarak, pitting derinliklerinin çevrim sayısı ile değişimini de kontrol etmişlerdir.

Bartz ve Krüger [7]; çalışmalarında pittingin ortaya çıkış mekanizmasını, oluşan çukurcukların tiplerine göre meydana geliş sebeplerini ve günümüze dek yeterli bir açıklama getirilememiş olan *yağlayıcıların pitting oluşumuna etkisini* araştırmış, hasarın önlenmesi için alınabilecek etkili önlemleri tartışmaya açmışlardır.

Krishnamurty [8]; dişli çark imalatında çok önemli yer tutan *profil öteleme olayının yüzey mukavemetine etkisini*, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla, sıfır kaydırmalı düz dişli çark mekanizmaları üzerinde gerçekleştirdiği deneyler ile araştırmıştır. Kullandığı dişliler 0 , 0,2 , 0,5 ve 1,0 profil kaydırma faktörlerine sahip çelik dişlilerdir. Yağlayıcı cinsi, yağlama şartları, yüzey pürüzlülüğü, devir hızı parametreleri sabit tutulmuştur. Belirli tur sayılarından sonra deneyleri durdurarak önceden belirlediği diş yüzeylerini incelemiş, aynı pitting oluşumuna ait derinliğin artan tur sayısı ile değişimini kaydetmiştir. Ayrıca, ortaya çıkan çukurcukların mikro fotoğraflarını da çekerek araştırmasını iç yapıya kadar detaylandırmıştır. Çalışmalarının sonucunda Krishnamurthy; artan pozitif profil kaydırma faktörüyle eş çalışan diş yüzeyleri arasındaki temas çizgisi uzunluğunun arttığını, buna bağlı olarak temas halindeki bu dişler tarafından paylaşılan efektif yükün, dolayısıyla da basıncın azaldığını görmüştür. Profil kaydırmayla yağ filmi kalınlığının attığını da tespit etmiştir. Sözü edilen tüm bulguların ışığında birkaç özlü grafik ve basit bir bağıntı ile pozitif profil kaydırma faktörü arttıkça, dişli yüzeylerinde görülen % pitting hasar oranının azaldığını ortaya koymuştur.

Bartz ve Krüger [9]; kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla, ısıtma işlemi görmüş (semente edilmiş) çelik dişliler üzerinde pitting oluşumunun yağlayıcılar ve katkı maddeleriyle değişimini incelemişlerdir. Katkı maddelerini pitting oluşumunu geciktirmede başarılı olduğunu tespit etmişlerdir.

Breen [10]; daha çok günümüz literatürünün bir derlemesi olan çalışmasında gerilme/mukavemet ilişkisine dayalı dişli ömrünü, karbürizasyonla sertleştirilmiş dişlilerde meydana gelen yüzey hasarları açısından irdelemektedir.

Cheng ve arkadaşları [11]; düz ve helisel dişli çarklardaki pitting mukavemeti ömrünü tahmin amacıyla pitting morfolojisine dayanarak, yüzey ve yüzey altı çatlaklarının oluşum ve gelişimini modellemeye çalışmışlardır. Deneylerini diskler yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sırasında yüzey çatlaklarının beklenenden erken çevrim sayılarında ortaya çıkmalarına rağmen, yüzeyden içeriye doğru ilerlemelerine hızlandırıcı etki yapacak, dış temas (aktif) yüzeyinin düşük kayma gerilmeleri bölgesinde bir yüzey inklüzyonu olmadıkça çok yavaş ilerlerledikleri tespit edilmiştir. Yazarlar bu fenomenin, dişlilerde sıkça rastlanan tek, derin pitting çukurcuğu oluşumunda rol oynayan başlıca mekanizma olduğunu düşünmektedir. Çevrimsel kayma gerinimi ve ortalama normal gerilmenin bileşke etkisi ile meydana gelen çatlak başlangıcı için, kaç çevrim yapılması gerektiği hakkında bir kriter geliştirilmesine çalışılmıştır.

Venkatesh ve Krishnamurty [12]; yüzey pürüzlülüğü, kesici takım izlerinin yönelişi ve yağlayıcı cinsinin gri dökme demirden imal edilmiş düz dişli çarklardaki pitting oluşumuna etkisini araştırmışlardır. Deney sonuçlarına göre, artan yüzey pürüzlülüğü değeriyle birlikte % pitting oranı da artmaktadır. Düşük yüzey pürüzlülük değerine sahip dişli yüzeylerinde, bunlara göre kaba (görelî olarak daha pürüzlü) yüzeylere nazaran pitting

oluşumunun daha erken ortaya çıkması, fellow ile imal edilmiş daha az pürüzlü yüzeye sahip çarklardaki kalıcı çekme gerilmelerinin, pitting oluşumu üzerinde işletmeden önceki yüzey pürüzlülük durumundan daha etkili olduğunu göstermektedir. Çelikler için S-N diyagramındaki dirsek noktasının ötesinde, pitting oluşumu işletmeden önceki yüzey pürüzlülüğü değerlerinden bağımsızdır. Yüzeylerindeki kesici takım izleri mekanizmanın dönüş yönüne paralel olan dişlilerde, takım izleri mekanizmanın dönüş yönüne dik olanlara göre daha fazla pitting görülmüştür. Yağlayıcı kullanılmaksızın yapılan deneylerde, pittinge sebep olan çatlakların eş çalışan yüzeylerin kayma yönünde geliştiği saptanmıştır. Ayrıca, kuru çalıştırılan dişlilerde meydana gelen pitting hasarı, yağlayıcıların pitting oluşumunda muhakkak rol alan bir faktör olmadığını da kanıtlamıştır. Başlangıç pittingini takip eden hasar verici pittingin, yağlayıcının viskozitesiyle direkt olarak ilgili olduğu gözlenmiştir.

Venkatesh ve Krishnamurty [13]; çelik düz dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde *devir hızının, yağlayıcı tipinin, işletmeden önceki yüzey pürüzlülüğü değerinin, talaşlı imalat sırasında farklı kesme hızlarından doğan kalıcı gerilmelerin, kesici takım izlerinin yönlenişinin ve profil kaydırma faktörünün* pitting oluşumuna etkisini araştırmışlardır. 0, 0,2 , 0,5 ve 1,0 kaydırma faktörüne sahip sıfır kaydırmalı mekanizmalar üzerinde gerçekleştirdikleri kapsamlı deneylerin sonucunda:

Artan pozitif profil kaydırma faktörüyle beraber pitting başlangıcının geciktiğini ve % pitting oranının azaldığını,

$x = 1,0$ kaydırma faktörüne sahip dişlilerde sadece (başlangıç) düzeltici pitting oluşumuna rastlandığını fakat, bu dişlilerin ağır scoring ile harap edildiğini,

Fellow ile imal edilmiş dişlilerde işletmeden önceki yüzey pürüzlülüğü arttıkça pitting oranının arttığını, düşük yüzey pürüzlülük değerine sahip dişli yüzeylerinde bunlara göre kaba (görelî olarak daha pürüzlü) yüzeylere nazaran pitting oluşumunun daha erken ortaya çıktığını, fellow ile imal edilmiş (azdırma ile açılmış çarklara göre) daha az pürüzlü yüzeye sahip çarklardaki

kalıcı çekme gerilmelerinin, pitting oluşumu üzerinde işletmeden önceki yüzey pürüzlülük durumundan daha etkili olduğunu,

Kalıcı çekme gerilmelerinin dişlilerin pitting ömrünü azalttığını,

Yüksek katkı oranına sahip yağlayıcıların kullanıldığı deneylerde pitting oluşumunun daha erken olduğunu, pitting başlangıcının yağın kimyasal tepkimesi ve pitting yüzdesinin de yağın viskozitesi ile değiştiğini,

Artan çevrim hızı ile toplam pitting yüzdesinin düştüğünü fakat, pitting oluşumunun daha erken meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Rao ve ekibi [14]; ısıtıl işlem uygulanmış profil kaydırmalı düz dişli çarklar üzerinde kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde *temas basınçlarının, eş çalışan yüzeylerin kayma hızlarının, yağ filmi kalınlığının ve temas çizgisi üzerinde yüzey altı maksimum kayma gerilmesinin yerinin değişiminin* pitting oluşumuna etkisini araştırmışlardır. Profil kaydırmaya sahip dişlilerin daha iyi pitting ve aşınma mukavemeti sergiledikleri, ısıtıl işleme tabi tutulanlarında ise neredeyse hiç scoring hasarına rastlanmadığı rapor edilmiştir.

Venkatesh ve Krishnamurty [15]; kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla, 4 ve 5 mm modüle sahip çelik düz dişli çarklar üzerinde yaptıkları deneylerde *pitting oluşumunun mekanizmasına* açıklık getirmeye çalışmışlardır. Mikro yapı incelemesine ağırlık verdikleri araştırmaları sonunda; temas bandındaki yüksek basınca maruz bölgelerin yorulma çatlaklarına başlangıç teşkil ettiğini ve klasik yelpaze şekilli çukurcuklara sebep olan tanecikler arası ve tanecik içi çatlakların oluşumunu gözlemlemiş, bu çatlakların uçlarındaki çevrimsel kapanıp açılma işleminin daha derin çatlakların gelişimine zemin hazırladığını tespit etmişlerdir. Yüksek yük altında, eş çalışan yüzeylerdeki kayma ve yuvarlanma olaylarının meydana getirdiği aşırı yüzey ve yüzey altı sıcaklıklarının iç yapıda yeniden kristalleşmeye (gerinime) ve tane irileşmesine sebep olduğunu ve mikro sertlik değerlerini düşürdüğünü, azalan sertlikle beraber absorbe edilmiş yağ filminin

etkisiyle yüzey enerjisinin düştüğünü ve yüzey yorulması kaynaklı hasarların meydana geldiğini belirtmişlerdir.

Patki [16]; yaptığı çalışmada *evolvent dişli çark profili üzerindeki pitting dağılımını incelemeye yönelik bir değerlendirme metodu* önermiştir. Çalışmasında genel olarak, çukurcukların diş yüzeyinde kapladığı alan dişin uğradığı hasarın ölçüsü olarak alınmıştır. Bir dişli çarkın hizmet ömrünü de, diş profilinin çalışan (aktif) bölgesinin alanca belli bir yüzdesini kaplayan hasarlı kısmın bir sınır değeri aşmasıyla son bulduğunu ileri sürmüştür. Bunlara ek olarak, çalışma sırasında aşınmadan kaynaklanan ağırlık kaybını da pitting hasarı için başka bir ölçü değeri olarak belirlemiştir. Çelik düz dişliler kullanarak yaptığı deneylerin sonucunda Patki:

Diş profili boyunca pitting hasarının belli bir dağılıma uyacak genel bir eğilim gösterdiğini ve çukurcuk dağılımının artan çevrim süresiyle pek değişmediğini, Test pinyonuna ait dişlilerde yuvarlanma noktasına yakınlarında yoğun çukurcuk oluşumu gözlemlendiğini ve bunların toplam hasarın büyük kısmını teşkil ettiğini,

Meydana gelen pittingin, yükün aktif diş profili boyunca kötü dağıldığına işaret eder biçimde farklılıklar gösterdiğini, ilerleyen işletme ile aktif temas bölgesi ve hasarlı alan genişliklerinin pek değişmediğini fakat, hasarlı bölgenin merkezinin diş profili boyunca bir miktar kaydığını,

Pitting hasarının diş profili boyunca en azından bir maksimum nokta sergileyerek değişmesinin beklenmesi gerektiğini ve bu kritik temas noktasındaki hasar yoğunluğunun, dişlilerin hizmet ömrünü tanımlayan kriteri geliştirmek üzere gerçekçi bir ölçü olduğunu,

Temas çizgisindeki hasar miktarının lineer ölçümünün daha kolay olup, profil eğriliklerinin etkisinden muaf kabul edilebileceğini ortaya koymuştur.

Dawson [17]; pitting gelişimi hakkında veri toplamak amacıyla çelik diskler kullanarak bir seri deney yapmış, 1935 yılında Way tarafından ileri sürülen

çatlak oluşum mekanizmasını, yine Way 'in yapmış olduğu deneyleri tekrarlayarak açıklamaya çalışmıştır.

Weck ve arkadaşları [18]; dişlerin temas bölgesindeki efektif diş yükünün hesaplanmasına dönük olarak, *Hertz yüzey basıncı oluşumuna kayma olayının ve çevresel hızların etkisi* üzerine çalışmışlardır. Deneysel araştırmalarını diskler üzerinde yürütmüşler, hesaplamalarda diskler ve dişliler arasındaki benzeşimden yararlanmışlardır.

Dawson [19]; % 0,3 karbon içeren sünek çelik malzemeden imal edilmiş diskler üzerinde yaptığı deneylerle, eş çalışan dişli yüzeylerindeki *kayma olayının pitting oluşumuna etkisini* araştırmıştır. Sonuç olarak; kaymanın pitting üzerinde pek az bir etkisinin bulunduğunu, dişli yüzeyinde kayma yönünün pozitif olduğu bölgede yağlayıcı basıncını ortaya çıkaran mekanizmanın aksaması ile pitting oluşumunun zorlaştığını tespit etmiştir. Büyükçe bir çukurcuk etrafında mikro sertlik ölçümleri almış, aynı çukurcugun farklı bölgelerindeki derinlik seviyelerini de belirlemiştir.

Blake ve Cheng [20]; dişlilerde *yuvarlanma / kayma temas şartları altında yüzey çatlağı oluşumunu* esas alıp, kırılma mekaniği yaklaşımıyla bir analiz yaparak, pitting oluşumuna kadarki hizmet ömrü ve arıza olasılığı hesabına yönelik bir model ortaya koymuşlardır. İşletmeden önceki yüzey pürüzlülüğünün muhtemel yüzey hasarlarına etkisini de araştırmışlardır.

Coy ve ekibi [21]; daha önce yuvarlanmalı yataklar için istatistiksel yaklaşım kullanılarak yapılmış yüzey yorulması ömrü hesabını dişli çarklara uygulamışlardır. Özellikle, *helisel dişlilerin değişen temas çizgisi uzunluğunu da işe katarak hesapladıkları Hertz basıncı ve dişlilerin dinamik kapasitesi* formülasyonları dikkate değer bir çalışma ortaya koyduklarının kanıtıdır. Yaptıkları teorik hesaplamaları, düz dişliler üzerinde gerçekleştirdikleri deneylerin sonuçlarıyla mukayese etmişlerdir.

Ichimaru ve arkadaşları [22]; diskler üzerinde yuvarlanma ve kayma teması şartları altında yaptıkları deneysel çalışmada, temas eden yüzeyler arasında yağ filminin oluşumundan önce meydana gelen *metal metale temasın pitting oluşumundaki etkisini* araştırmışlardır.

Jiajun ve arkadaşları [23]; bir adhesiv aşınma türü olan *scuffing ile yorulma aşınması pittingin oluşum mekanizmalarını* karşılaştırmışlardır. Bir kam ve izleyicisi üzerinde yaptıkları deneylerin sonucunda:

Scuffing hasarına neden olan asıl bozulma mekanizmasının adhesiv aşınmadan çok gerinim yorulması kaynaklı yorulma aşınması olduğunu,

Temas eden yüzeylerdeki adhesiv etkileşimin yağlayıcı tarafından büyük oranda engellenebileceğini,

Gerinim yorulması ömrünün kontrol faktörünün çatlak oluşum oranı olduğunu ve malzeme ne kadar sertse çatlak oluşumunun (scuffing hasarının) o kadar hızlı ortaya çıkacağını,

Pittingin gerilme kaynaklı bir hasar türü olduğunu ve gerilme yorulması ömrünü kontrol eden faktörün malzeme mukavemeti tarafından belirlendiğini, Aşınma tipinin, yüzey pürüzlülüğünün artmasıyla scuffingden pittinge dönüşebileceğini tespit etmişlerdir.

Tribology Data Handbook, Ch. 84 de [24]; dişli çarklarda rastlanılan *tüm hasar türleri* ve bunlara karşı alınabilecek mevcut tedbirler açıklamalı olarak, fotoğraflarla desteklenmiş şekilde sunulmuştur.

Terauchi [25]; dişlilerde en çok rastlanılan hasar türlerinden birisi olan *scoringi* incelediği çalışmasında, eş çalışan yüzeyler arasındaki yerel kaynak oluşumundan yola çıkarak, ‘flash temperature’ ölçümleriyle scoring oluşması ihtimalini belirlemeye çalışmıştır. Diş sayısı, profil kaydırma faktörü, modül, malzeme ve yağlayıcının mekanik-termal özellikleri gibi parametrelerin scoring oluşumundaki rolünü tespit etmiştir.

Yokoyoma ve ekibi [26]; sementasyonla sertleştirilmiş çelik düz dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde, temas sırasında ortaya çıkan maksimum yüzey sıcaklığını hesaplamışlardır. Artan profil kaydırma faktörüyle *scoring mukavemetinin* de arttığını tespit etmişlerdir.

Matsunaga [27]; karbürizasyonla sertleştirilmiş çelik helisel dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptığı deneylerde, *profil kaydırma faktörünün ve yağlayıcı viskozitesinin scoring oluşumuna etkisini* araştırmıştır.

Onions ve arkadaşları [28]; *yüzey pürüzlülüğünün yağlayıcı filmi kalınlığına oranının pitting oluşumuna etkisini*, hem dişliler hem de diskler üzerinde yaptıkları deneyler ile ortaya çıkartmaya çalışmışlardır. Kaba diş yüzeyleri üzerinde, dönüş yönüne dik olarak yönelmiş kesici takım izlerinin aşınmayı hızlandığını, disklerle yapılan deneylerde elde edilen pitting ömrü sonuçlarının benzeşimle dişlilere uygulanmasının pek güvenilir sonuçlar vermediğini, bunun da dişlilerde ortaya çıkan dinamik yüklerden kaynaklandığını tespit etmişlerdir.

Yamashita ve Mura [29]; *pittinge yolaçan çatlakların gelişim mekanizması* hakkında daha fazla bilgi edinmek üzere yaptıkları deneysel çalışmada, sabit çizgisel temas şartları altında tekrarlı ve tek yönlü teğetsel yük uygulanan diskler üzerinde, iki farklı tür çatlak tespit etmişlerdir. Söz konusu çatlakların gelişimi için, disk yüzeyine belli bir açı yapan yarım daire şeklindeki gerilme düzlemi boyunca ortaya çıkan ortalama kayma gerilmesi ve ortalama normal gerilme büyüklükleri cinsinden ifade edilmiş bir model önermişlerdir.

Terauchi ve Nadano [30]; çelik düz dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde *profil*

kaydırma faktörünün scoring oluşumuna etkisini araştırmışlardır. Artan profil kaydırma faktörüyle dişlilerin scoring mukavemetinin arttığını saptamışlardır. Scoring oluşumu için, kritik yüzey sıcaklığı değerini de tespit etmişlerdir.

Smith ve Liu [31]; gerçekleştirdikleri teorik çalışmada, *Hertz 'in elastik cisimlerin temas problemi üzerine iki boyutlu yaklaşımla* çözüm getirmeye gayret etmişlerdir. Normal ve teğetsel yüklerin temas alanı üzerindeki dağılımını Hertz tipi gerilme dağılımı olarak kabul etmişler, düzlem gerilme ve düzlem gerinme hesap metodlarıyla, maksimum kayma gerilmesinin mutlaka yüzey altında değil de, tam yüzeyde ortaya çıkabileceğini, bu sonucun malzemenin yorulma mukavemetine etkisini anlatmışlardır.

Cram [32]; eş çalışan silindirik yüzeylerde meydana gelen elastik temasın doğası, *Hertz basınçlarının formülasyonu* ve yüzey altında gerilme dağılımının derinlikle değişimi üzerine deneysel bir çalışma yürütmüştür.

Grover [33]; metallerdeki yorulma fenomenin detaylı bir açıklaması yapmanın yanısıra, yüzey ve yüzey altı başlangıçlı bozulma olaylarına ışık tutmaya çalışmıştır. Bu sebeple, *yüzey ve yüzey altı gerilmelerinin* ve bunlarla işbirliği içindeki *iç yapı kusurlarının* doğasını araştırmış, ısıtılmanın etkileri üzerinde durmuştur.

Graham [34]; dişli çarklarda görülen tüm hasar çeşitlerine değinmekle beraber yaptığı çalışmada, *dişli çark geometrisi (profil kaydırma ve özel düzeltmeler)*, *dişler arasındaki kayma ve yuvarlanma olayı*, *yüzeydeki ve yüzey altındaki Hertz basıncı dağılımları* gibi pitting oluşum mekanizmasını aydınlatmaya yönelik bir çok konuyu derinlemesine incelemiştir.

Shipley [39]; yaptığı çalışmada *dişli deneylerinde kullanılan deney düzenekleri ve yük uygulama yöntemlerini* sunmuştur.

Belevi [40]; demir döküm düz dişli çarklar üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptığı deneylerde; diş yüzeyinde % *pitting bozulması oranını ve bunun artan çevrim sayısı ile değişimini, kaymanın pitting oluşumuna etkisini ve değişen yüzey basıncının pitting oluşumuna etkisini* araştırmıştır.



Pitting ve Yüzey Yorulmasının Oluşum Mekanizması

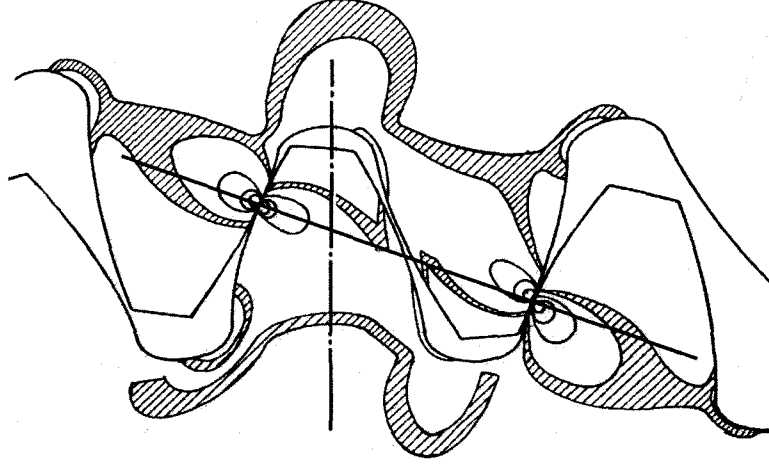
Birbirleri üzerinde yuvarlanan veya hem yuvarlanan hem de kayan, çevrimsel olarak etkiyen aşırı yük altında yüksek temas basınçlarına maruz eş çalışan diş yüzeylerinde, çukurcuklar halinde ortaya çıkan hasara *pitting* adı verilir. Pitting, diş yüzeylerindeki malzemenin yorulması sonucu meydana gelir.

Pittingin oluşum mekanizması hakkında bir çok teori ileri sürülmüştür. Diş yüzeylerinin yorulması ile ilgili gerilmeler, eş çalışan dişlerin bağıl yuvarlanma ve kayma olaylarından doğar. Bu olaylar, diş teması kendi süreci içinde ilerledikçe değişir ve farklı tasarıma sahip dişlilerde farklı şekillerde ortaya çıkar. Söz konusu gerilmelerin analizini yaparken kullanılan tekniklerden biri de fotoelastik gerilme analizidir. Polarize ışık altında, yüke maruz plastik dişli modellerin eşit gerilime sahip alanları, koyu çizgilerle sınırlı görünür. Şekil 1.21 de temas yüzeyindeki basma gerilmeleri ile diş kökü kavisindeki eğilme gerilmelerinin yer ve dağılımı görülmektedir.



Şekil 1.21 Diş temas yüzeyinde basma ve eğilme gerilmelerinin dağılımı [34]

Şekil 1.22 de ise, yüzeydeki gerilmeler daha detaylı olarak verilmiştir. Maksimum kayma gerilmeleri yüzeyin biraz altında ortaya çıkmaktadır.

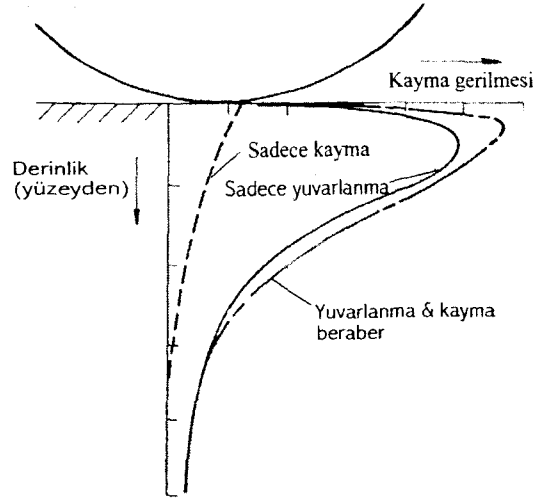


Şekil 1.22 Eş çalışan diş çiftinin yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler [34]

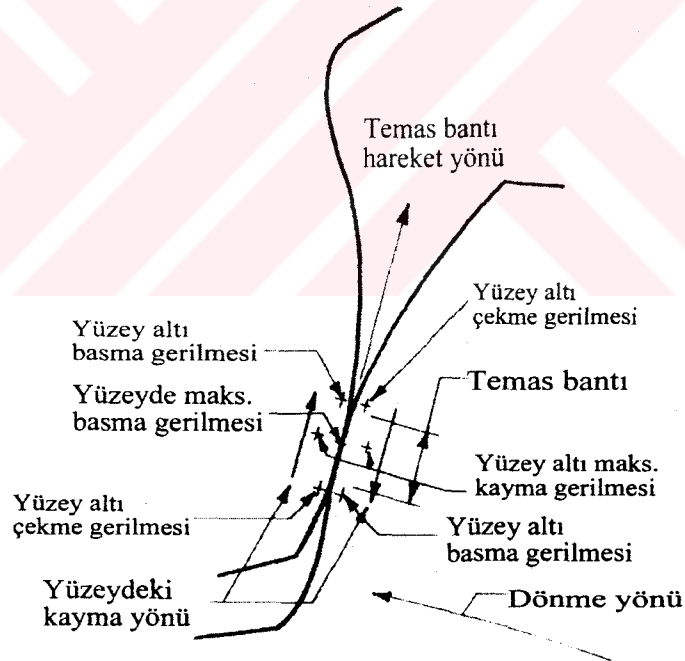
Diş yüzeyinin hemen yanındaki kayma gerilmelerinin dağılımı, hem müstakil hem de kayma kuvvetlerinin etkisi de hesaba katılarak Şekil 1.23 de grafik olarak gösterilmiştir. Bu grafik, 1881 de Hertz tarafından elde edilen formülün bir temsildir. Dişli çarkların temas gerilmelerini hesaplamakta bu gerilme dağılımından yararlanılır.

Basma gerilmeleri, hiç şüphesiz, yüzeyde maksimum değere sahiptir. Fakat, metaller sadece basma ile hasar görmez. Standart dişlilerde maksimum kayma gerilmesi yüzeyin yaklaşık 0,254 ila 0,3048 mm altında ortaya çıkar (Şekil 1.23).

Diş profilinin büyük kısmı üzerinde, bazen tüm profil boyunca yuvarlanmaya eşlik eden kayma olayı, kayma temasından önce ve sonra ortaya çıkan basma gerilmeleri şeklinde ilave gerilmelere sebep olur. Şekil 1.24 de bu gerilmeler ve bunlara etki eden faktörler gösterilmiştir.



Şekil 1.23 Birbiri üzerinde yuvarlanan ve/veya kayan iki sert yüzeyin temas noktasının tam altındaki farklı derinliklerde kayma gerilmesi büyüklüğünün değişimi [34]



Şekil 1.24 Eş çalışan dişlerin temas bölgesindeki gerilmelerin değişimi [34]

Bir başka gerilme etkeni de, başlangıçta temas alanına öncülük eden ve daha sonra temas alanını takip eden elastik dalgadır. Bu dalga, yüzeylerin kendilerine bitişik basınç altındaki bölgeden etkilenerek kabarmasına sebep

olur. Söz konusu kabarmalar yüzeyi, temas alanı yüzey üzerinde ilerledikçe yönü aksi istikamete değişen tekrarlı eğilme gerilmelerine maruz bırakır.

Yüzey malzemesine etkiyen tüm bu faktörlerin görelî etkileri dişli tasarımına (geometrisine), devir sayısına, yüke, yağlama rejimine, yüzey pürüzlülük durumuna ve diğer parametrelere göre farklılık gösterebilir.

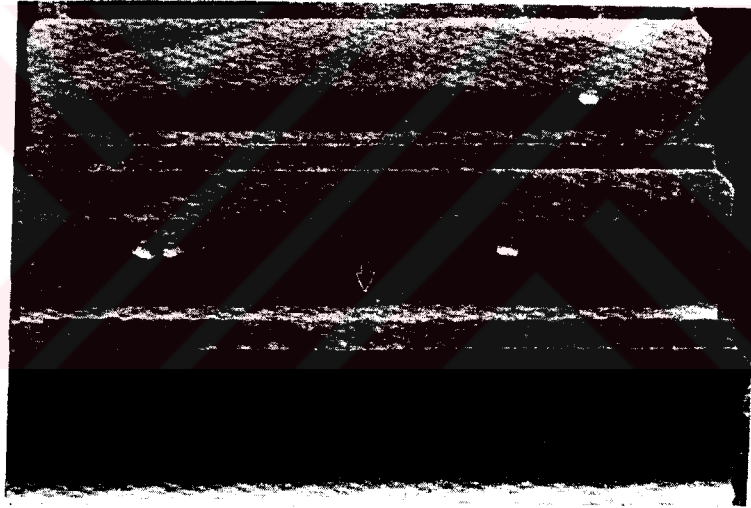
Hertz gerilmeleri, maksimum kayma gerilmesinin yüzey altında (temas bandı genişliğinin yaklaşık %40 'ı kadar derinlikte) kendi büyüklüklerinin %30 'una eşit olacak büyüklükte ortaya çıkmasına sebep olur. Bazı şartlar altında maksimum kayma gerilmesi malzemenin mukavemet sınırını aşar ve tekrarlı yük etkisiyle yüzeye paralel bir yorulma çatlağı meydana gelir. Bu çatlak zamanla ilerler ve nihayet yüzeye ulaşır. Böylece, izole edilmiş küçük malzeme parçası kırılır ve ardında bir çukurcuk bırakarak yüzeyden kopar. Çukurcuk oluşumu, yorulma bozulmasının bir sonucu olduğundan dişliler, pitting belirtisi göstermeden bir süre çalışmaya devam edebilir.



Şekil 1.25 Yüzeye dik ve yatay konumda uzanan yüzey altı yorulma çatlakları [34]

Şekil 1.25 de, karbürizasyonla sertleştirilmiş ve yoğun pitting hasarına uğramış diş yüzeyinin altında meydana gelen yorulma çatlakları görülmektedir. Bu numunede maksimum kayma gerilmesi 0.3675 mm derinlikte gelişmiş, çatlaklar da kabuk ile çekirdeğin birleşim yerinde, yüzeyden 0.508 mm derinlikte (yüksek gerilme bölgesi içinde) ortaya çıkmıştır.

Bazen, gerilmelerin yüzey boyunca sergiledikleri periyodik zıt yönelimler altında yorulma çatlakları, yüzeye dik olarak gelişir. Bu çatlakların iki tanesi, Şekil 1.25 de görüldüğü gibi yüzeye paralel olarak oluşmaya başlamıştır. Değişen gerilme halleri sırasında bu oluşum, hafif veya çok derin çukurcuklara sebep olabilir.

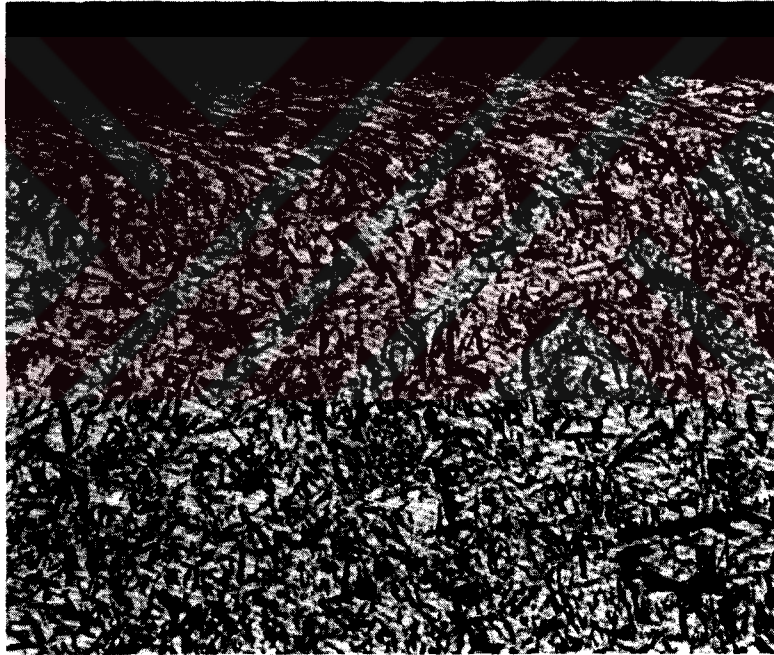


Şekil 1.26 Tepe noktaları yuvarlanma yönünün tersine işaret eden V şekilli çukurcuklar (ok dönme yönünü göstermektedir) [34]

Bu tip çatlakların hızlandırılmış gelişimi için S. Way tarafından bir mekanizma teorisi ileriye sürülmüştür. Bu mekanizmada yağlayıcı, yuvarlanan yüzeylerin etkisi altında bir hidrolik kama oluşturur ve yüzeydeki çatlak büyümeye zorlanır. Teori, yüzey çatlaklarının yuvarlanma yönünde eğimleniyor olduğunu kabul etmektedir. Timoshenko, tepe noktaları

yuvarlanma yönünün tersine işaret eden V şekilli çukurcukların oluşumunu tarif için, söz konusu teori üzerinde çalışmıştır. Şekil 1.26 daki çark üzerinde, Timoshenko tarafından ileri sürülen yönü işaret eden çukurcuklar görülmektedir.

Yüzey akması, sementasyonla sertleştirilmiş çekirdeği yumuşak dişli yüzeylerinde görülen plastik akma bozulmasıdır. Deneyler sonucu, aşırı yük altında, etkileri hemen ortaya çıkmasa dahi sertleştirilmiş yüzeyler dahil, her türlü diş yüzeyinde bir dereceye kadar plastik akmaya rastlanılacağı anlaşılmıştır. Şekil 1.27 de karbürize edilmiş spiral konik dişli çarkın 62 HRC sertliğe rağmen yüzeyindeki akma açıkça görülmektedir.



Şekil 1.27 Karbürize edilmiş spiral konik dişli çarkın yüzeyindeki akma [34]

Yüzeyde meydana gelen akma, pittingi ters yönde etkileyebilir. Bu tip deformasyon, diğer gerilmelerle birleşen yoğun bir gerilme oluşumuna zemin hazırlayarak, yüzey altında çeşitli derinliklerde yorulmaya sebep olabilir. Aynı zamanda, söz konusu yüzey deformasyonunun yorulma çatlaklarının kendisine dik olarak meydana çıktığı yüzeyin hemen altında, bir kalıcı basma

gerilmesi alanı oluşturarak pittingi önleyebileceği veya gelişimini durdurabileceği ileri sürülmüştür [6-7-10-11-12-15-17-20-21-22-23-33-34].



2. DIŞLİ ÇARKLARIN UĞRADIĞI HASAR TÜRLERİ

Dişlilerde görülen hasar türleri dört ana sınıfa ayrılabilir:

1. Yüzey yorulması (pitting)
2. Aşınma
3. Plastik akma
4. Kırılma

Çizelge 2.1 35 yıllık dönemde gözlenmiş 931 adet hasar durumunun tip ve sebebinin istatistiksel özeti [40]

Bozulma Tipleri, %	Bozulma Sebepleri, %
Plastik akma, toplam: 5,3	Malzemeye bağlı sebepler, toplam: 0,8
Yüzey yorulması, toplam: 20,3	Dövme kusurları.....0,1
Pitting.....7,2	Çelik kusurları.....0,5
Spalling.....6,8	Karışık çelik veya hatalı kompozisyon.....0,2
Pitting & Spalling.....6,3	İmalata bağlı sebepler, toplam: 1,4
Aşınma, toplam: 13,2	Taşlama yanığı.....0,7
Abrasiv aşınma.....10,3	Takım izleri veya çentikler.....0,7
Adhesiv aşınma.....2,9	Tasarıma bağlı sebepler, toplam: 6,9
Kırılma, toplam: 61,2	Hatalı tasarım.....2,8
Yorulma kırılması; diş.....32,8	Hatalı malzeme seçimi.....1,6
Yorulma kırılması; göbek.....4,0	Uygunsuz ısıtılma şartları.....2,5
Aşırı yükleme kırılması; diş.....19,5	Isıl işlem hataları, toplam: 16,2
Aşırı yükleme kırılması; göbek.....0,6	Aşırı çekirdek sertliği.....0,5
Chipping.....4,3	Yetersiz çekirdek sertliği.....2,0
	Aşırı sertlik derinliği.....1,8
	Yetersiz sertlik derinliği.....4,8
	Hatalı sertleştirme.....5,9
	Hatalı tavlama.....1,0
	Şekil değiştirme.....0,2
	Bakıma bağlı sebepler, toplam: 74,7
	Hatalı montaj.....21,2
	Hatalı yağlama.....11,0
	Sürekli aşırı yükleme.....25,0
	Darbe yükü.....13,9
	Yatak bozulması.....0,7
	Yabancı malzeme.....1,4
	Operatör hatası.....0,3
	Kötü işleme metodu.....1,2

Yukarıda sıralanan bu hasarlar, ısıtıl işlem (sertleştirme) uygulanmış veya uygulanmamış tüm dişlilerde derece olarak az ya da çok, fakat genellikle en az ikisi beraber olmak üzere ortaya çıkarlar. Uzun süren araştırma ve gözlemler sonucunda hasar türleri hakkında elde edilen veriler Çizelge 2.1 de görülmektedir.

2.1 Yüzey Yorulması

Yüzey yorulması, malzemenin dayanım sınırı ötesindeki tekrarlı yüzey veya yüzey altı gerilmelerinin sonucunda oluşan bir hasar türüdür. Yetersiz yağlama sebebiyle ortaya çıkan aşınma hasarından farklıdır. İyi yağlama şartlarında bile görülür. Aşırı basınç altında fazla sayıda yük tekrarının (çevrimin) ardından, diş yüzeyinde veya yüzey altında oluşan küçük çatlakların gelişip, birleşerek meydana getirdikleri çatlak şebekesinin çevirdiği malzeme parçacığının kopup ayrılması sonucu ortaya çıkar. *Pitting* ya da *spalling* adı ile anılır.

2.1.1 Pitting

Pitting, dişli çark işletime alındıktan kısa süre sonra oluşabilen ve aşağıda sıralanmış üç tipte görülebilen bir yüzey yorulması türüdür:

1. Başlangıç (düzeltici) pittingi
2. Harap edici (şiddetli) pitting
3. Normal pitting

Başlangıç pittingi, yeni dişlilerin pürüzlü yüzeyinden kaynaklanan yerel yüksek gerilme alanları sebebiyle oluşur. Çok kısa zamanda gelişir, maksimum derecesine ulaşır ve devam eden servis sırasında yüzeyin parlayıp cilalanması ile etkisini kaybeder. Şekil 2.1 de görülen başlangıç pittingi genellikle yuvarlanma noktasının tam üzerinde veya biraz altında yer alan dar bir bant içinde ortaya çıkar. En çok tamamen sertleştirilmiş dişlilerde görülür.

Çukurcuklar, yaklaşan temasa işaret eder yönde konumlanmış ok başına benzer şekillere sahiptir. Kırılma yüzeyde, ok başının tam ucundan başlayarak yüzeyle dar açı yapacak biçimde derine doğru ilerler. Bununla eşzamanlı olarak çatlak, genişleyerek ok başını oluşturur.



Şekil 2.1 Başlangıç pittingi

Sanayide kullanılan tamamen sertleştirilmiş dişlilerin çoğu için başlangıç pittingi tedbir gerektirmez. Çok kritik ve özel uygulamalarda kullanılacak dişlilerde imalatın hassas finiş operasyonu ile tamamlanması, düşük hız ve yüklerde alıştırma (rodaj), dişlerin bakır ya da gümüş ile kaplanması gibi tedbirler alınabilir.

Harap edici veya ilerleyen pitting, genelde yuvarlanma çizgisi altından, yani dişin taksimat ve temel daireleri arasında kalan bölgesinde başlar. Çukurcuklar, hem boyut hem de sayı bakımından yüzey ağır hasar görene kadar artış gösterir. İşletmenin başında, harap edici pitting yaklaşık olarak başlangıç pittingi kadar yoğundur. İlerleyen zamanla yoğunluğu artar, düzeltici pittingin önüne geçer. Şekil 2.2 de tamamen sertleştirilmiş bir dişlinin, Şekil 2.3 ise sadece yüzeyi sertleştirilmiş bir dişlinin harap



Şekil 2.2 Tamamen sertleştirilmiş dişlide harap edici pitting

edici pittingle uğradığı hasar görülmektedir. Harap edici pitting genellikle, başlangıç pittinginin hafifletemediği yüzey pürüzlülüğünün sebep olduğu aşırı gerilmeler sonucu oluşur. Eğer diş yüzeyinin sertliği, belirli düzeyin altında ise bu bozulma kaçınılmazdır.

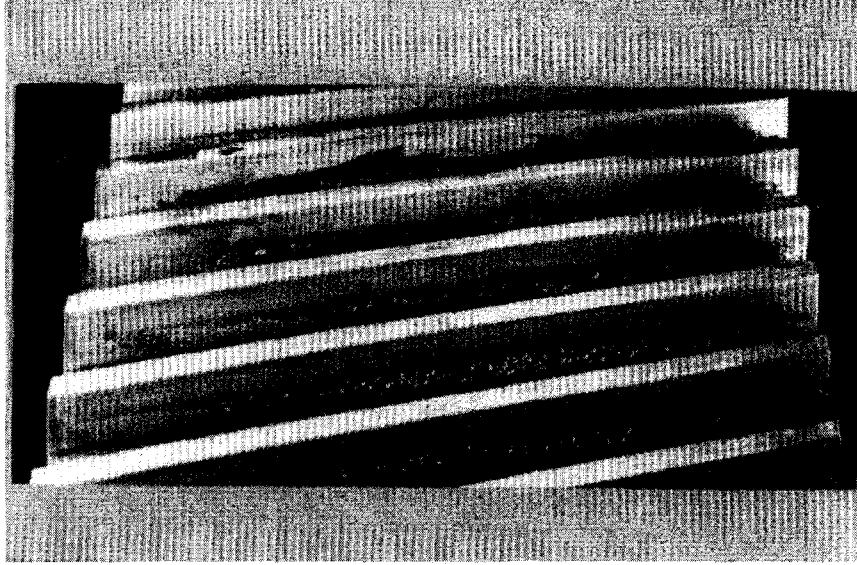
Dişliler aşırı derecede yüklendikleri takdirde genellikle döndüren dişlinin (pinyon) dişdibi bölgesinde belli bir çevrim sonrası şiddetli pitting meydana gelebilir. Eğrilik yarıçapları dişlinin diğer bölgelerine göre daha küçük olduğundan dişdibi bölgesindeki temas gerilmeleri oldukça yüksektir. Döndüren ve döndürülen dişlilerin temas eden yüzeyleri aynı gerilmelerin etkisi altında olmasına rağmen pinyon, döndürülen dişliye (çark) nazaran daha



Şekil 2.3 Yüzeyi sertleştirilmiş dişlide harap edici pitting

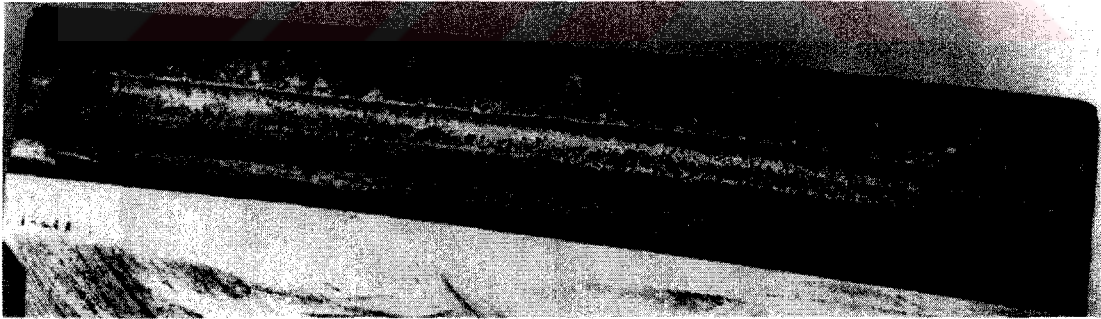
fazla yıpranır. Çünkü, genellikle küçük çaplı olan pinyon daha çok çevrim yapar ve diş sayısı daha az olduğundan diş dibi bölgeleri daha fazla sayıda gerilim tekrarının etkisi altında kalır. Ayrıca, pinyonun dişleri üzerinde kayma yönü yüzeyler arasındaki yuvarlanma yönü ile terstir. Sonuçta malzeme yüzeyinde oluşan gerilme, yorulma çatlaklarının büyümesini kolaylaştırır.

Tam kapasite ile yüklenmiş, tamamen sertleştirilmiş dişlilerde taksimat dairesi (yuvarlanma dairesi) altında kalan bölgede ortaya çıkan *normal pitting*, diş yüzeyinde yuvarlanma çizgisi altında kalan bölgeyi kaplayan, mütevazî büyüklükteki çukurcuklar şeklinde kendisini gösterir.



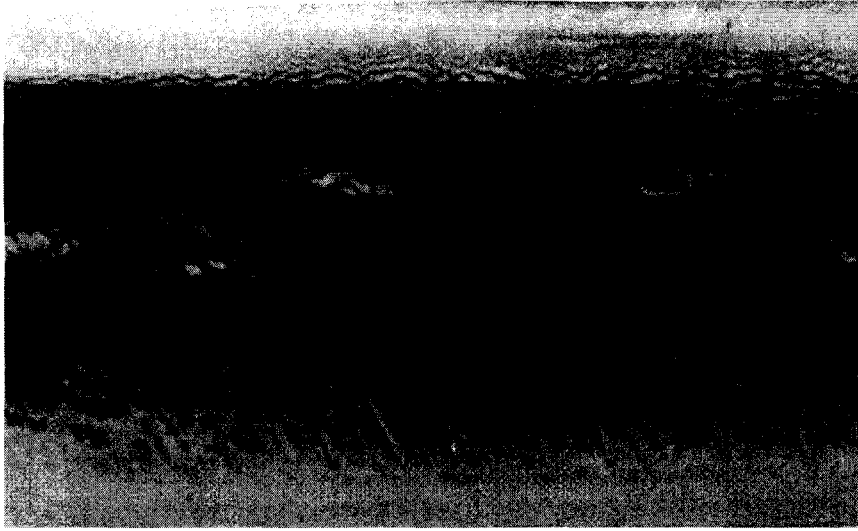
Şekil 2.4 Çukurcuk sınırları aşınmadan önce pitting

Devam eden işletme sonucu çukurcuk sınırları, görünürde başka çukurcuklar oluşmayacak şekilde aşınır. Şekil 2.4 de çukurcuk sınırları aşınmaya başlamadan önceki pitting safhasında dişin görünümü verilmiştir. Şekil 2.5 de ise çukurcuk sınırları aşındıktan sonraki durum görülmektedir.



Şekil 2.5 Çukurcuk sınırları aşındıktan sonra pitting

Yüzeydeki mikro çatlakların diş profili boyunca gösterdiği yönlenme sonucu, yuvarlanma çizgisi altında kalan bölge bu olaya dişin diğer bölgelerinden çok daha fazla açıktır. Bu durum Şekil 2.6 da görülmektedir.



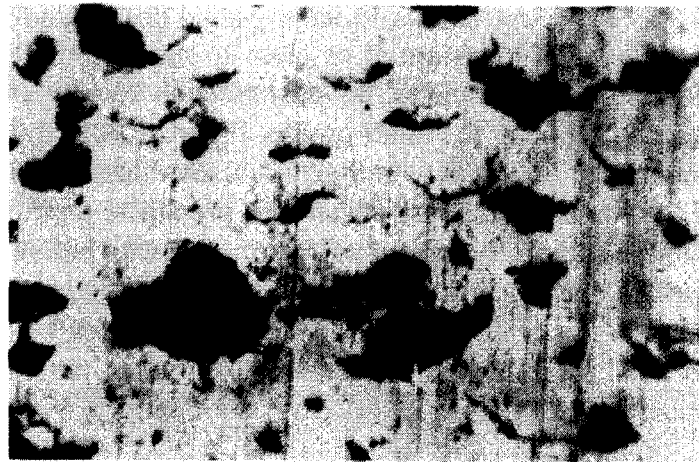
Şekil 2.6 Yuvarlanma çizgisi altında kalan bölgede hasar

Hem çarkın hem de pinyonun yuvarlanma çizgisi altındaki bölgelerinde çatlakların yönlenişi öyle bir şekildedir ki, temas sırasında yüzeydeki tüm boşlukları kapatan yuvarlanma olayı gerçekleşirken aynı zamanda yağlayıcıyı bu çatlaklar içinde hapseder. Hidrolik basıncın kama etkisi sonucu bu çatlaklar hızlıca çukurcuk haline dönüşür. Yuvarlanma çizgisi üstündeki bölgede ise, temas sırasında yuvarlanma ile yüzeydeki boşluklar kapatılmaya fırsat kalmadan yağlayıcı, girmiş olduğu çatlaklardan dışarıya çıkmaya zorlanır. Bu sebeple söz konusu bölgedeki çatlaklar hidrolik kama etkisinde kalmaz. Sadece bir kaç çukurcuk oluşur.

Birbirleriyle karşılaştırıldığında yüzeyi sertleştirilmiş dişlilerde pitting oluşumu, tamamen sertleştirilmiş dişlilerde olduğundan çok daha azdır. Şekil 2.7 de karbürizasyonla sertleştirilmiş bir dişlinin *mikropittinge (frosting)* uğramış hali görülmektedir. Şekil 2.8, aynı dişlideki mikropitting oluşumu 430 kat büyütülmüş olarak göstermektedir.



Şekil 2.7 Karbürizasyonla sertleştirilmiş bir dişlide *mikropitting* (*frosting*)



Şekil 2.8 430 kat büyütülmüş mikropitting

2.1.2 Spalling

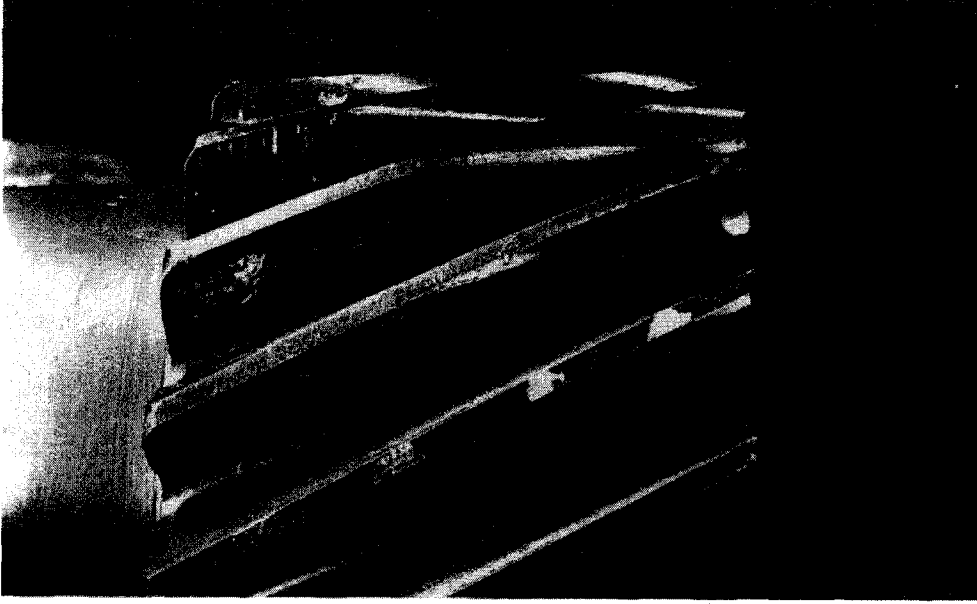
Spalling, diş yüzeyinden bir parça koptuğu zaman arkasında kalan büyükçe alanı tarif için kullanılan bir terimdir. Tamamen sertleştirilmiş dişlilerde ve yumuşak malzemelerde yerel tek bir noktada üst üste gelmiş ya da içiçe geçmiş geniş çukurcukların biraraya gelmesi şeklinde ortaya çıkar. Pratikte şiddetli pitting ile aynıdır, denebilir. şekil 2.9 da spallinge uğramış bir dişli görölmektedir.



şekil 2.9 Spalling

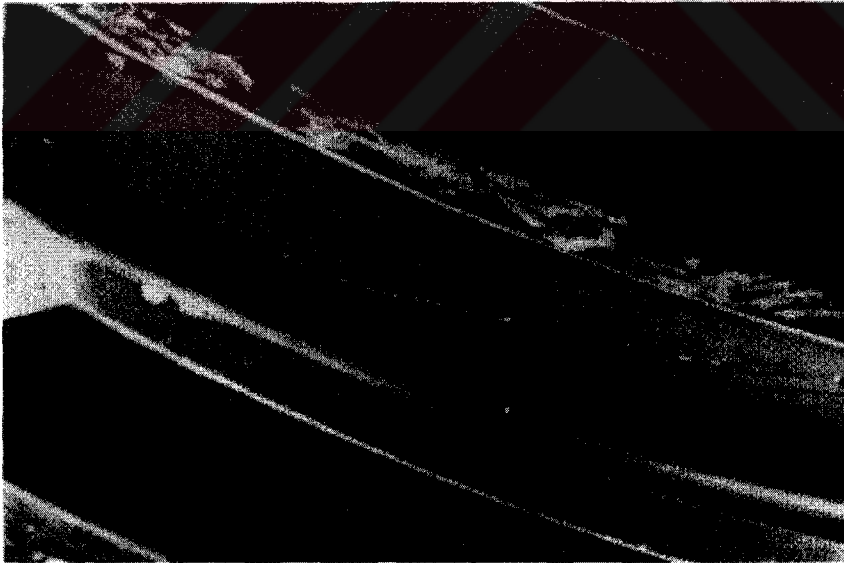
Yüzeyi sertleştirilmiş malzemedede spalling, tek bir veya bir kaç geniş alandan oluşan kayıp şeklinde kendini gösterir. Çukurcuk şeklindeki oluşumlar gözlenmez (şekil 2.10).

Spalling, diş yüzeyinin pürüzlü, kopmaya uygun bölgelerinin de katılımıyla yüksek temas gerilmeleri tarafından ortaya çıkartılır. Yüzeyi sertleştirilmiş



Şekil 2.10 Yüzeyi sertleştirilmiş malzemede spalling

dişlilerde yüzey veya yüzeyaltı hataları ile yanlış ısıtılmalardan kaynaklanan iç gerilmeler de spallinge sebeptir.



Şekil 2.11 Yüzey ufalanması (case crushing)

Yüzey ufalanması (case crushing), ağır yüke maruz sementle edilmiş dişlilerde görülen bir başka spalling çeşididir. Diş yüzeyinde, sonunda kırılması

muhtemel boylamasına uzanan uzun çatlaklar olarak gözlenir. Hiçbir belirti göstermeksizin pinyon veya çarkın birkaç dişinde aniden ortaya çıkar. Sözü edilen çatlaklar, pittinge sebep olan çatlaklardan sadece sertleştirilmiş dişli yüzeyinin altına uzanmakla kalmayıp, varlıklarının büyük kısmının dişlinin daha derindeki yumuşak çekirdek kısmında bulunmasıyla da ayrılırlar. Sert yüzeydeki çatlaklar genelde yüzeye diktir. Şekil 2.11 bu hasar çeşidinin bir örneğini sergilemektedir. Bozulma; yetersiz sertleştirme derinliği, yetersiz çekirdek sertliği, yüksek kalıcı gerilmeler veya çok aşırı yükleme sebebiyle ortaya çıkmış olabilir.

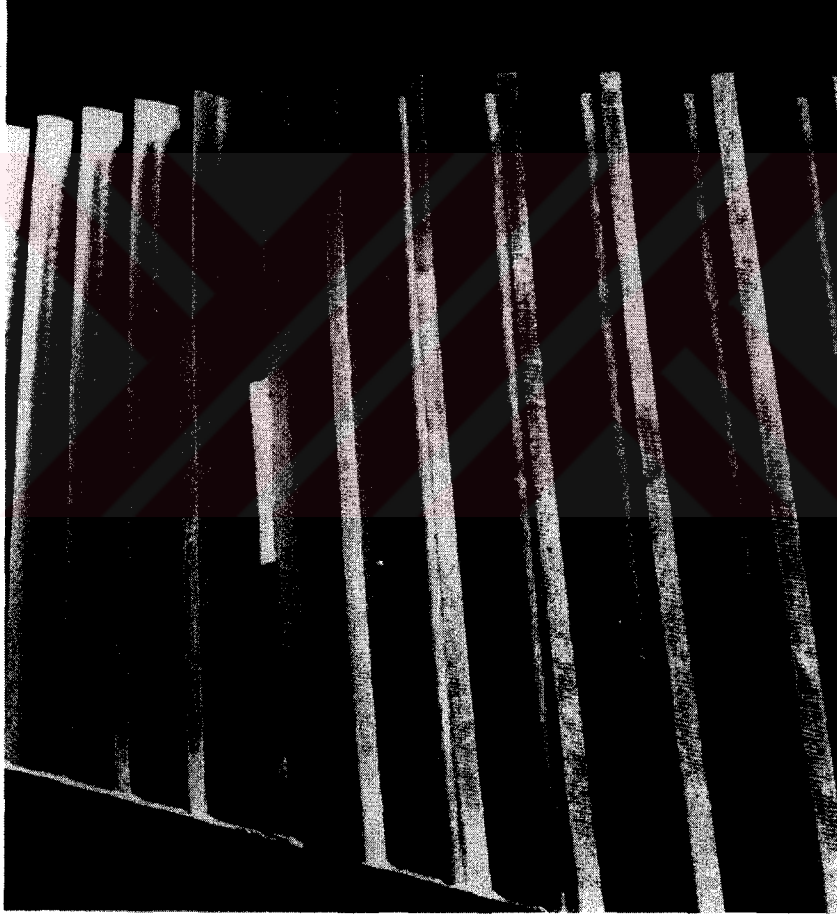


Şekil 2.12 Sonsuz vidanın uğradığı hasar

Şekil 2.12 de görülen sonsuz vida takriben 20000 saat süren teste tabi tutulmuştur. Helisel dişlilerde meydana gelen yüzey bozulması ile karşılaştırıldığında bunların uğradığı hasar daha yoğun olmakla beraber, yine de testi geçmiştir. Elde edilen tecrübenin ışığında, şekildeki hasara uğrasa dahi sonsuz vida ve çarkının tatminkar performansını sürdürebildiği ortaya çıkmıştır.

2.2 Aşınma

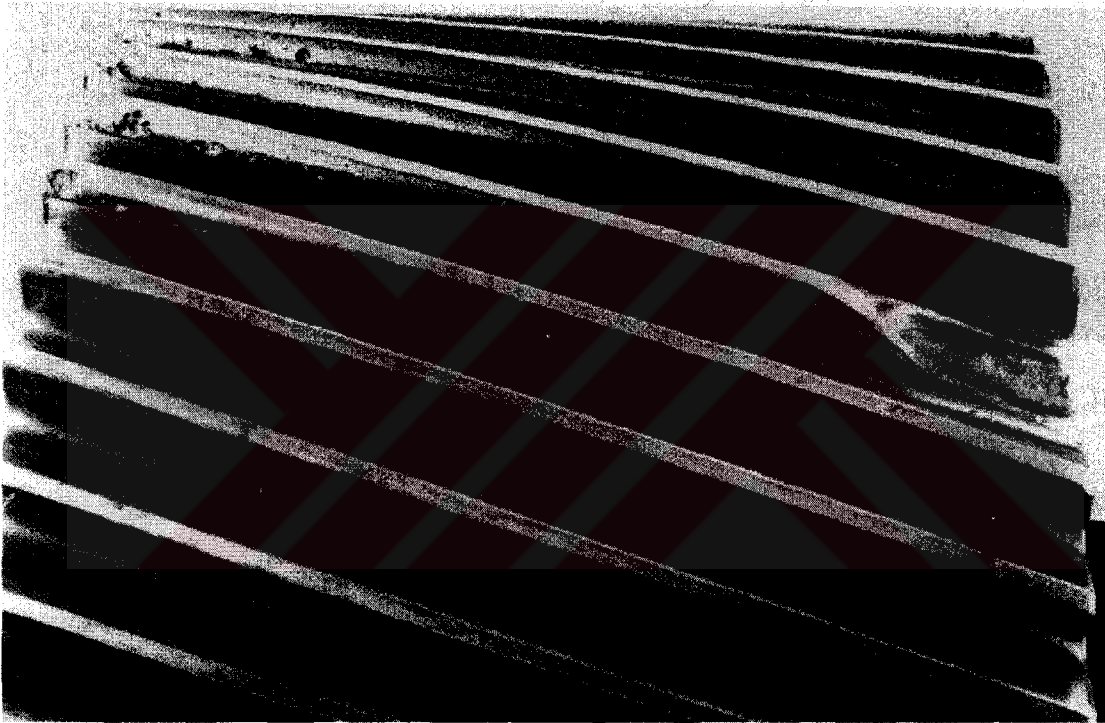
Aşınma, dişlinin temas yüzeyinden olan malzeme kaybını tarif eden genel bir terimdir. Mekanizmaların hareketli elemanlarında en çok rastlanan hasar çeşididir. Dişlilerde de oldukça sık rastlanır. Dişlilerdeki aşınmanın en genel nedenleri; yetersiz yağ filminden dolayı metalik temas, kullanılan yağdaki abrasiv parçacıklar, hızlı aşınma veya scoring sebebiyle temas bölgesinde yağ filminin bozulması, yağın ve katkıların bileşimi sebebiyle kimyasal aşınma olarak sıralanabilir.



Şekil 2.13 Hafif aşınma

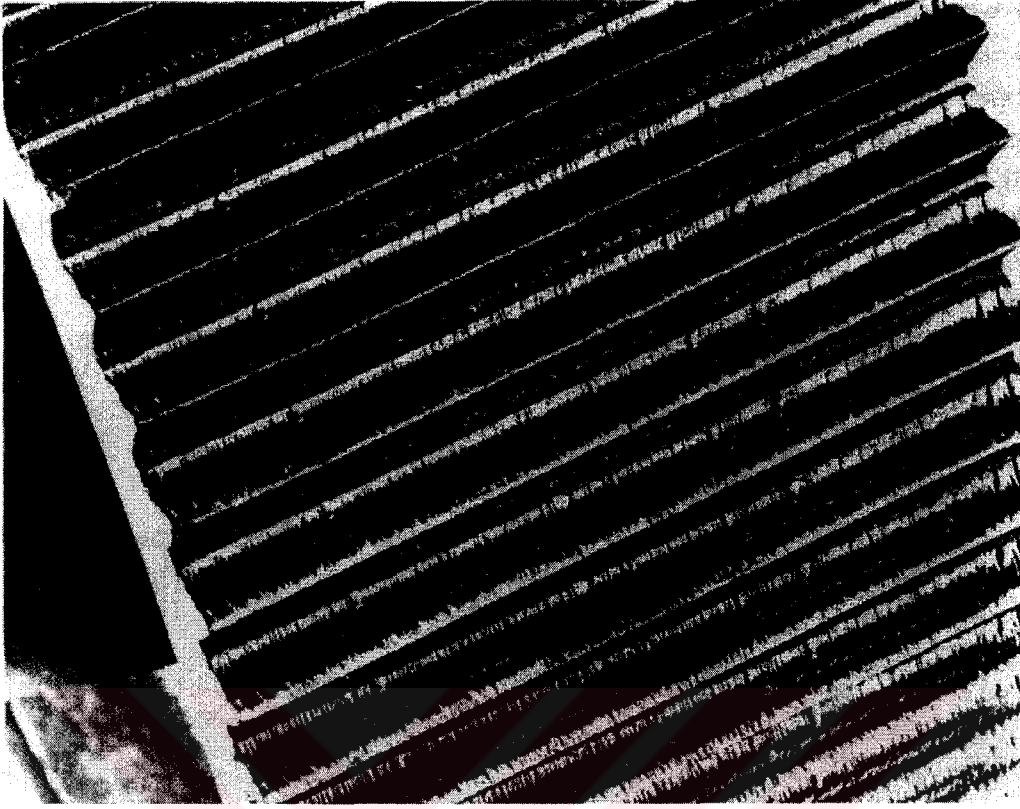
Aşınma hasarı, dereceleri veya ortaya çıkış mekanizmalarına göre sınıflandırılabilir. Aşınmanın üç derecesi mevcuttur:

Hafif aşınma, cilalama (parlatma) olarak da anılır. Şekil 2.13 de, dişlinin ömrü boyunca tatminkar performansını sürdürmesine pek az etkisi olacak oranda yavaş malzeme kaybı görülmektedir. Bu, normal ve çok yavaş bir aşınma süreci olup, temas yüzeylerindeki pürüzler kademeli şekilde aşınarak temiz, pürüzsüz ve uyumlu yüzeyler ortaya çıkana kadar devam eder. Cilalama hem adhesiv hem de abrasiv mekanizmalar tarafından, genellikle düşük devirli uygulamalarda sınır yağlama şartları veya ince yağ filmi oluşumlarında ortaya çıkar.



Şekil 2.14 İşletimin ilk safhasında normal aşınma

Normal ya da izin verilebilir aşınma, dişin beklenen ömrü dahilinde sunacağı tatminkar performansı çok az etkileyecek kadar yavaş süratte gelişir. Şekil 2.14 de, işletimin daha başlarında gözlemlenmiş normal aşınma verilmiştir. Sergilenen dişliler, daha uzun seneler tatminkar servis sunmuşlardır. Normal aşınma; yağlama rejimine, yükün doğasına, yüzey sertliği ve pürüzlülüğüne, yağlayıcı içindeki katkılara bağlıdır.



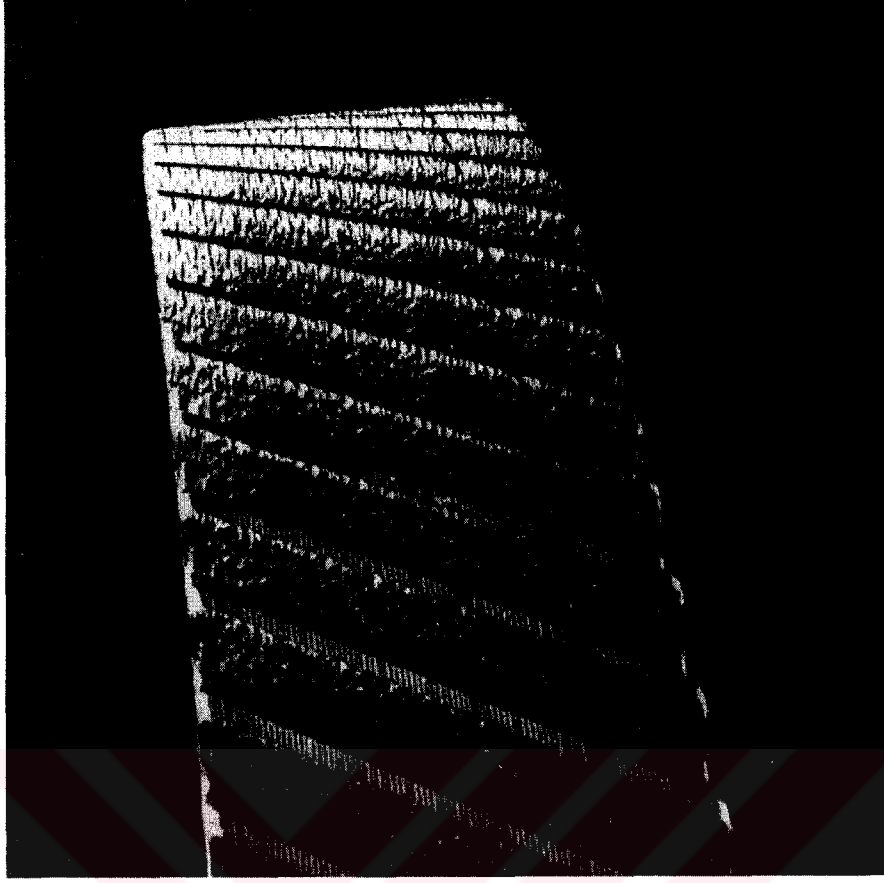
Şekil 2.15 Hasar verici aşınma

Hasar verici ya da *aşırı aşınma* (Şekil 2.15), dişli ömrünü bariz şekilde azaltan, diş şeklini dişlerin eş çalışmasını bozacak kadar değişikliğe uğratan bir aşınma derecesidir. Devam eden işletme sonucu, daha fazla aşınma ile diş kırılmaları meydana gelir. İşletmenin erken safhalarında bu derece aşınmanın ortaya çıkması aşırı yük, kirlenmiş yağ veya çok düşük yağ viskozitesi sebebiyle olabilir.

Aşınmayı ortaya çıkış şekillerine göre sınıflandırmak da mümkündür:

2.2.1 Abrasiv aşınma

Bazen kesme aşınması olarak da adlandırılır. Sert yabancı parçacıkların diş yüzeyi boyunca kayması ve yuvarlanması ile ortaya çıkar. Bunlar; dişli



Şekil 2.16 Abrasiv aşınmaya uğramış tamamen sertleştirilmiş dişli

sisteminin muhafazasından gelen kirler, dökümden gelen çapak veya kum, dişlerden veya yataklardan aşınan parçacıklar, yağlayıcı ile taşınan ve filtre sistemini aşmış parçacıklar olabilir. Şekil 2.16 da yatak yüzeylerinden kopan çok miktarda sert parçacık sebebiyle abrasiv aşınmaya uğrayan, tamamen sertleştirilmiş dişli görülmektedir. İmal edildikten hemen sonra sertleştirilen dişli yüzeyleri bazen çok kaba olurlar ve eş çalıştıkları diğer dişlinin yüzeylerini aşındırabilirler.



Şekil 2.17 Scratching

Scratching (Şekil 2.17), abrasiv aşınmanın bir şekli olup, kayma yönü doğrultusunda kısa çizikler olarak kendini gösterir. Genellikle hafiftir ve oluşmasına sebep veren pisliklerin temizlenmesiyle ortadan kaldırılabilir.

2.2.2 Adhesiv aşınma

En çok rastlanan aşınma mekanizması tipi olup, elemanların temas yüzeylerinde yüksek mekanik gerilimler sonucu mikro kaynak bölgelerinin oluşması esasına dayanır. Gerçek temas yüzeyi büyüklüğü ile geometrik temas yüzeyi büyüklüğü arasında, yüzey pürüzlülüğüne ve yükleme miktarına bağlı olarak büyük fark vardır. Pürüzlerin tepelerinde elastik ve plastik deformasyonlarla büyüyen mikro temas yüzeylerinin toplamı, gerçek temas yüzeyini meydana getirir. Gerçek temas yüzeyinin çok küçük olması, temas noktalarındaki gerilmeleri küçük yüklemelerde dahi akma gerilmesine hatta onun da üzerinde değerlere erişirir. Böylece moleküler yapışma kuvvetleri etkisini gösterir. Bu nedenle bir yüzeyden diğerine malzeme geçişi yani, mikro soğuk kaynaklar meydana gelir. Hareket sırasında bu mikro kaynakların kırılıp

başka noktalarda yeni birleşmelerin meydana gelmesi malzeme geçişine, dolayısıyla da aşınmanın devamına neden olur.



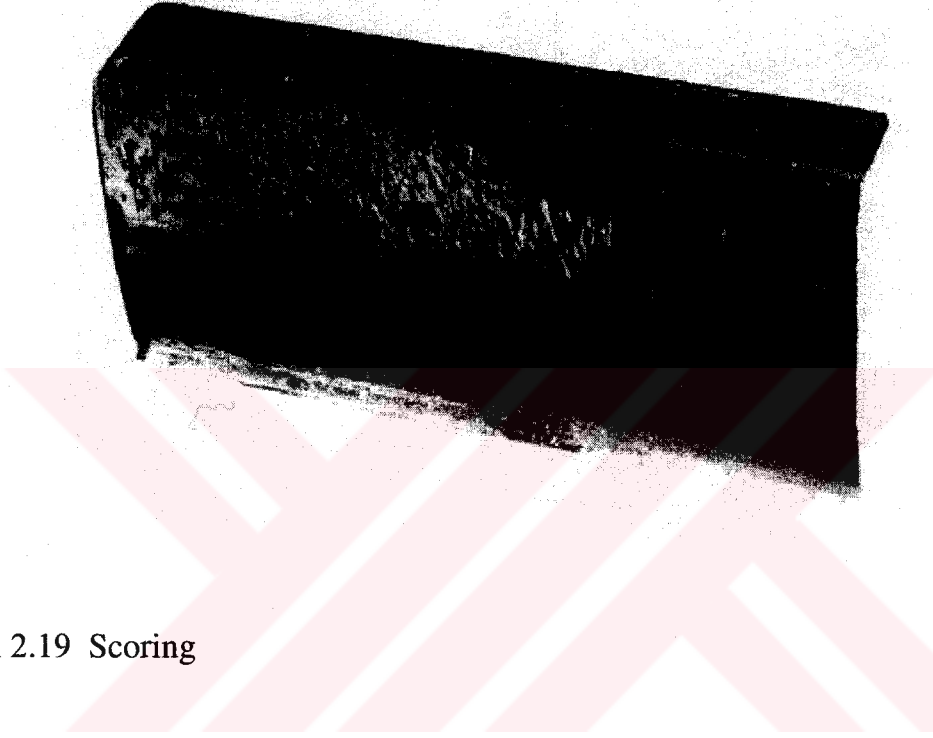
Şekil 2.18 Yüzeyi sertleştirilmiş dişlide adhesiv aşınma

Adhesiv aşınma; yük durumuna, malzeme sertliğine, temas eden malzemenin ve yağlayıcının fizikokimyasıyla ilgili olarak da bağ kuvvetlerine bağlıdır. Şekil 2.18, yüzeyi sertleştirilmiş bir dişlinin adhesiv aşınmaya uğramış halini göstermektedir.

Scuffing, normal çalışma sıcaklığında diş yüzeyinde kayma yönündeki hafif, cilalı radyal çizikler şeklinde ortaya çıkar. Bu aşınma tipi, dişler arası basıncın yüksek ve yağ filminin sınır rejiminde olduğu, yüksek temas sıcaklıklarının ortaya çıkmadığı düşük devir hızlarında görülebilir. Yağlayıcı viskozitesinin artırılması veya yükün hafifletilmesiyle azaltılabilir.

Scoring, eş çalışan dişlilerin yağ filminin görevini yerine getirememesi sonucu metal metale, yüksek sıcaklık altındaki teması ile pürüzlülüklerinin birbirine kaynaması ve bu şekilde diş yüzeyinden kalkan parçacıkların hızlı kaybı

olarak tanımlanır. Kaynak meydana geldikten sonra, kayma olayından doğan kuvvetler, eş çalışan yüzeylerden birinde çok hafif bir oyuk; karşı yüzeyde de bunun izdüşümü kalacak şekilde kaynamış metali sıyrır. Aşınma mikroskobik olarak başlar, bununla beraber çok hızlı gelişir. Scoring bazen *galling*, *seizing* veya *scuffing* olarak da anılır (Şekil 2.19).



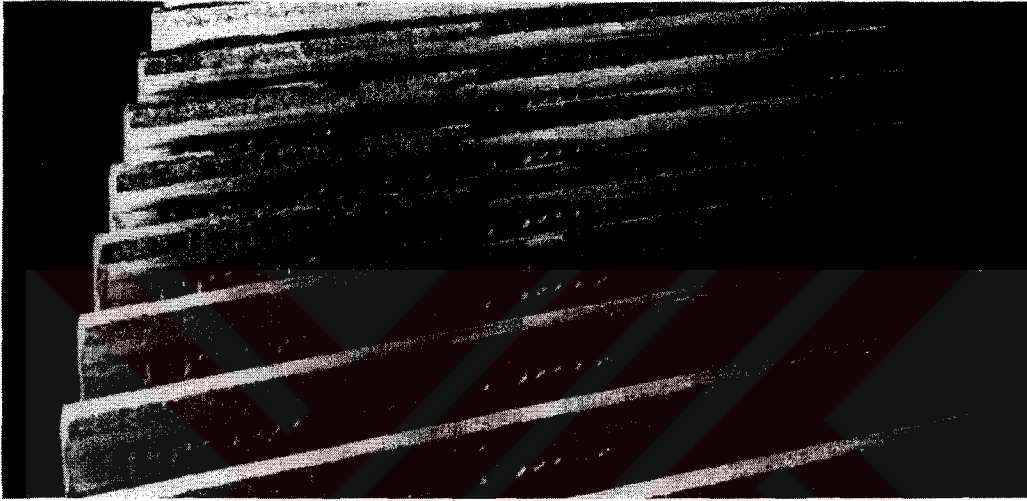
Şekil 2.19 Scoring

Scoring diş üzerinde en sık olarak, yüksek temas basınçlarını ortaya çıktığı yerel bölgelerde veya kayma hızlarının; dolayısıyla da temas sıcaklıklarının yüksek olduğu diş ucu ve kökünde görülür. Bu tip aşınma genellikle yuvarlanma çizgisinin yüksek hızları ile ilgili olup, standart devirlerde çalışan düşük sertliğe sahip tamamı sertleştirilmiş dişlilerde pek görülmez.

Scoringe doğrudan sebep olan faktörler; yüksek temas sıcaklığı, yüksek temas basıncı ve uygunsuz yağlamadır. Scoring, daha viskoz yağ ve EP tipi yağ kullanılarak önlenir. Yerel yüksek temas basınçları, imalat safhasında finiş operasyonlarının hassaslaştırılmasıyla giderilebilir. Bazı hallerde, fazla yük altında çalışan dişlilerin yerel yüksek temas basınçlarını minimuma indirmek için diş profili modifiye edilebilir.

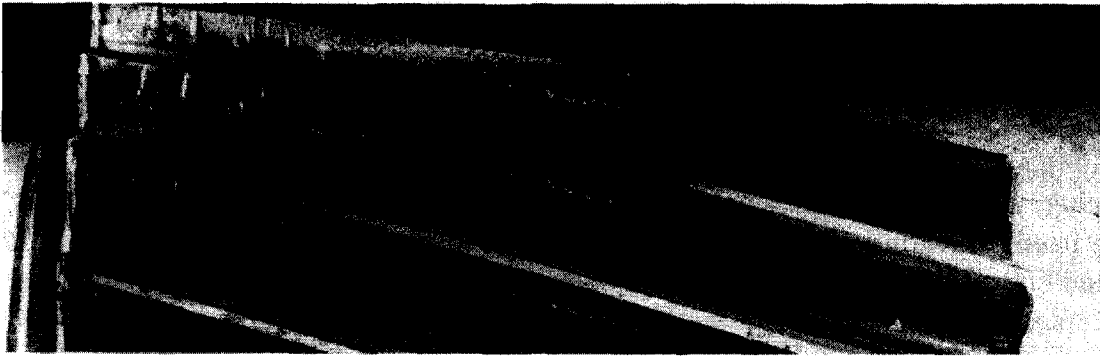
2.2.3 Diğer aşınma tipleri

Kaynak, scoring ve pittingin bileşik halidir. Çark üzerinde meydana gelen çatlakların daha sonra pinyona yapışması veya kaynaması ile ardında çukurcuklar bırakan malzeme parçacıklarının kaybı şeklinde ortaya çıkar. Pinyon ve çark, üzerlerinde bahsedilen şekilde oluşan pürüzlülüklerle çalışmaya devam ederler (Şekil 2.20-2.21).



Şekil 2.20 Kaynak

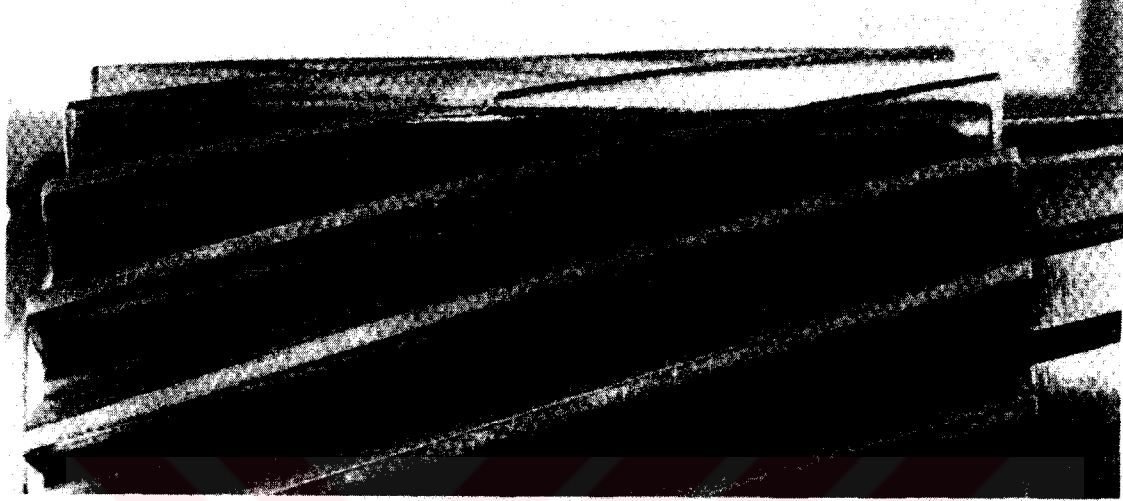
Kaynak olayının; yüksek temas sıcaklıklarının ortaya çıktığı aşırı yük, düşük devir ve marjinal yağlama şartlarında meydana geldiği düşünülmekle beraber,



Şekil 2.21 Kaynak

aynı zamanda klasik scoring hasarına rastlanmaz.

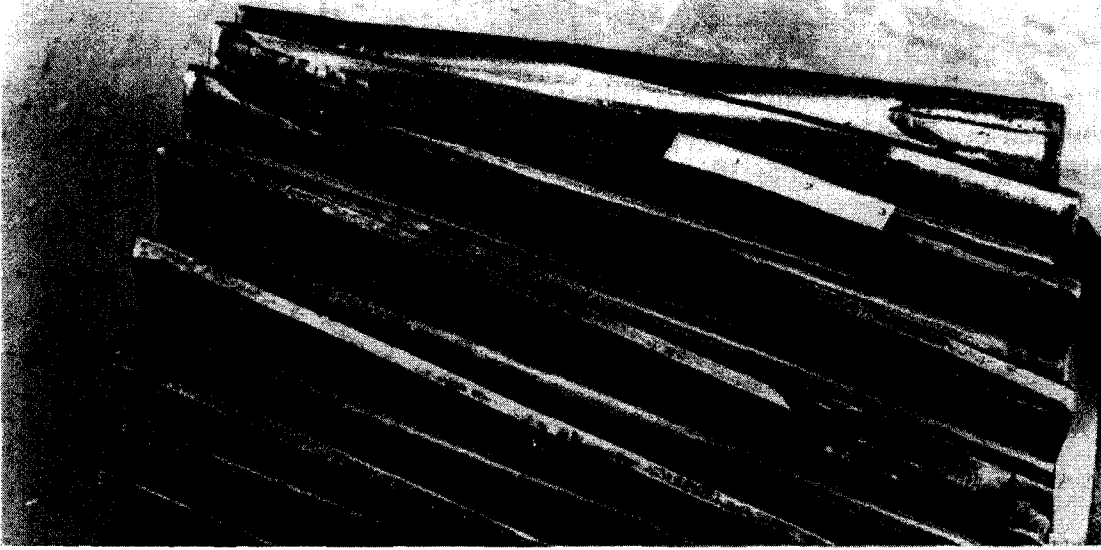
Viskozitesi yüksek veya EP tipi yağların kullanılması, yükün azaltılması önleyici olabilir.



Şekil 2.22 Dalgalı diş aşınması

Eş çalışan dişlilerin montajı sırasında, pinyon ve çark arasında aksel yönde boşluk olmamasına çok dikkat edilmelidir. Çünkü; yüksek ve alçak profil noktalarının yanlış eşleşmesi ile ortaya çıkan aşırı yerel basınçlar, diş kırılmalarına yolaçabilir. Eğer dişli düzeneği demonte ediliyorsa, tekrar monte edilmeden önce diş yüzeyleri üzerlerindeki tepeciklerden arındırılmalıdır.

Dalgalı diş aşınması, helisel dişlilerde görülen ve nadiren ortaya çıkan bir hasardır. Dişlerin ışık yansıtılarak ya da profil kontrolü ile dalgalı yüzeylere sahip olup olmadığı anlaşılabilir. Dalgaların zirve ve vadileri genellikle helisel temasın eğimli çizgilerine paralel uzanır (Şekil 2.22). Bu aşınma şeklinin dişliler çalışırken meydana gelen titreşimli yüklerin sonucu olduğu düşünülmektedir.

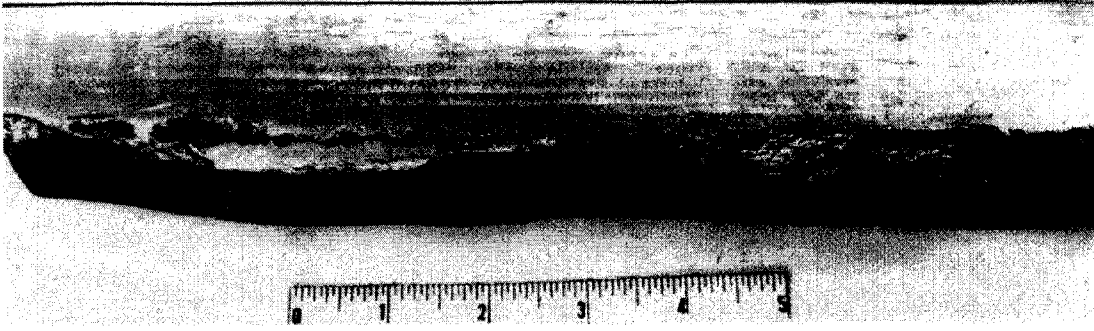


Şekil 2.23 Yüzey kabartıları

Yüzey kabartıları, pek sık rastlanılan bir hasar türü değildir (Şekil 2.23). Ortaya çıkış nedeni henüz açıklığa kavuşmamıştır. Kaynakta olduğu gibi eş çalışan dişlilerin aksel hareketi, dişte kırılmaya bile yol açacak yüksek yerel temas basınçlarına sebep veriyor olabilir. Diş yüzeyleri, gerekiyorsa tekrar işlenerek bu fazlalıklardan arındırılmalıdır.

Aşınma sonucu oluşan *omuzlar*, çarktan daha geniş yapılmış pinyonlarda ortaya çıkar. Aşınmanın oluşmasıyla beraber, pinyon üzerinde sağlı sollu, her bir diş ucunda aşınmamış, *omuz* tabir edilen yükseltiler kalır. Bunlar, eşçalışan dişlilerin birbirine göre aksel pozisyonu düzgün ise problem oluşturmaz. Eğer dişli mekanizması herhangi bir sebeple sökülürse yeniden toplanmadan önce omuzlar, aşınmış kısmın seviyesine kadar işlenmeli ve diş yüzeylerindeki kademe farklılığı yok edilmelidir. Bu sayede, dişe aşırı yük binmesi ve olası kırılma durumunun önüne geçilmiş olur.

Furrowing, azdırma ile imal edilmiş; kaba yüzey pürüzlülüğüne sahip dişli hizmete başladıktan kısa süre sonra gözlenir. Çıplak gözle bakıldığında, diş tabanından ucuna doğru uzana ızgara şeklinde, düzenli çizgiler olarak tespit



Şekil 2.24 Furrowing

edilir. Diş yüzeyi üzerinde kesici takımın (azdırma) bıraktığı izlerle tutarlı bir düzende yer alırlar (Şekil 2.24). Furrowingin oluşma nedeni kesin olarak bilinmemektedir. Mikroskop altında, hidrolik erozyon sonucu oluşmuş oval tabanlı kanallar olarak görülürler. Bugüne kadar, furrowingden kaynaklanan ciddi bir dişli problemi rapor edilmemiştir. Yerel temas basıncının minimize edilmesi ve uygun yağ filmi oluşumu ile önlenebileceği düşünülmektedir.

Kavrama aşınması, bütün yükün ya pinyonun diş dibi bölgesi ile çarkın diş başının temas ettiği noktada ya da, pinyonun diş başının çarkın diş dibi bölgesini terkettiği noktada yoğunlaşmasıyla ortaya çıkar. Ciddi sonuçlar doğurmayan hafif pitting veya aşınma hattı olarak belirlediği gibi, dişli çiftlerinin tamamen bozulmasıyla sonuçlanan şekilde de görülebilir. Yağlamadan etkilenmez, diğer aşınma tiplerinden gerilim altında kalan alanın konumu ile ayrılır. Tasarım, imalat ve kavramadaki hatalar bu tip bozulmanın kaynağıdır.

Koroziv aşınma, ortamda bulunan maddelerin çalışma yüzeyini kimyasal olarak bozması ile olur. Yağın içinde bulunan asit ve su başta olmak üzere bir çok korozyon kaynağı vardır. Yağın içine ilave edilen yüksek basınç katkıları aşırı yük altında diş yüzeyinde scoring oluşmasını önlemektedir. Ama aynı zamanda diş yüzeyinde düzgün ve yavaş bir korozyona da sebep olurlar. Sıcaklık artışı korozyonu hızlandırmaktadır.

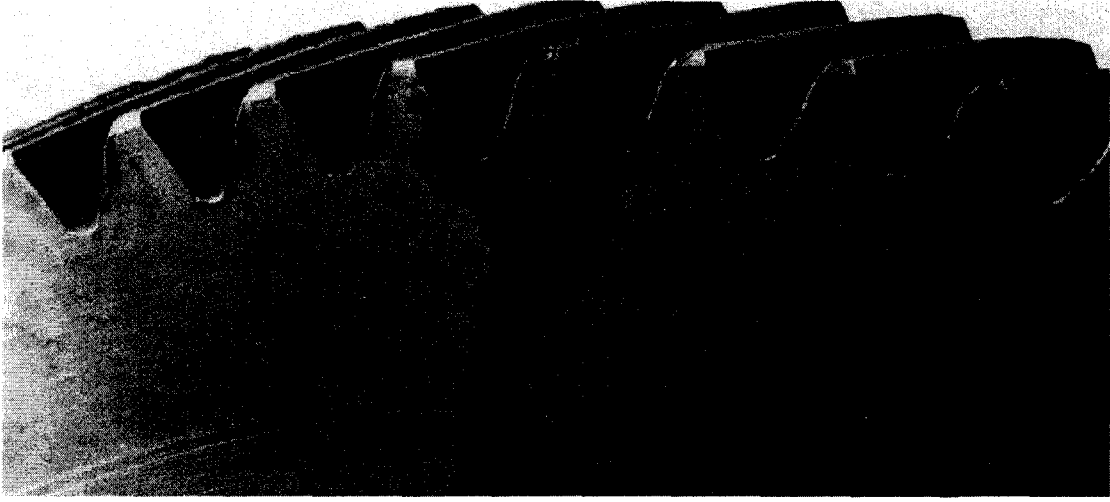
Flaking, diş yüzeyinden kopan veya sıyrılan çok ince pulcuk ve kabuklarla karakterize edilir. Flaking, bir yüzey yorulması olarak ele alınsa da daha çok kayma ve yuvarlanmanın bir arada bulunması sonucu ortaya çıkan bir aşınma türüdür. Genellikle yumuşak çeliklerden veya bronzdan yapılmış olan dişlilerde görülür.

Yanma (Burning), aslında bir aşınma türü olmasa da sonucunda şiddetli aşınma ve yüzey bozulması meydana gelebilir. Dişli yüzeylerinin bazı bölgelerinde yetersiz yağlama, aşırı hız ve aşırı yük gibi uygun olmayan şartlar sonucu ortaya çıkan yerel sıcaklık artışlarının sebep olduğu bir hasardır. Söz konusu sıcaklık yükselmeleri sementasyon çeliğinden üretilen dişlilerin tekrar sertleşmesine, menevişlenmesine ve renk değişimine sebep olabilir. Yanmanın yorulma özellikleri üzerindeki olumsuz etkisi, yüzey yorulması sonucu bozulmayı artırır.

2.3 Plastik Akma

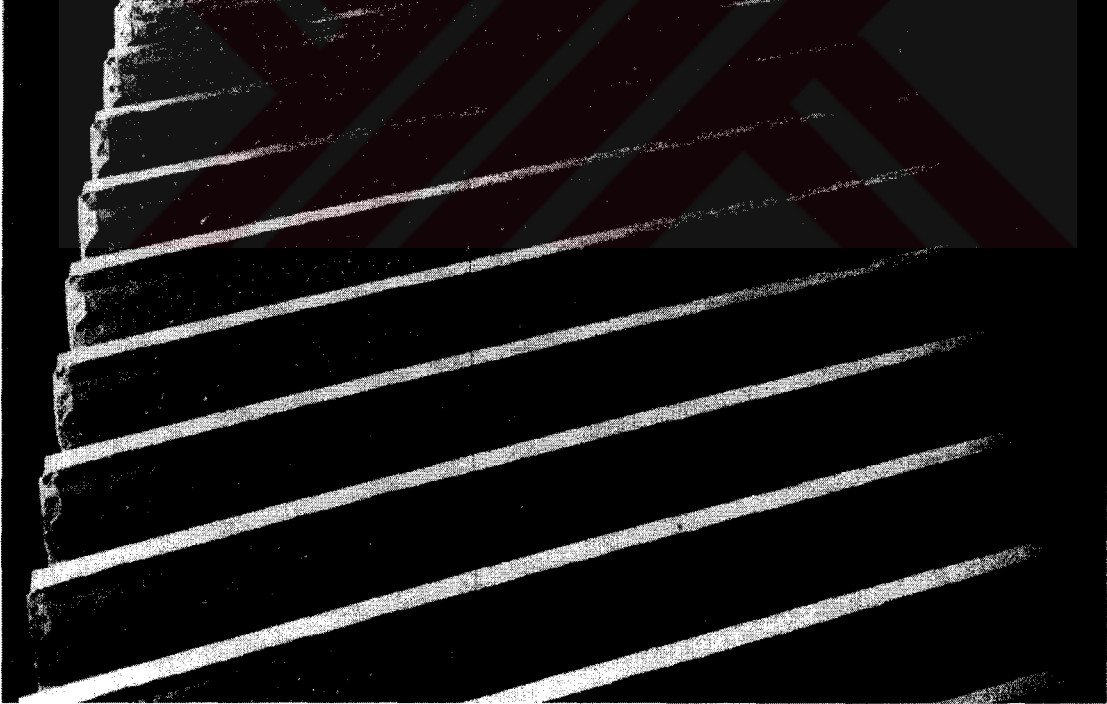
Plastik akma; eş çalışan diş yüzeyleri arasındaki yüksek temas basınçları ile yuvarlanma ve kayma olayları sonucu meydana gelen istem dışı soğuk şekillenmedir. Yüzey ve yüzey altı malzemesinin akarak deforme olması sonucu oluşan bir hasar tipidir. Genellikle yumuşak malzemelerde görülmesine rağmen, ağır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

Soğuk akma, yüzey ve yüzey altı malzemesi akma belirtisi gösterdiği zaman ortaya çıkar. Diş yüzeyinin uç ve taban kısımlarında kanatçık benzeri çıkıntılar oluşturacak şekilde kendini belli eder. Bu olaya *rolling* veya *wire edging* de denir (Şekil 2.25). Diş yüzeyleri görelî olarak yumuşak ve basma



Şekil 2.25 Rolling

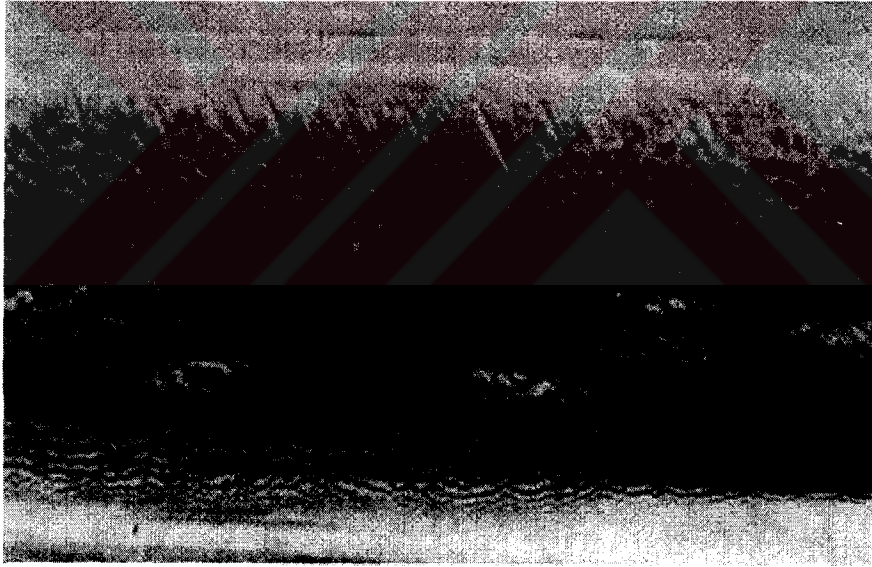
yükleri aşırı ise, yüksek darbeli yükler üretiliyorsa rolling ve soğuk akmanın diğer bir çeşidi olan *peening* (Şekil 2.26) meydana gelir.



Şekil 2.26 Peening

Dişlilerde rolling ve peening, diş kenarındaki veya diş ucundaki çapaklarla

(talaşlı imalat pürüzleri ile karıştırılmaksızın), pinyon yüzeyindeki çöküntü ile veya çarkın yuvarlanma dairesi yakınında yükselmiş bir sırtla karakterize edilebilir. Ağır yük altında rolling ve peening olayları, eş çalışan dişlerin yüzey ve yüzey altında istenmeyen deformasyonlar oluşturur. Eğer temas basınçları yeteri kadar yüksek ise, kayma olayı malzemeyi yine kayma yönünde çekmeye veya itmeye çalışır. Sözü geçen çöküntü ve sırt, aşınma ve istenmeyen soğuk şekil verme süreçleri ardından dişin maruz kaldığı dinamik yüklenmenin sonucu olarak karşımıza çıkar. Rolling ve peeningin önlenmeleri kolaydır. Daha sert dişli malzemesi seçmek veya sertleştirilebilir çelikler için uygun yüzey sertleştirme metodu uygulamak önemlidir. Yüksek temas basınçlarının ve darbeleri yükün azaltılması ile hasar oranı düşürülebilir. Bu sebeple, yüksek viskoziteli yağ kullanmak da önemli bir tedbirdir. Daha viskoz yağ daha iyi tamponlama etkisi ile darbeleri azaltır.



Şekil 2.27 Rippling

Rippling, eş çalışan dişlilerin kayma ya da izafi hareket doğrultusuyla dik açı yapacak şekilde yönelmiş, periyodik dalga şekilli oluşumdur (Şekil 2.27). Balık derisi görünümünde olup, genellikle yüzeyi sertleştirilmiş dişlilerde

rastlanır. Bazı özel hallerde daha yumuşak yüzeylerde de ortaya çıkar. Daha çok yüzeyi sertleştirilmiş hipoid dişlilerde meydana gelir.

Çok ileri safhalara varmadıkça, bir yüzey bozulması olarak değerlendirilmez. Çevrimsel bir düzen içinde etkiyen yüksek temas gerilmeleri, diş yüzeyini en üst tabakasındaki malzemeyi dalgalı hale getirecek şekilde yoğurmaya ve sarmaya çalışır. Bu tip bozulma, düşük devirli işletme ve uygun olmayan yağ filmi kalınlığı ile ortaya çıkar. Bir aşınma hasarı gibi gelişmesine rağmen ripplinge, çoğunlukla küçümsenemeyecek miktarda plastik akma ile beraber rastlanır. Titreşim de rippling sebebi olarak kabul edilmektedir.



Şekil 2.28 Ridging

Eğer dişli malzemesi yumuşaksa, yüzeyin sement edilmesi ripplingi önleyebilir. Temas basınçlarının azaltılması da yarar sağlar. Yağlayıcının viskozitesinin artırılması ve EP (excessive pressure) katkısı da önemlidir.

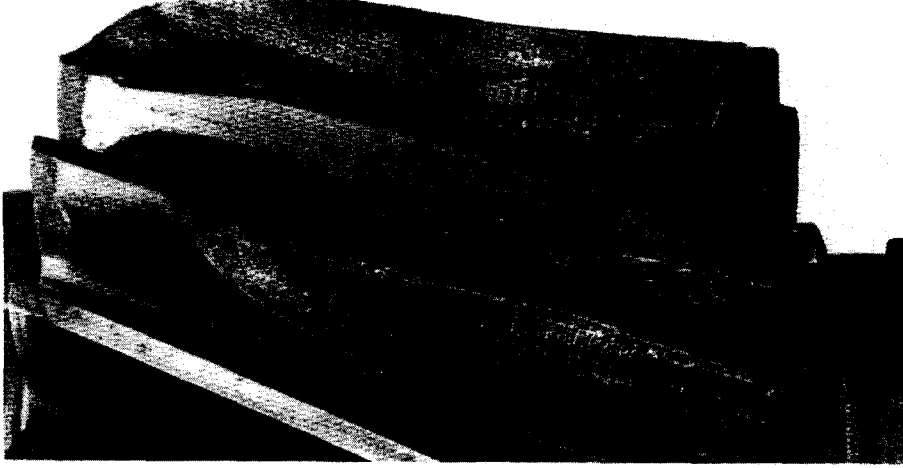
Ridging, yüzeydeki veya yüzey altındaki malzemenin aşınma ya da plastik akma sonucu bozulmasıyla diş yüzeyinde meydana gelen derin yarıklardır (Şekil 2.28). Diş yüzeyi üzerinde kayma yönündeki belirgin zirve, vadi veya yarıklar şeklinde görülür. Yüksek temas basma gerilmeleri ve düşük kayma hızları sebebiyle yüzeydeki ve yüzey altındaki malzeme aşınma ya da plastik akmaya maruz kalır. Genellikle ağır yük altındaki sonsuz vida - çark mekanizması ile hipoid pinyon – çark mekanizmalarında ortaya çıkar. Düşük sertlikli malzemelerde daha sık görülmekle beraber, sementle edilmiş hipoid dişli mekanizmalarında olduğu gibi temas basınçlarını yüksek olduğu durumlarda da rastlanır.

Temas basınçlarının azaltılması, malzeme sertliğinin artırılması, aşırı basınca karşı katkı ve daha viskoz yağlayıcı kullanılması ile önlenabilir.

2.4 Kırılma

Kırılma, en kötü ve en temel dişli hatasıdır. Çarkın dişlerini eğilmeye zorlayan kuvvetler, diş kökündeki kavislerde ve diş kökü ile diş profilinin kesiştiği noktalarda en yüksek gerilmelere sebep olurlar. Bir diş, temasın gerçekleştiği tarafta çekme, bunun karşı tarafında da basma gerilmelerine maruz ankastre pleyt gibi modellenebilir. Eğer kritik bölgelerde ortaya çıkan çekme gerilmesinin dişli malzemesinin mukavemet sınırını aşmasına izin verilirse, sonunda yorulma çatlakları oluşacak ve devam eden işletme ile beraber dişin çark gövdesinden ayrılmasına kadar ilerleyeceklerdir.

Şekil 2.29 de diş kökü kavisinde ortaya çıkan klasik *yorulma kırılması* görülmektedir. Çatlak, dişin çekmeye zorlanan tarafındaki kök kavisinden başlar, dişe paralel veya dik yönde tamamen kırılmaya yol açana kadar yavaşça ilerler. Bu kırıkların yüzeyleri genellikle, ilerleyen çatlağın ön kısmının meydana getirdiği bir seri kontur veya kıyıya vuran dalgaların kumsalda bıraktığı iz benzeri şekiller olarak görülür. Bunlar, ilerlemekte olan



Şekil 2.29 Diş kökü kavisinde klasik yorulma kırılması

çatlağın belli bir anda ön kısmının pozisyonunu tayin eder. Kesit, kademeli olarak zayıfladıkça çatlak, her yük çevriminde biraz daha ilerler ve dalga izi şekilleri daha kaba hale gelir. Bu şekillerin merkez noktası genellikle kırığın merkez noktasında konumlanmıştır.

Yorulma kırılmaları, malzemenin mukavemet sınırı üstündeki tekrarlı eğilme zorlamalarından kaynaklanır. Eğer dişlerin temas izleri tüm yüzey boyunca görülüyor ise, sistemin aşırı yüklendiğinden şüphe edilmelidir. Sınırlı bir alan içinde görülüyor ise veya dişin bir ucunda, kırılma bölgesinde derin bir iz olarak yer alıyorsa yataklama ile ilgili bir problemin varlığı araştırılmalıdır. Temasın iyi olduğuna kanaat getirildiğinde sisteme verilen yük azaltılmalı veya dişli daha mukavim tasarlanmalıdır. Eğer temas yerel yüklemelere işaret ediyorsa; dişlilerin birbirine göre pozisyonu, millerin paralelliği ya da uygulanmışsa profil kaydırma ve düzeltme işlemleri kontrol edilmelidir. Hatalı tasarım, dişli eksenleri arasındaki paralellik bozukluğu, aşırı yük ile çentik, yüzey veya yüzeyaltı hataları gibi gerilim artırıcı etkenler yorulma kırılmasının bilinen nedenleridir.

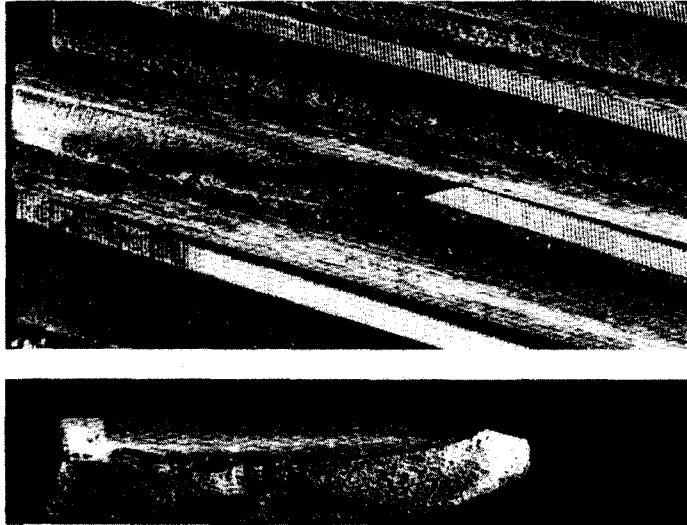
Az çevrimde kırılma veya darbe kırılması, aşırı yük altında az sayıda çevrim veya çok yüksek tek bir yükleme sonucu ortaya çıkar. Şekil 2.30, bu tip



Şekil 2.30 Darbe kırılması

kırılmalara örnektir. Daha düşük sertlikli gevrek malzemelerde, kırılma yüzü kaba, lifli ve yırtılmış bir görünüm arz eder. Daha sert ve daha az gevrek malzemelerde görünüm pürüzsüz ya da ipeksidir.

Kimi hallerde tek bir yükleme bir ya da bir kaç dişi kırıp, atabilir. Bir grup dişin tek bir yükleme bölgesinden darbeli aşırı yüke maruz kalarak uğradığı plastik akma, bunun en çok rastlanan örneğidir. Deforme olan bu diş grubunun taksimatı (hatvesi) dişli üzerindeki diğer dişlere kıyasla bozulur.



Şekil 2.31 Çukurcuk kaynaklı kırılmalar

Bunlar, takip eden işletme sırasında anormal dinamik yüklere uğrarlar. Nihayetinde, kırılma ile son bulacak çok seri gelişen yorulma çatlakları meydana çıkar. Bu tip hasarlar, ani yüklemeler ve darbeleri aşırı yüklerin engellenmesiyle ortadan kaldırılabilir. Dişli dizileri arasında bağlantı sağlayan, ayar edilebilir tork ya da rezilyans kaplinlerinin kullanılması ile tahrik kaynağının daha iyi kontrolü sağlanabilir.

Çukurcuk kaynaklı kırılmalar, yoğun pittinge uğramış alanlardan başlar. Çünkü, çukurcuklar gerilim arttırıcı olarak davranabilir veya çatlaklara başlangıç temin edebilirler (Şekil 2.31).

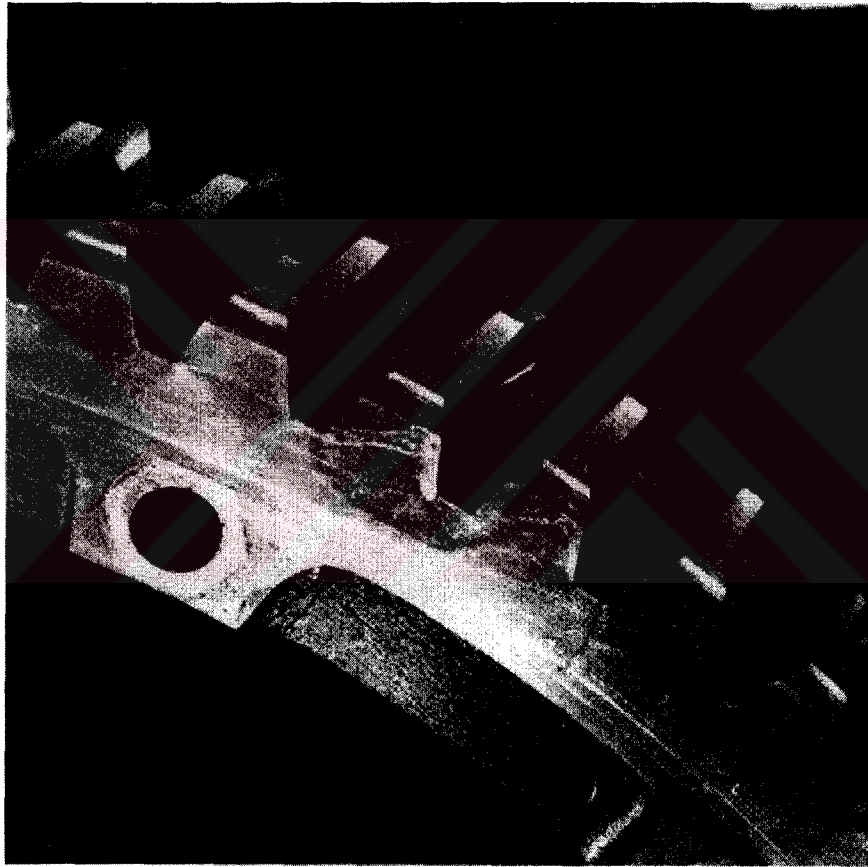


Şekil 2.32 Chipping

Diş ucunda meydana gelen *chipping*, diş tepesinin diş gövdesinden ayrıldığı bir kırılma tipidir (Şekil 2.32). Bu hasar çeşidi, belli bir alanda yüksek gerilme yoğunluğuna sebep olan yüzey hatalarından kaynaklanabilir.

Kimi zaman, ufak *taşlama çatlakları* tekrarlı gerilmeler altında ilerleyerek kırılmalara yol açabilir. Bu çatlaklar taşlama taşının, taşlama hızının ve ilerleme hızının yanlış seçimi gibi imalat hatalarından doğabilir. Ayrıca,

yüksek oranda karbon içeren sertleşebilir çeliklerin taşlanması sırasında, kalıcı östenitin basınç altında martenzite dönüşmesi ya da yerel sıcaklık artışı nedeniyle beyaz martenzit oluşması gibi malzeme kökenli çatlaklar da mevcut olabilir. *Isıl işlem çatlakları*, östenitleşme sıcaklığından soğutma sırasında ortaya çıkan aşırı içgerilmelerin sonucudur. Taşlama çatlakları gibi yorulma kırılmasının başlangıcı olabilir. Genellikle diş dibi kavisi boyunca diş genişliğini bir uçtan diğerine kaplayan veya diş ucunda rastgele yönelen gözle görülebilir kılcal çatlaklardır.



Şekil 2.33 Çarkın diş kökü ve gövdesindeki kırılma hasarı

Tasarımda zorunlu olarak kullanılan yağ kanalları, kama yuvaları, ince cidar ve keskin köşeler çatlak oluşumuna sebep olabilirler. Tasarıma bağlı çatlamayı mekanik gerilmelerde yükselme ve mukavemette azalma takip eder. Yağ kanallarının konumu da dişlinin performansı ve güvenilirliği açısından

önemlidir. Diş dibinde bulunan yağ kanalları çatlamaya ve erken kırılmaya sebep olabilir. Sonsuz vida çarkı çatlaklarıyla zaman zaman karşılaşılır. Şekil 2.33 de, böyle bir çarkın diş kökü ve gövdesindeki kırılma hasarı görülmektedir. Bu tip kırılmalar nadir olup, aşırı yüklemenin göstergesidir.

Mekanizmayı oluşturan dişli harici elemanların bozulmasından kaynaklanan kırılmalar, dişe gelen düzensiz yük dağılımına sebeptir. Şekil 2.34 de şiddetli yatak bozulması ardından bir müddet daha çalışmaya devam etmiş bir pinyon görülmektedir. Yük, dişin bir ucuna kaymış ve sonunda diş kırılmıştır. Benzer kırılmalar, aşırı sehim yapan veya kırılan miller sebebiyle de ortaya çıkabilir.



Şekil 2.34 Yatak bozulması ardından çalışmaya devam etmiş pinyon

2.5 İmalat Sırasında Oluşan Hasarlar

Su verme sırasında oluşan çatlaklar (Şekil 2.35), diğer ısıt işlemler yapılırken ilerleme gösterebilir. Genellikle çıplak gözle görülmeleri mümkündür. Dişin tepe bölgesini boydan boya geçebilir veya diş kenarında radyal doğrultuda olabilirler.



Şekil 2.35 Su verme sırasında oluşan çatlaklar

Bu çatlaklara rastlanıldığında kullanılan malzeme ve ısıt işlem yöntemi gözden geçirilmelidir.



Şekil 2.36 Taşlama çatlakları

Taşılama çatlakları, adından da belli olduğu üzere, dış yüzeylerinin taşlanması sırasında ortaya çıkar (Şekil 2.36). Genellikle belli bir model veya şebeke şeklinde olup, birbirine paralel bir grup kısa çatlak olarak uzanırlar. Oluşma sebebi, taşılama taşının aşırı basıncı veya dışlı malzemesinin çatlak oluşumuna meyillili metallografik yapısıdır [24].



3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Deneyde Kullanılan Dişli Çarklar

Deneyler, geometrik özellik bakımından iki ana grup evolvent helisel dişli çark ile yürütülmüştür. Birinci grupta eğim açısı (β_0) 10° olan çarklar, ikinci grupta ise 15° olan çarklar mevcuttur. Profil kaydırma miktarı bakımından her iki grup da aynıdır. Takibeden sayfalardaki tablolarda deney dişlilerinin özellikleri topluca verilmiştir.



Şekil 3.1 Dişli çarkların imalat sürecinden bir enstantane

Çizelge 3.1 Birinci grup dişlilerin özellikleri

Birinci Grup Dişliler ($\beta_0 = 10^\circ$)		
	<i>Pinyon (döndüren)</i>	<i>Çark (döndürülen)</i>
<i>Diş sayısı (z)</i>	17	41
<i>Modül (m_n) mm</i>	3	3
<i>Kavrama açısı (α_0) deg</i>	20	20
<i>Eğim açısı (β_0) deg</i>	10	10
<i>Diş genişliği (b) mm</i>	20	20
<i>Profil kaydırma (x) mm</i>	var	var
<i>İmalat yöntemi</i>	azdırma	azdırma
<i>Malzeme</i>	GG25 döküm	GG25 döküm
<i>Sertlik</i>	73 HRB	71 HRB
<i>Isıl işlem</i>	yok	yok

Çizelge 3.2 İkinci grup dişlilerin özellikleri

İkinci Grup Dişliler ($\beta_0 = 15^\circ$)		
	<i>Pinyon (döndüren)</i>	<i>Çark (döndürülen)</i>
<i>Diş sayısı (z)</i>	17	41
<i>Modül (m_n) mm</i>	3	3
<i>Kavrama açısı (α_0) deg</i>	20	20
<i>Eğim açısı (β_0) deg</i>	15	15
<i>Diş genişliği (b) mm</i>	20	20
<i>Profil kaydırma (x) mm</i>	var	var
<i>İmalat yöntemi</i>	azdırma	azdırma
<i>Malzeme</i>	GG25 döküm	GG25 döküm
<i>Sertlik (ortalama)</i>	73 HRB	72 HRB
<i>Isıl işlem</i>	yok	yok

Çizelge 3.3 Birinci Grup Dişlilere Uygulanan Profil Kaydırma Miktarı (x)

Birinci Grup Dişlilere Uygulanan Profil Kaydırma Miktarı (x) mm		
<i>Dişli Çiftinin İsmi</i>	<i>Pinyon (x_1)</i>	<i>Çark (x_2)</i>
<i>10 - 1</i>	0	0
<i>10 - 2</i>	+0,1	-0,1
<i>10 - 3</i>	+0,3	-0,3
<i>10 - 4</i>	+0,5	-0,5
<i>10 - 5</i>	+0,7	-0,7
<i>10 - 6</i>	+0,8	-0,8
<i>10 - 7</i>	+1,0	-1,0
<i>10 - 8</i>	+1,1	-1,1
<i>10 - 9</i>	+1,3	-1,3

Çizelge 3.4 İkinci Grup Dişlilere Uygulanan Profil Kaydırma Miktarı (x)

İkinci Grup Dişlilere Uygulanan Profil Kaydırma Miktarı (x) mm		
<i>Dişli Çiftinin İsmi</i>	<i>Pinyon (x_1)</i>	<i>Çark (x_2)</i>
<i>15 - 1</i>	0	0
<i>15 - 2</i>	+0,1	-0,1
<i>15 - 3</i>	+0,3	-0,3
<i>15 - 4</i>	+0,5	-0,5
<i>15 - 5</i>	+0,7	-0,7
<i>15 - 6</i>	+0,8	-0,8
<i>15 - 7</i>	+1,0	-1,0
<i>15 - 8</i>	+1,1	-1,1
<i>15 - 9</i>	+1,3	-1,3

Dişli çarkların imalatında GG25 dökme demir malzemenin kullanılma nedeni, hem dişlilerin imalat zamanından kazanmak hem de çelik malzemeye göre daha çabuk pitting oluşumu sağlayabilmektir.



Şekil 3.2 Diş açılmaya hazır pinyon ve çark taslakları

Döküm yoluyla uygun boyutlarda imal edilen silindirik malzemeler dişli taslaklarını oluşturmak üzere testerede kesilmiş ve daha sonra, hesaplanan boyutlarda işlenmiştir. Her bir taslak için tornalama çapı, ait olduğu gruba (helis açısına) göre, sıfır kaydırmalı çark ya da pinyonun diş başı dairesi çapı esas alınarak hesaplanmıştır. Profil kaydırma işlemi, aynı grup içindeki yine tümü aynı çapa sahip pinyon ve çark taslakları üzerinde diş açılması sırasında, kesici takımın referans doğrusunun profil öteleme faktörü kadar kaydırılmasıyla sağlanmıştır. Elde edilen tüm dişli çark mekanizmaları sıfır kaydırmalı dişli çark mekanizmasıdır. Diş açma işlemlerinin tümü aynı tezgahta, aynı kesici takımlarla ve aynı kesme hızlarında yapılarak, dişlerin yakın yüzey pürüzlülüğü değerlerine sahip olması amaçlanmıştır.

3.2 Deney Düzenegi

Planlanan deneyleri gerçekleştirebilmek için *Kapalı Devre Güç Dolaştıran Dişli Yorulması Test Düzenegi* imal edilmiştir (Şekil 3.3 a -b -c).



Şekil 3.3 a Deney düzeneği çalışırken

Kapalı devre güç dolaştıran düzenekler, dişli yorulması deneylerinde çok yaygın olarak kullanılan bir tasarımdır [3-4-5-8-9-12-13-14-15-39-40]. Aynı çevrim oranının sağlayan iki dişli kutusundan meydana gelir. Dişli kutuları arasındaki çıkış milinin burulmasıyla sistem yüklenmiş olur. Bu çalışmada imal edilen düzenek farklı bir özelliğe sahiptir. Test dişli kutusunun üzerindeki

rulmanlı yataklardan pinyon dişlinin takıldığı mili sabitleyen, kaydırılabilen bir yapıya sahiptir. Bu özellikle beraber, pinyon dişlinin takıldığı milin dişli kutuları arasında kalan kısmında, iki adet kardan kavrama kullanılması ile farklı eksenler arası mesafeye sahip dişli çiftlerini denemek mümkün olmaktadır. Bu tip sistemleri yüklemenin birkaç farklı yolu mevcuttur [39]. Çalışmamız kapsamında imal edilip kullanılan deney düzeneği, hareketsizken yüklenebilen cinstendir. Test edilecek dişlilerin test dişli kutusuna montajını takiben, yardımcı dişli kutusu ve motor arasında kalan mil parçasına bir adet civata takılması ve civatanın, boyu ayarlanmış sabit desteğe denk getirilmesi suretiyle sistem hareketsiz kılınır. Daha sonra, test dişli kutusu ve yardımcı dişli kutusu arasında bulunan, ucunda tork kaplini bağlı mil parçasına bir moment kolu vasıtasıyla ağırlık asılır. Böylece söz konusu mil parçası burulmuş olur. Ağırlık asılı haldeyken, tork kaplininin üzerinde bulunan civatalar sıkılarak kapalı devre tamamlanır. Ardından, sabitleme civatası çıkartılır. Bu sayede, burulan milin uğradığı açısal deformasyon kapalı devredeki tüm millere ve dolayısıyla dişlilere dağılmış olur. Yükleme için uygulanan burulma momentinin yönünün, motorun dönüş yönünün aksi istikametinde olmasına dikkat edilmelidir.

Düzeneği tahrik eden motor; Gamak marka, 3,2 kW gücünde, dakikada 3000 devire çıkabilen trifaze elektrik motorudur. Düzenek, mekanik aksamı haricinde gelişmiş bir kontrol panosuna da sahiptir. Tahrik motorunun devir sayısını, Telemekanique marka programlanabilir - dijital bir hız kontrol cihazıyla hassas ve çok kademeli şekilde ayarlamak mümkündür. Bu sayede, devir sayısı da bir parametre olarak çalışmaya dahil edilebilmiştir. Hız cihazı, yine programlanabilir - dijital Omron marka sayıcı ile ilişkilendirilmiştir. $\frac{1}{62}$

çevrim oranına sahip, küçük, alüminyum kasa Yılmaz marka redüktör, motor milinin modifiye edilip uzatılmasıyla motorun arkasına yerleştirilmiştir. Böylece, Omron marka dijital endüktif devir alıcısının, redüktör çıkış mili üzerindeki metal plakanın turunu görmesiyle dişlilerin attığı tur sayısı

saptanmış olmaktadır. Sayıcı 6 basamaklı olup, redüktör sayesinde programlanabilen maksimum tur sayısı yaklaşık 62 milyona çıkmaktadır.



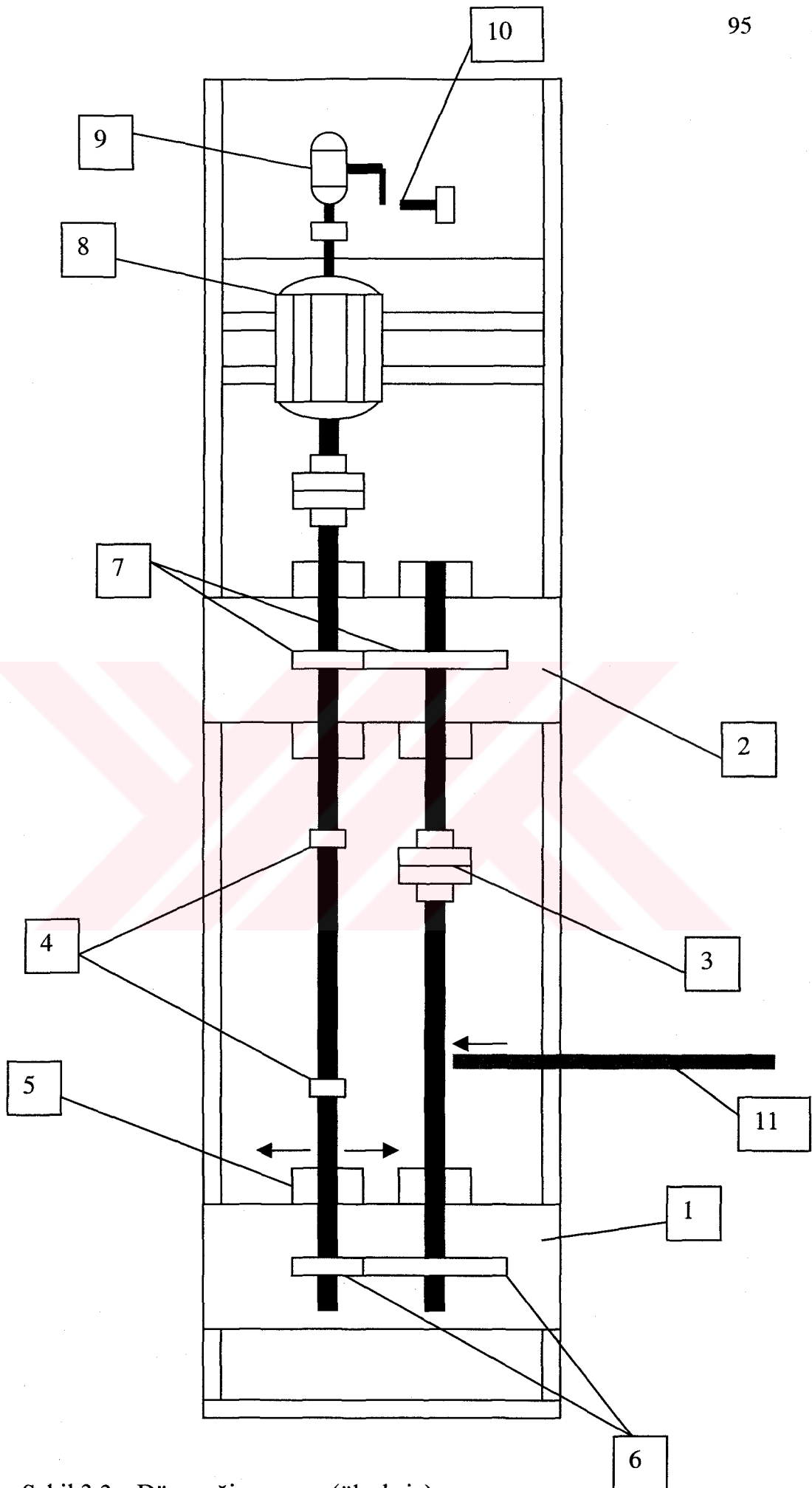
Şekil 3.3 b Düzenegin genel görünümü

Endüktif devir alıcısının dijital sayıcıya, dijital sayıcının hız kontrol cihazına ve hız kontrol cihazının da elektrik motoruna kumanda etmesiyle eksiksiz bir elektronik kumanda sistemine sahip olunmuştur. Sayaca girilen tur sayısı tamamlandığında kumanda sistemi elektrik motorunu, bir fazla tur dahi yaptırmadan frenlemektedir. Sistem duduktan sonra, operatörün müdahalesine kadar mevcut halini muhafaza etmektedir. Ayrıca, motor kapasitesini

aşabilecek yükleme durumlarında sistem, hız kontrol cihazı tarafından anında durdurulmaktadır.

Şekil 3.3 c de düzeneğin şeması verilmiştir. Şemada;

1. Test dişli kutusu
2. Yardımcı dişli kutusu
3. Tork kaplini
4. Kardan mili
5. Kayabilen yatak
6. Test dişlileri
7. Yardımcı dişliler
8. Motor
9. Redüktör
10. Devir alıcı
11. Sökülür takılır ağırlık asma koludur.



Şekil 3.3 c Düzenegın şeması (ölçeksiz)

3.3 Deneyler

Deneyler, üç grup dişli üzerinde yürütülmüştür. İlk iki ana dişli grubu için *eğim açısı* (β_0), *profil kaydırma faktörü* (x) ve *yük* parametreleri değiştirilerek 3000 dev / dak sabit hızda, pinyona 5 milyon tur attırılmıştır. Her bir ana grupta, her iki uygulama ağırlığı (yük) için aynı profil kaydırma faktörüne sahip 9 ar çift, toplam 36 çift dişli deneye tabi tutulmuştur.

Üçüncü grup dişliler ise *eğim açısı* (β_0), *profil kaydırma faktörü* (x) ve *yük* parametreleri dışında bir de *devir* parametresi değiştirilerek denenmiştir. Deneyler, 1500 dev / dak açısal hızda, pinyona 5 milyon tur attırılarak tamamlanmıştır. 0 ve +1,0 profil kaydırma faktörüne sahip, dörder çift dişli deneye tabi tutulmuştur. Ayrıca, bu grup üzerinde aşınma miktarının belirlenmesi amacıyla, pinyonların çalıştırılmadan önceki ve çalıştırıldıktan sonraki ağırlıkları hassas terazi ile belirlenmiştir.

Deneylerin tümünde, dişliler aynı malzemeden yapıldığı için *malzeme mukavemeti* parametresi, yağlayıcı ve yağlama rejimi aynı değiştirilmediği için *yağlama* parametresi, tüm dişliler azdırma ile aynı kesme hızında açıldığı için *yüzey pürüzlülüğü* parametresi sabit tutulmuştur.

Bu durumda, helisel dişlilerde pitting oluşumuna etkisi incelenen parametreler şunlardır:

1. *eğim açısı* (β_0)
2. *profil kaydırma faktörü* (x)
3. *yük* (dolayısıyla eş çalışan yüzeylerde oluşan Hertz basıncı)
4. *devir sayısı* (dev / dak)

Yağlama rejimi daldırma yağlamadır. Kullanılan yağ; Petrol Ofisi Keban SAE 90, mutlak viskozitesi 40°C de yaklaşık 200 cP, deneyler bittikten hemen sonra alınan

sıcaklık ölçümlerinin ortalaması 38°C dir. Yağın, çalışmaya başlamadan önceki sıcaklık ölçümlerinin ortalaması 10°C dir. Aşağıda, deney parametreleri ve bunların uygulandığı dişli grupları çizelgeler halinde sunulmuştur.

Çizelge 3.5 Birinci grup dişlilerin deney düzeni ve parametreler

Birinci Grup ($\beta_0 = 15^\circ$)					
Dişli Çiftinin İsmi	Profil kaydırma faktörü		Yük (kg)	Toplam tur sayısı	Devir (dev/dak)
	Pinyon (x_1)	Çark (x_2)			
15-1-çok	0	0	17	5 milyon	3000
15-2-çok	+0,1	-0,1	17	5 milyon	3000
15-3-çok	+0,3	-0,3	17	5 milyon	3000
15-4-çok	+0,5	-0,5	17	5 milyon	3000
15-5-çok	+0,7	-0,7	17	5 milyon	3000
15-6-çok	+0,8	-0,8	17	5 milyon	3000
15-7-çok	+1,0	-1,0	17	5 milyon	3000
15-8-çok	+1,1	-1,1	17	5 milyon	3000
15-9-çok	+1,3	-1,3	17	5 milyon	3000
15-1-az	0	0	11	5 milyon	3000
15-2-az	+0,1	-0,1	11	5 milyon	3000
15-3-az	+0,3	-0,3	11	5 milyon	3000
15-4-az	+0,5	-0,5	11	5 milyon	3000
15-5-az	+0,7	-0,7	11	5 milyon	3000
15-6-az	+0,8	-0,8	11	5 milyon	3000
15-7-az	+1,0	-1,0	11	5 milyon	3000
15-8-az	+1,1	-1,1	11	5 milyon	3000
15-9-az	+1,3	-1,3	11	5 milyon	3000

Çizelge 3.6 İkinci grup dişlilerin deney düzeni ve parametreler

<i>İkinci Grup ($\beta_0 = 10^\circ$)</i>					
<i>Dişli Çiftinin İsmi</i>	<i>Profil kaydırma faktörü</i>		<i>Yük (kg)</i>	<i>Toplam tur sayısı</i>	<i>Devir (dev / dak)</i>
	<i>Pinyon (x_1)</i>	<i>Çark (x_2)</i>			
<i>10-1-çok</i>	0	0	17	5 milyon	3000
<i>10-2-çok</i>	+0,1	-0,1	17	5 milyon	3000
<i>10-3-çok</i>	+0,3	-0,3	17	5 milyon	3000
<i>10-4-çok</i>	+0,5	-0,5	17	5 milyon	3000
<i>10-5-çok</i>	+0,7	-0,7	17	5 milyon	3000
<i>10-6-çok</i>	+0,8	-0,8	17	5 milyon	3000
<i>10-7-çok</i>	+1,0	-1,0	17	5 milyon	3000
<i>10-8-çok</i>	+1,1	-1,1	17	5 milyon	3000
<i>10-9-çok</i>	+1,3	-1,3	17	5 milyon	3000
<i>10-1-az</i>	0	0	11	5 milyon	3000
<i>10-2-az</i>	+0,1	-0,1	11	5 milyon	3000
<i>10-3-az</i>	+0,3	-0,3	11	5 milyon	3000
<i>10-4-az</i>	+0,5	-0,5	11	5 milyon	3000
<i>10-5-az</i>	+0,7	-0,7	11	5 milyon	3000
<i>10-6-az</i>	+0,8	-0,8	11	5 milyon	3000
<i>10-7-az</i>	+1,0	-1,0	11	5 milyon	3000
<i>10-8-az</i>	+1,1	-1,1	11	5 milyon	3000
<i>10-9-az</i>	+1,3	-1,3	11	5 milyon	3000

Çizelge 3.7 Üçüncü grup dişlilerin deney düzeni ve parametreler

Üçüncü Grup ($\beta_0 = 15^\circ$)					
Dişli Çiftinin İsmi	Profil kaydırma faktörü		Yük (kg)	Toplam tur sayısı	Devir (dev / dak)
	Pinyon (x_1)	Çark (x_2)			
15 – X1A	0	0	17	5 milyon	1500
15 – X1B	0	0	11	5 milyon	1500
15 – X7A	+1,0	-1,0	17	5 milyon	1500
15 – X7B	+1,0	-1,0	11	5 milyon	1500

Üçüncü Grup ($\beta_0 = 10^\circ$)					
Dişli Çiftinin İsmi	Profil kaydırma faktörü		Yük (kg)	Toplam tur sayısı	Devir (dev / dak)
	Pinyon (x_1)	Çark (x_2)			
10 – X1A	0	0	17	5 milyon	1500
10 – X1B	0	0	11	5 milyon	1500
10 – X7A	+1,0	-1,0	17	5 milyon	1500
10 – X7B	+1,0	-1,0	11	5 milyon	1500

Çizelge 3.8 Üçüncü grup dişlilerin aşınma miktarının ağırlıkça tespiti

Dişli Çiftinin İsmi	Çalıştırılmadan önceki ağırlık (gr)	Çalıştırıldıktan (5 milyon tur) sonraki ağırlık (gr)
15 – X1A	252,6	251,0
15 – X1B	258,4	257,8
15 – X7A	264,3	263,9
15 – X7B	263,4	262,8
10 – X1A	249,1	248,2
10 – X1B	248,6	247,8
10 – X7A	245,6	244,9
10 – X7B	244,0	243,2

3.3.1 Bir deneyin hazırlık ve gerçekleştirilmesi

Deneylerde kullanılan pinyon ve çarkların tümü, test dişli kutusuna monte edilmeden önce benzin ve fırça yardımıyla iyice temizlenmiştir. Göz ile yapılan muayenede, herhangi bir imalat hatası olup olmadığı araştırılmış, diş profillerinin abrazif aşınmaya yol açabilecek yabancı maddelerden arındırıldığından emin olunmuştur.

Test dişli kutusunun içine, önceki deneylerde oluşan aşınma artıklarını yağdan ayırmak amacıyla iki adet güçlü mıknatıs yerleştirilmiş, her yeni deney öncesi abrazif aşınmanın etkisini en aza indirmek için bu mıknatıslar ve test dişli kutusunun içi benzin ile silinerek arındırılmıştır.

Test dişlilerinin montajını takiben dişli kutusu uygun seviyeye kadar yağ ile doldurulmuş, düzenek yüklenmeye hazır hale getirilmiştir. Yükleme, Bölüm 3.2 'de anlatıldığı gibi düzenek hareketsizken yapılmaktadır. Yardımcı dişli kutusu ve motor arasında kalan mil parçasına bir adet civata takılması ve civatanın, boyu ayarlanmış sabit desteğe denk getirilmesi suretiyle sistem hareketsiz kılınır. Daha sonra, test dişli kutusu ve yardımcı dişli kutusu arasında bulunan, ucunda tork kaplini bağlı mil parçasına, asılan ağırlık ile etki ettiği milin eksenini arasında tam 1 metre mesafe sağlayan moment kolu vasıtasıyla istenilen ağırlık asılır. Böylece söz konusu mil parçası burulmuş olur. Ağırlık asılmadan önce, moment kolu yere paralel hale getirilerek mile uygulanan tork miktarı sabitlenmelidir. Ağırlık asılı haldeyken, tork kaplininin üzerinde bulunan civatalar sıkılarak kaplinin yüzleri birleştirilir ve kapalı devre tamamlanır. Ardından, sabitleme civatası çıkartılır, asılan ağırlık ve moment kolu sökülür. Bu sayede, burulan milin uğradığı açısal deformasyon kapalı devredeki tüm millere ve dolayısıyla dişlilere dağılmış olur. Yükleme için uygulanan burulma momentinin yönünün, motorun dönüş yönünün aksi istikametinde olmasına dikkat edilmelidir.

Yüklemenin ardından, el ile birkaç tur attırılarak sistemin doğru yüklenip yüklenmediği ve transmisyon elemanlarını güvenliği kontrol edilir. Kumanda panosundan, dijital sayaç vasıtasıyla istenen tur sayısı ayarlanır. Sistem yavaşça harekete geçirilir. Bu sayede dişlilerin tamamen yağlanması için biraz zaman tanınmış olur. Ardından, hız kontrol cihazı ile istenen motor devir sayısı ayarlanır. Sistem, dijital - programlanabilir sayaca girilen tur sayısını tamamladıktan sonra durup, operatör müdahalesini bekleyecektir.

3.3.2 Deneylerde incelenen parametrelerin değişiminin teorik değerlendirilmesi

Yapılan deneylerde, eğim açısının (β_0) ve profil kaydırma faktörünün (x) değişimiyle, eş çalışan dişlere etkiyen kuvvetlerin dolayısıyla, aktif profilin maruz kaldığı Hertz basıncının değişiminin ve bu değişim ile ortaya çıkan yüzey hasarı derecesinin nasıl olacağı araştırılmıştır.

Söz konusu problemin çözümünde, Bölüm 1’de açıklanan *değişen helisel dişli temas çizgisi uzunluğu* esas alınarak aşağıdaki tablolarda verilen değerler hesaplanmıştır. Ayrıca, bu tabloların oluşturulmasını sağlayan hesaplara örnek bir çözüm EK 4 de sunulmuştur.

Çizelge 3.9 $\beta_0 = 10^\circ$, az yük için (11 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı

$\alpha_0 = 20^\circ, \beta_0 = 10^\circ$, az yük için (11 kg)						
$ x $ (mm)	d_{b1} (mm)	d_{b2} (mm)	ζ (mm)	l_c (mm)	a (mm)	P_{max} (N/mm ²)
0,0	57,78676	130,89747	14,34775	30,72579	0,13089	725,36022
0,1	58,38676	130,29747	14,21322	30,43770	0,13151	728,78498
0,3	59,58676	129,09747	13,86509	29,69216	0,13315	737,87770
0,5	60,78676	127,89747	13,41083	28,71937	0,13539	750,27046
0,7	61,98676	126,69747	12,84530	27,50829	0,13834	766,60819
0,8	62,58676	126,09747	12,51773	26,80680	0,14013	776,57396
1,0	63,78676	124,89747	11,76312	25,19078	0,14456	801,09584
1,1	64,38676	124,29747	11,33045	24,26421	0,14729	816,24809
1,3	65,58676	123,09747	10,33419	22,13073	0,15423	854,68754

Çizelge 3.10 $\beta_0 = 15^\circ$, az yük için (11 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı

$\alpha_0 = 20^\circ, \beta_0 = 15^\circ$, az yük için (11 kg)						
$ x $ (mm)	d_{b1} (mm)	d_{b2} (mm)	ζ (mm)	l_c (mm)	a (mm)	P_{max} (N/mm ²)
0,0	58,79909	133,33897	14,38653	30,21814	0,13199	717,40392
0,1	59,39909	132,73897	14,25230	29,93620	0,13261	720,77433
0,3	60,59909	131,53897	13,90498	29,20666	0,13425	729,72072
0,5	61,79909	130,33897	13,45194	28,25508	0,13649	741,90683
0,7	62,99909	129,13897	12,88830	27,07118	0,13945	757,95604
0,8	63,59909	128,53897	12,56204	26,38589	0,14125	767,73565
1,0	64,79909	127,33897	11,81118	24,80875	0,14567	791,76287
1,1	65,39909	126,73897	11,38118	23,90557	0,14839	806,58119
1,3	66,59909	125,53897	10,39277	21,82945	0,15529	844,06558

Çizelge 3.11 $\beta_0 = 10^\circ$, çok yük için (17 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı

$\alpha_0 = 20^\circ, \beta_0 = 10^\circ$, çok yük için (17 kg)						
$ x $ (mm)	d_{b1} (mm)	d_{b2} (mm)	ζ (mm)	l_c (mm)	a (mm)	P_{max} (N/mm ²)
0,0	57,78676	130,89747	14,34775	30,72579	0,16272	901,74108
0,1	58,38676	130,29747	14,21322	30,43770	0,16349	905,99861
0,3	59,58676	129,09747	13,86509	29,69216	0,16553	917,30234
0,5	60,78676	127,89747	13,41083	28,71937	0,16831	932,70857
0,7	61,98676	126,69747	12,84530	27,50829	0,17197	953,01904
0,8	62,58676	126,09747	12,51773	26,80680	0,17421	965,40811
1,0	63,78676	124,89747	11,76312	25,19078	0,17971	995,89281
1,1	64,38676	124,29747	11,33045	24,26421	0,18311	1014,72953
1,3	65,58676	123,09747	10,33419	22,13073	0,19173	1062,51604

Çizelge 3.12 $\beta_0 = 15^\circ$, çok yük için (17 kg) temas geometrisi ve yüzey basıncı hesabı

$\alpha_0 = 20^\circ, \beta_0 = 15^\circ$, çok yük için (17 kg)						
$ x $ (mm)	d_{b1} (mm)	d_{b2} (mm)	ζ (mm)	l_c (mm)	a (mm)	P_{max} (N/mm ²)
0,0	58,79909	133,33897	14,38653	30,21814	0,16408	891,85009
0,1	59,39909	132,73897	14,25230	29,93620	0,16485	896,04006
0,3	60,59909	131,53897	13,90498	29,20666	0,16690	907,16189
0,5	61,79909	130,33897	13,45194	28,25508	0,16969	922,31121
0,7	62,99909	129,13897	12,88830	27,07118	0,17336	942,26300
0,8	63,59909	128,53897	12,56204	26,38589	0,17559	954,42065
1,0	64,79909	127,33897	11,81118	24,80875	0,18109	984,29040
1,1	65,39909	126,73897	11,38118	23,90557	0,18448	1002,71199
1,3	66,59909	125,53897	10,39277	21,82945	0,19305	1049,31120

3.4 Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Deney sonuçları, üç ayrı işlem uygulanarak değerlendirmeye tabi tutulmuştur. Bunların ilki; pittinge uğrayan diş yüzeylerinin renkli makro fotoğraflarının çekilmesi, ikincisi; dijital mikro fotoğraflarının (filmlerinin) çekilmesi, üçüncüsü de; deneylerden önce ve pitting oluşumundan sonra dişlerin yüzey pürüzlülüğünün ve çukurcuk derinliğinin tespiti [8-12-15-16].

3.4.1 Makro fotoğraf çekimleri

Deneylerin sona ermesinin ardından, her bir pinyon benzin ile yıkanıp, fırçalanarak yağdan arındırılmıştır. Ayrıca, aseton ile tekrar yıkanarak tüm boya vb kimyasaldan tamamen temizlenmiştir. Daha sonra tüm dişler tek tek incelenerek fotoğrafı çekilecek yüzeyler kararlaştırılmış ve işaretlenmiştir. Dişlerin birbirlerinin yüzeylerini perdeliyor olması, pittinge uğramış yüzeylerin açık bir şekilde fotoğraflanmasını ilk başta engellemiştir. Bu sebeple, tüm pinyonlar göbeklerindeki delik genişletilip, et kalınlığı azaltılmak suretiyle el testeresi ile kesilmeye uygun hale getirilmiş, işaretlenen dişlerin önünden fotoğraf çekimine imkan tanıyacak şekilde kesilmiştir. Bu sayede aynı dişliye ait iki adet diş yüzeyinin net fotoğraflarını çekmek mümkün olmuştur :

1. gövde (g)
2. parça (p).

İlk fotoğraf çekimleri, çıplak ve parlak diş yüzeylerinde siyah beyaz film kullanılarak gerçekleştirilmiş, tatminkar sonuç alınamamıştır. Kırmızı penetrant sıvı ve beraberinde kullanılan beyaz maskesi ile yapılan ikinci denemede 400 ASA renkli film kullanılmış, yüzeylerde oluşan hasar çok net bir şekilde tespit edilebilmiştir. Kullanılan fotoğraf makinasına ekstra bir objektif takılarak istenilen büyütme oranı sağlanmıştır. Banyosu tamamlanan negatif filmler, özel bir tarayıcı vasıtasıyla 800 dpi çözünürlükte

sayısallaştırılarak bilgisayar ortamına aktarılmış ve resim editör programları ile müdahale edilebilir duruma getirilmiştir. Adobe Photo Deluxe 2.0 programıyla, sayısallaştırılmış fotoğrafların renk kalitesi artırılmış, pozisyon sapmaları giderilmiş ve gerekli kırpma işlemleri yapılarak, sadece dışın aktif yüzeyi incelenmek üzere kaydedilmiştir. Daha sonra Adobe Photoshop 4.0 programı ile aktif yüzeyler üzerinde çukurcukların belirlenmesi işlemine geçilmiştir. Çukurcukların dış yüzeyinde kapladığı bölgeler, penetrant sıvının etkisiyle kırmızının tonları halinde görülmektedir. Dış yüzeyinin üzerinde çukurcuk oluşmamış kısımlar ise, beyaz maskenin örttüğü bölgelerdir. Bu renk farklılığından yararlanılarak *Magic Wand* komutu ile hasarsız bölgeler resim üzerinden ayıklanmıştır. Tüm resmin, ölçüleri belli gridlere bölünmesi sayesinde geriye kalan hasarlı alanın toplam dış yüzeyi alanına oranı tespit edilmiştir.

Üzerinde çalışma yapılmış tüm fotoğraflar EK 1 de sunulmuştur.

3.4.2 Dijital mikro fotoğraf çekimleri

Mikro yapı fotoğrafları, dijital kamera entegre edilmiş optik mikroskop kullanılarak sağlanmıştır. Üzerinde *capture fonksiyonlu* TV kartı bulunan bilgisayar ile ilişkilendirilen dijital kamera sayesinde, normal düzlemde kesiti alınmış helis dişlerin iç yapı ve profil yüzeylerinin hemen altındaki pitting oluşumlarının birkaç karelik, kısa renkli filmleri çekilmiştir. Daha sonra her karesi birbirinin eşi olan bu filmler Real Player programı ile açılmış, son kareleri fotoğraf olarak Paintshop Pro 6 programı ile kaydedilmiştir.

Üzerinde çalışma yapılmış tüm fotoğraflar EK 2 de sunulmuştur.

3.4.3 Yüzey pürüzlülüğü ve pitting derinliği tespiti

Tüm dişliler azdırma ile aynı kesme hızında açıldığı için *yüzey pürüzlülüğü* parametresi sabit kılınmıştır, yani tüm pinyon ve çarkların çalıştırılmadan önce sahip oldukları yüzey pürüzlülüğü değeri aynı sayılabilecek derecede yakındır.

Pitting hasarına uğramış diş yüzeylerindeki çukurcuk derinliklerinin saptanması için, *Taylor Hubson Surtronic 3+ Yüzey Pürüzlülüğü Ölçüm Cihazından* (Şekil 3.12) yararlanılmıştır. Surtronic 3+ ucundaki iğne tipi algılayıcı ile çukurcuk derinliklerini ve pürüzlülük profilini tespit etmiş, geliştirilen bir bilgisayar programı aracılığıyla da tespit edilen data bilgisayara aktararak yüzey pürüzlülüğünün ölçekli grafiğe dökülmesi sağlanmıştır. Cihaz, üzerinden ölçüm alınan diş yüzeylerinin boyutlarına uygun *Lc örnek alma uzunluğu* (cut off length) ve *Ln hesaplama uzunluğu* (evaluation length) girilerek şu parametreleri tespit etmek üzere kullanılmıştır:

Ra, Rq: Standart pürüzlülük değerleri

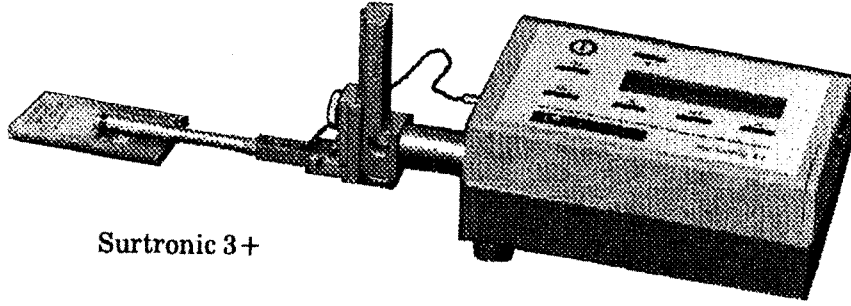
Ry: Her bir örnek alma uzunluğu içindeki en büyük tepe – vadi farkı (Rti olarak da bilinir)

Rz (DIN): Rti değerlerinin ortalaması (Rtm olarak da bilinir)

Sm: Tüm hesaplama uzunluğu boyunca profil tepelerinin arasındaki ortalama aralık (boşluk)

Üzerinde ölçüm yapılan tüm pinyonların kalınlığı, dolayısıyla yüzeyin boyu 20 mm dir. Ölçülmeye çalışılan çukurcuk derinliklerinin mertebesi ve diş yüzeyinin boyu, cihazın bunlara uygun olarak izin verdiği maksimum Ln hesaplama uzunluğunu 12,5 mm ve örnek alma uzunluğunu 2,5 mm ile sınırlamıştır. İğne tipi algılayıcının yüzey üzerinde ölçüm alırken izleyeceği doğrunun, en hasarlı ve göz ile algılanan en derin çukurcukların bulunduğu bölgelerden geçirilmesine çalışılmıştır. Bu sayede pitting hasarının fotoğraflı izdüşüm ve derinlik bilgileri birleştirilerek, üç boyutlu gerçek derecesinin saptanması amaçlanmıştır.

Üzerinde çukurcuk derinliklerinin tespit edildiği tüm profillerin açıklamalı grafik çıktıları EK 3 de verilmiştir.



Şekil 3.4 Taylor Hobson Surtronic 3+ yüzey pürüzlülüğü ölçüm cihazı

4. DENEYSEL SONUÇLAR

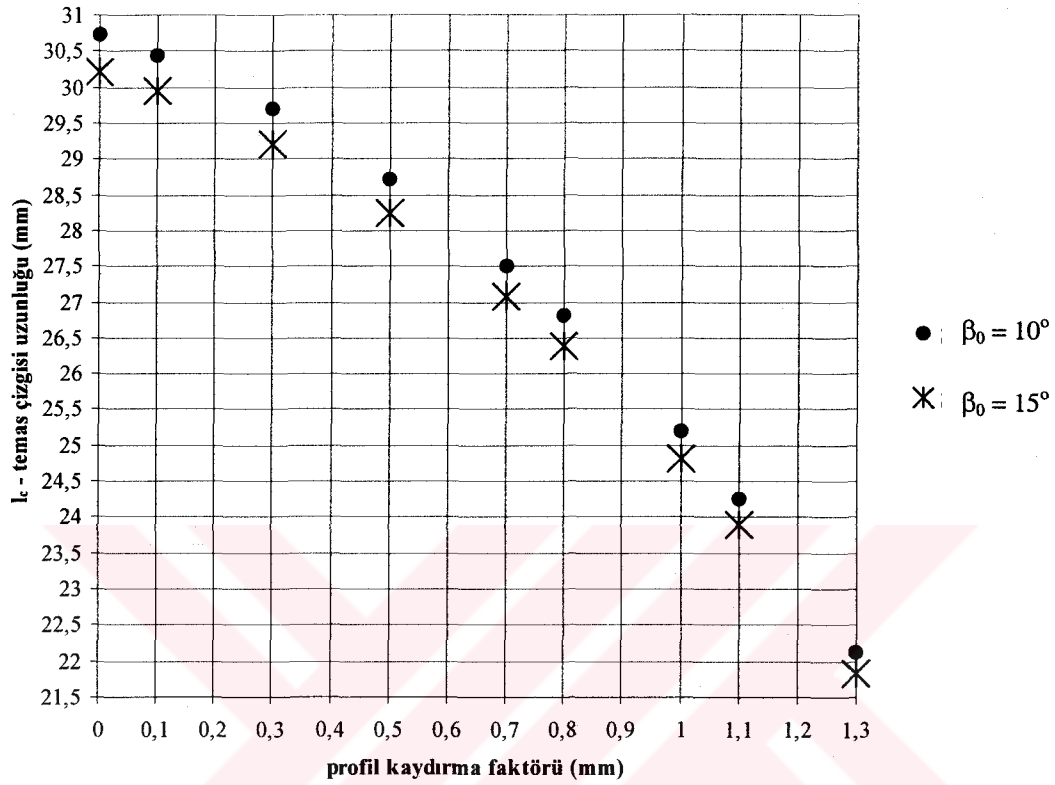
4.1 Oluşan % Pitting Alanının Makro Fotoğraflar Üzerinde Tespiti

Kırmızı penatrant sıvı ve beraberinde kullanılan beyaz maskesi ile yapılan çekimlerde 400 ASA renkli film kullanılmış, yüzeylerde oluşan hasar çok net bir şekilde tespit edilmiştir. Banyosu tamamlanan negatif filmler sayısallaştırılarak bilgisayar ortamına aktarılmış ve sadece dişin aktif yüzeyi incelenmek üzere kaydedilmiştir. Daha sonra aktif yüzeyler üzerinde çukurcukların belirlenmesi işlemine geçilmiştir. Çukurcukların diş yüzeyinde kapladığı bölgeler, penatrant sıvının etkisiyle kırmızının tonları halinde görülmektedir. Diş yüzeyinin üzerinde çukurcuk oluşmamış kısımlar ise, beyaz maskenin örttüğü bölgelerdir. Bu renk farklılığından yararlanılarak hasarsız bölgeler resim üzerinden ayıklanmıştır. Tüm resmin, ölçüleri belli gridlere bölünmesi sayesinde geriye kalan hasarlı alanın toplam diş yüzeyi alanına % oranı tespit edilmiştir. Üzerinde çalışma yapılmış tüm fotoğraflar EK 1 de görülebilir. Fotoğraflardan elde edilen sonuçlar grafik halinde Şekil 4.4 ve 4.5 de sunulmuştur.

Bu çalışmada ele alınan ana problem; eğim açısının (β_0) ve profil kaydırma faktörünün (x) değişimiyle, eş çalışan dişlerin temas çizgisi uzunluğunun, dişlere etkiyen kuvvetlerin ve dolayısıyla, aktif profilin maruz kaldığı Hertz basıncının değişimini hesaplamak, bu değişim ile ortaya çıkan yüzey hasarı derecesini tespit etmektir. Söz konusu problemin çözümünde, Bölüm 1.1.5.2.3 de açıklanan değişen helisel dişli temas çizgisi uzunluğu esas alınmış, Bölüm 3.3.2 de verilen tablolarda hesaplanan çizgi uzunluğu ve basınç değerleri sunulmuştur. Bu değerlerin grafiğe dökülmüş hali Şekil 4.1, 4.2, 4.3 de görülebilir.

Artan profil kaydırma faktörüyle, hem 10° hem de 15° lik eğim açıları için temas çizgisinin kısaldığı görülmektedir. $\beta_0 = 10^\circ$ için temas çizgisi boyu daha uzundur.

Yüzeyler arası temas çizgisi uzunluğunun
profil kaydırma faktörüyle değişimi

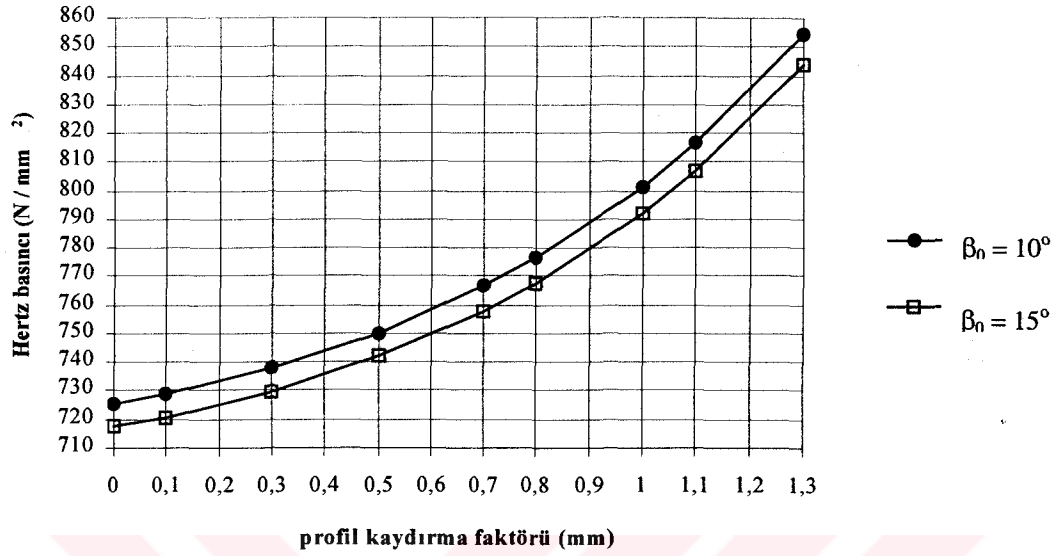


Şekil 4.1 Temas çizgisi uzunluğunun profil kaydırma faktörüyle değişimi

Küçük eğim açısına (10°) sahip dişlilerde daha büyük Hertz basınçları oluşmuştur. Profil kaydırma faktörü arttıkça, basıncın da arttığı grafikten görülebilir.

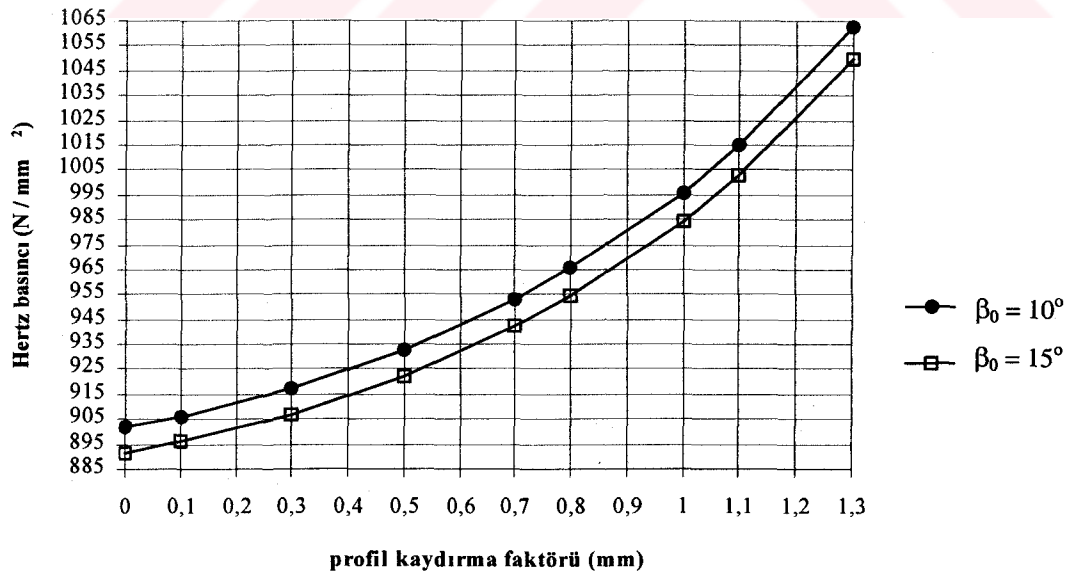
Büyüyen profil kaydırma faktörü helisel dişlilerde temas çizgisi uzunluğunda kısalmaya ve dolayısıyla yüzeyler arasında oluşan Hertz temas basıncında artmaya sebep olmaktadır.

Az yük (11 kg) altında Hertz basıncının
profil kaydırma faktörüyle değişimi



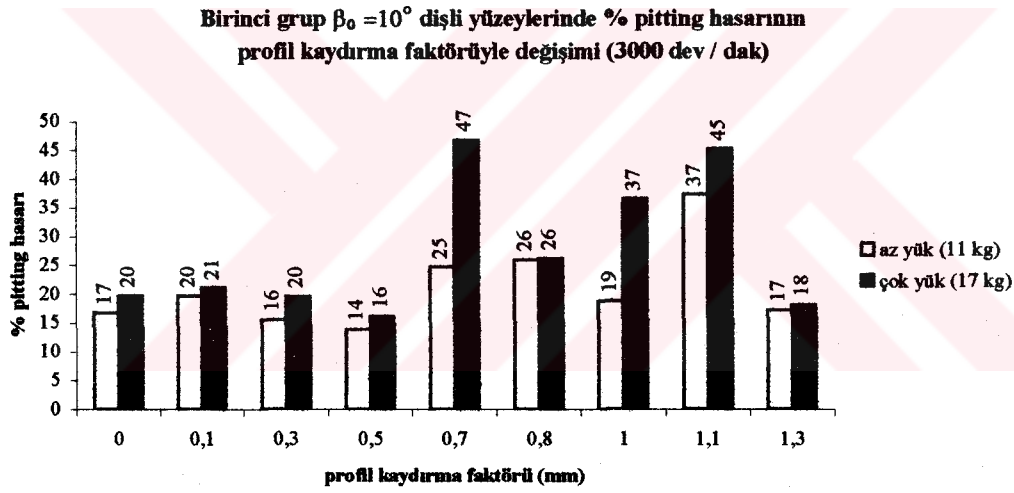
Şekil 4.2 Hertz basıncının profil kaydırma faktörüyle değişimi

Çok yük (17 kg) altında Hertz basıncının
profil kaydırma faktörüyle değişimi

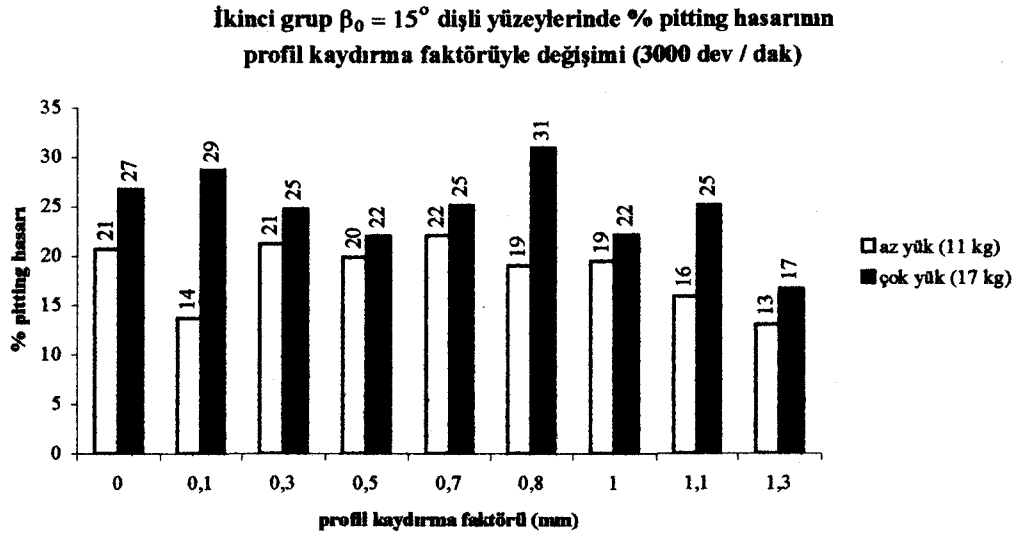


Şekil 4.3 Hertz basıncının profil kaydırma faktörüyle değişimi

Değişen temas çizgisi uzunluğunun ve temas basıncının pitting oluşumuna nasıl etki ettiği ise Şekil 4.4 - 4.7 de görülebilir. % pitting hasarının tüm dişli gruplarında farklı dağılımlar sergilediği görülmüştür. $\beta_0 = 10^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle % pitting hasarının önce arttığı sonra da düştüğü görülmektedir. $\beta_0 = 15^\circ$ dişlilerde ise artmış, azalmış, sonra tekrar artmış ve nihayet azalmıştır.



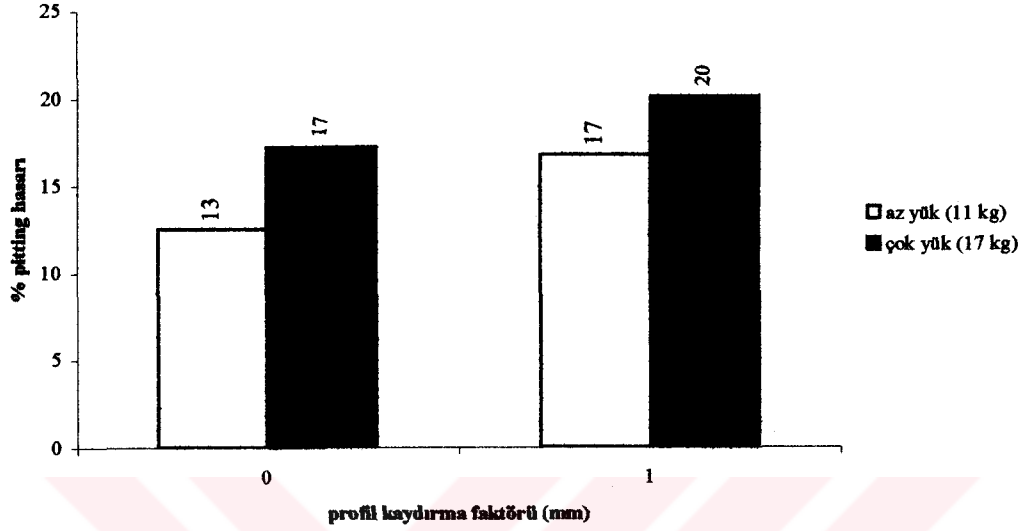
Şekil 4.4 % pitting hasarının $\beta_0 = 10^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimi



Şekil 4.5 % pitting hasarının $\beta_0 = 15^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimi

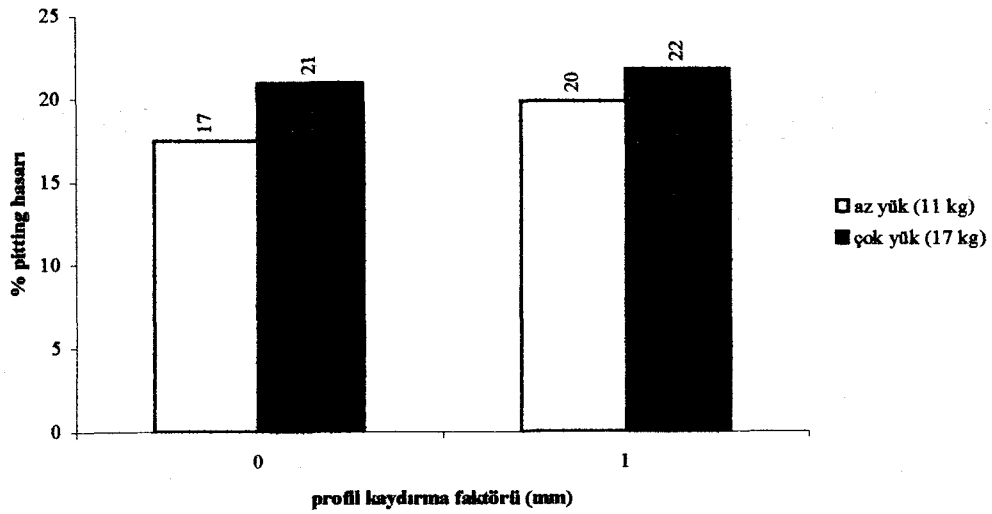
Şekil 4.6 ve 4.7 incelendiğinde, devir sayısının düşürülmesi ile % pitting hasarı oluşumunda pek bir farklılık olmadığı görülebilir.

Üçüncü grup $\beta_0 = 10^\circ$ dişli yüzeylerinde % pitting hasarının profil kaydırma faktörüyle değişimi (1500 dev / dak)



Şekil 4.6 Devir sayısının, % pitting hasarının $\beta_0 = 10^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimine etkisi

Üçüncü grup $\beta_0 = 15^\circ$ dişli yüzeylerinde % pitting hasarının profil kaydırma faktörüyle değişimi (1500 dev / dak)



Şekil 4.7 Devir sayısının, % pitting hasarının $\beta_0 = 15^\circ$ dişlilerde profil kaydırma faktörüyle değişimine etkisi

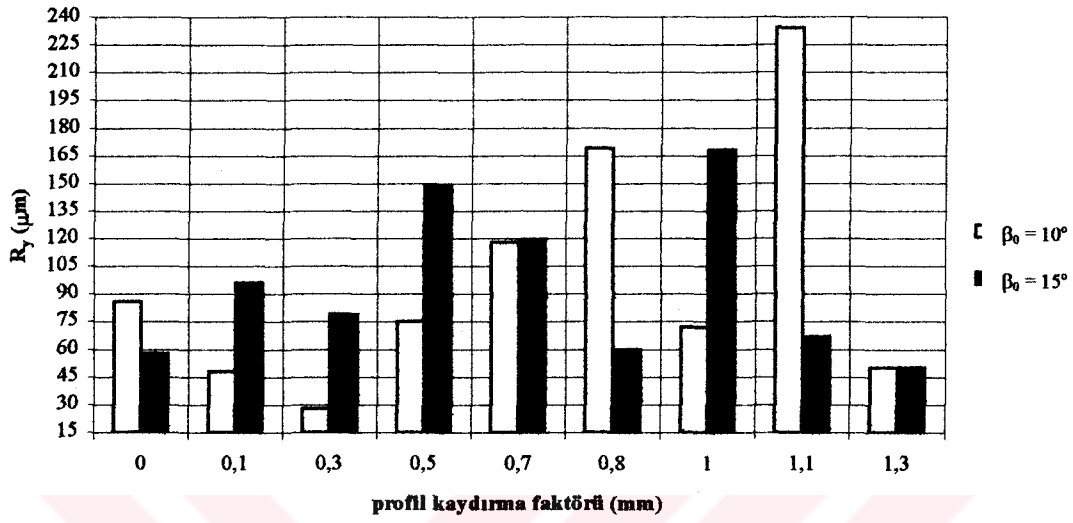
4.2 Oluşan Pitting Derinliğinin Ve Ortalama Yüzey Pürüzlülüğü Değerlerinin Tespiti

Pitting hasarının sağlıklı tespiti için, sadece izdüşüm fotoğraflardan kapladığı % alan hesabıyla yetinilmemiş, üçüncü boyut (derinlik) için de hasarın en yoğun ve çukurcukların en derin olduğu yerlerden ölçümler alınmıştır.

Şekil 4.8 ve 4.9 incelendiğinde, relatif piting derinliğinin (R_p) az yük altında çalıştırılan dişlilerde dalgalı bir dağılım gösterdiği anlaşılmaktadır. Çok yük altında çalıştırılan dişlilerde ise, artan profil öteleme ile pitting derinliğinin artış gösterdiği görülmektedir.

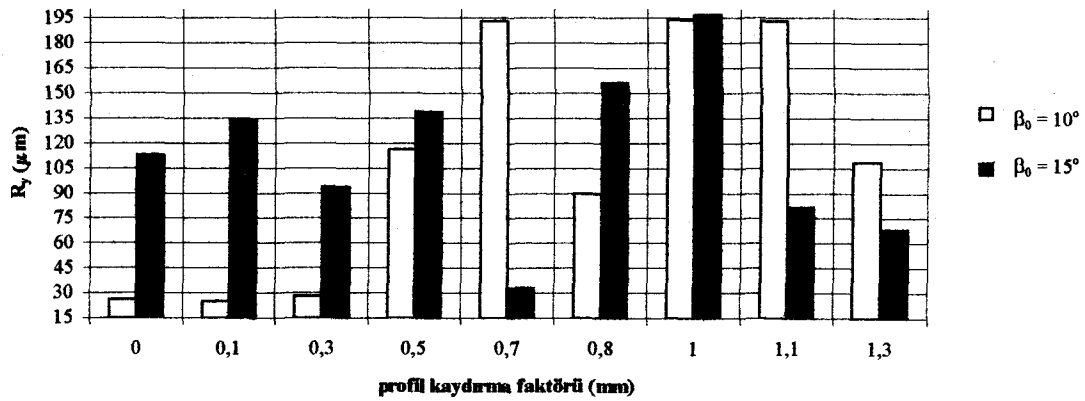
Şekil 4.10 ve 4.11 den anlaşılabacağı üzere artan profil kaydırma faktörüyle ortalama yüzey pürüzlülüğü değeri (R_a) artmaktadır.

Az yük altında (11 kg) pitting derinliğinin profil kaydırma faktörüyle değişimi



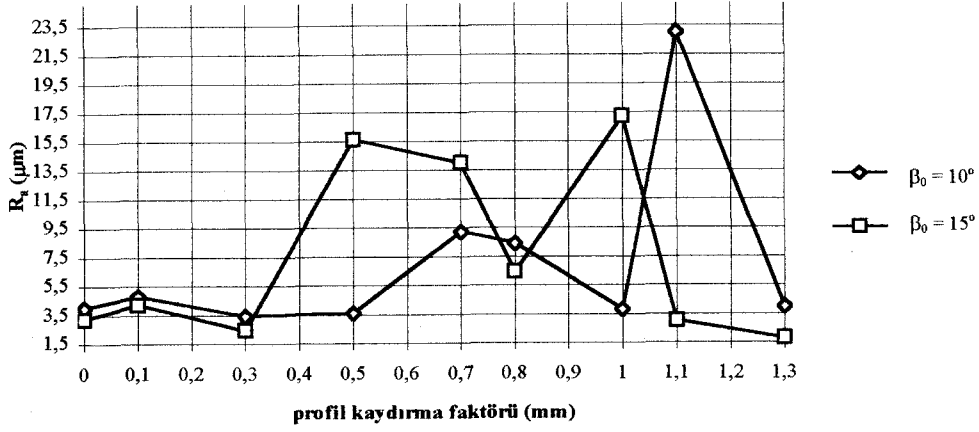
Şekil 4.8 Pitting derinliğinin profil kaydırma faktörüyle değişimi

Çok yük (17 kg) altında pitting derinliğinin profil kaydırma faktörüyle değişimi



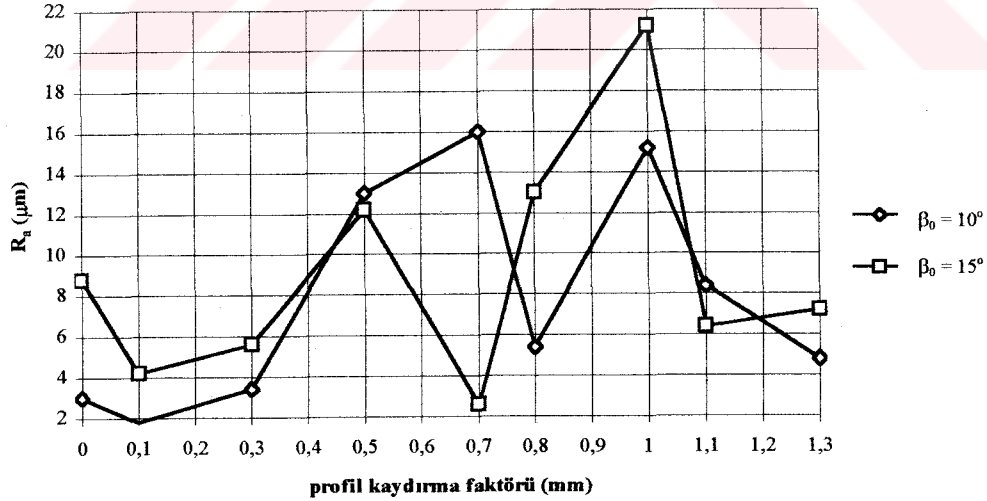
Şekil 4.9 Pitting derinliğinin profil kaydırma faktörüyle değişimi

Az yük (11 kg) altında işletmeden sonraki ortalama yüzey pürüzlülüğü değerinin profil kaydırma faktörüyle değişimi



Şekil 4.10 Ortalama yüzey pürüzlülüğü değerinin profil kaydırma faktörüyle değişimi

Çok yük (17 kg) altında işletmeden sonraki ortalama yüzey pürüzlülüğü değerinin profil kaydırma faktörüyle değişimi



Şekil 4.11 Ortalama yüzey pürüzlülüğü değerinin profil kaydırma faktörüyle değişimi

4.3 Yüzey ve Yüzey Altı Hasarlarının Mikro Fotoğraflar Üzerinde Tespiti

Ek 2 de tamamı verilmiş olan dijital mikro fotoğraflar incelendiğinde, pittinge sebep olan çatlakların grafitlerden kaynaklandığı tespit edilmiştir.

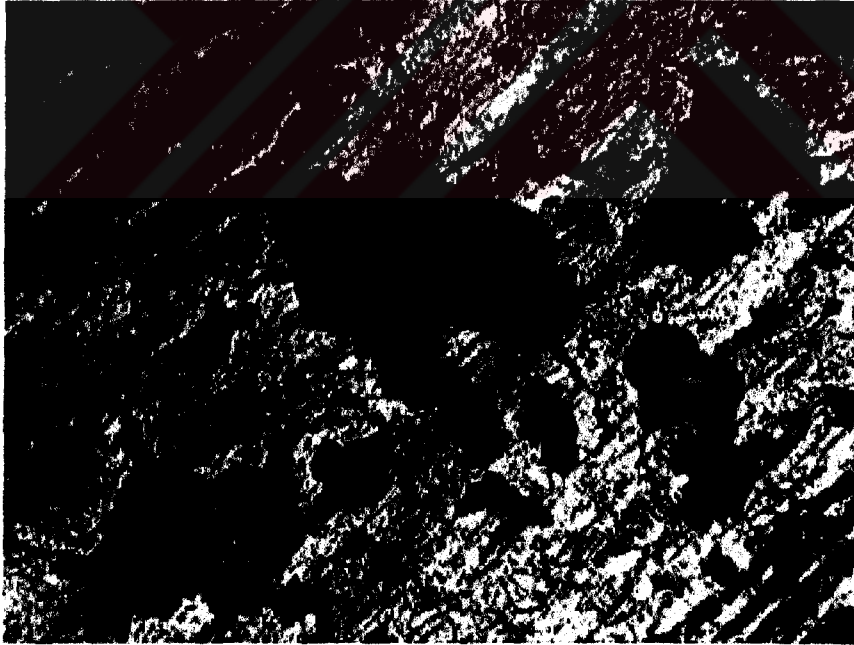


Şekil 4.12 Grafit kaynaklı iri bir çukurcuk ve yüzey altında oluşmuş çatlaklar (section12)

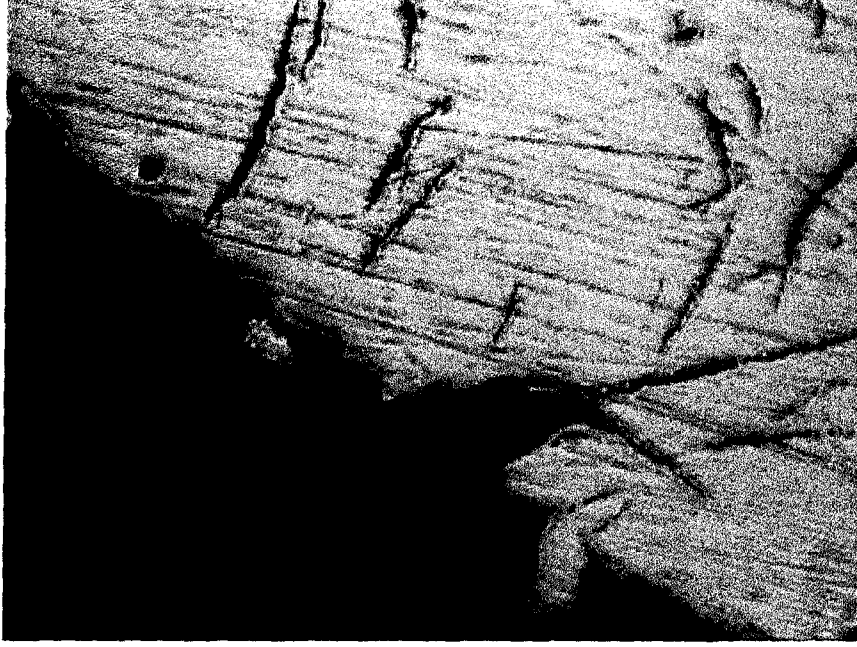
Büyük zoom faktörleriyle yapılan çekimlerde, yüzey altı çatlak şebeklerini görmek mümkün olmuştur. Döküm malzemenin yumuşak olması sebebiyle tek çukurcuklar yerine genellikle çukurcuk şebekeleri meydana gelmiştir.



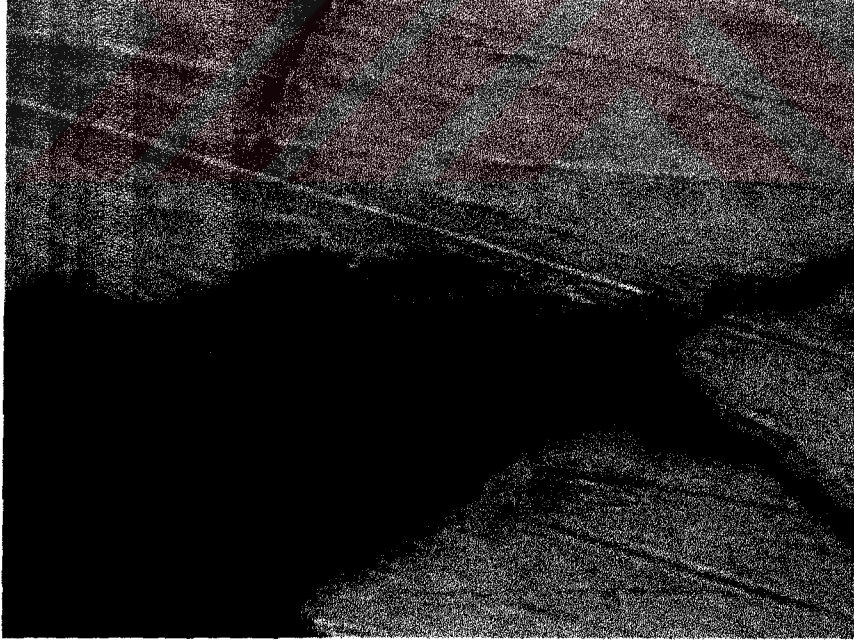
Şekil 4.13 Çukurcuk şebekesi (10-7-çok-p)



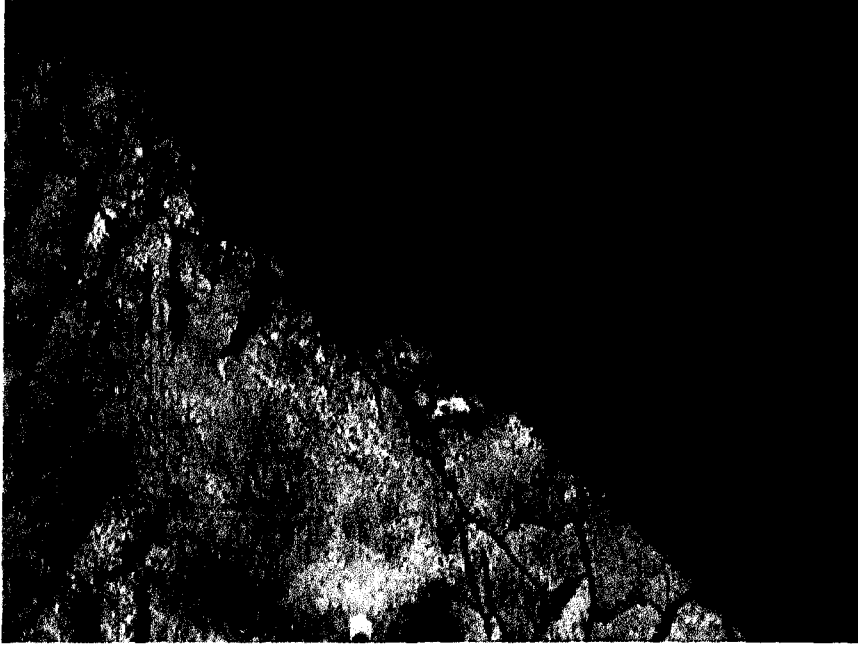
Şekil 4.14 Yoğun pitting hasarı (10-x7b- p)



Şekil 4.15 Grafit kaynaklı bir çukurcuk (section4)



Şekil 4.16 Aynı çukurcuğun büyütülmüş görüntüsü (section4-1)



Şekil 4.17 Yüzey altı çatlak şebekeleri (section9)

5. SONUÇLAR VE YORUM

Elde edilen sonuçlar, literatürde çelik dişliler ve diskler üzerinde yapılan çalışmaların sonuçlarına göre bazı farklılıklar göstermektedir. Bu farklılıklarda, yüzey hasarlarının tespiti için pek de kolay bir malzeme olmadığı anlaşılan GG25 gri dökme demir kullanılmasının payı büyüktür. Döküm dişlilerde yüzey hasarı, çeliklerde olduğu gibi ayrı ayrı çukurcuklar halinde değil, geniş alansal bozulmalar şeklinde meydana gelmiştir (Şekil 4.13 – 14). Bu sebeple, belli bir yüzey üzerinde belli bir çukurcuğun, artan dönme sayısı ile derinliğinin değişiminin tespiti mümkün olmamıştır. Önceden tespit edilerek fotoğraflanmış çukurcuklar, daha sonra yerlerini çukurcuk şebekelerine bırakmıştır. Çelik dişliler üzerindeki müstakil çukurcukların sayılması ve kapladığı yüzey alanının tespiti, bu çalışmada olduğu gibi özel kimyasallar gerektirmemektedir. Ayrıca, döküm malzemede çok dağınık ya da çok sıkışık bir görünüm sergileyen pitting hasarının fotoğraf üzerinden tespiti de zor olmuştur. Yüzey pürüzlülüğü ölçümü sırasında helisel yüzey üzerinde mümkün olan en düzgün örnek alma hattı bulunmaya çalışılmış, güvenilir sonuçlar için bir yüzey üzerinde bazen 5-10 ölçüm tekrarı yapılmıştır.

Artan profil kaydırma faktörüyle, hem 10° hem de 15° lik helis açıları için temas çizgisinin kısaldığı görülmektedir (Şekil 4.1). Küçük helis açısı için temas çizgisi boyu daha uzundur. Küçük helis açısına sahip dişlilerin yüzeylerinde daha büyük Hertz basınçları oluşmuştur. Profil kaydırma faktörü arttıkça, basıncın da arttığı ilgili grafikten görülebilir (Şekil 4.2 – 3). Büyüyen profil kaydırma faktörü, helisel dişlilerde temas çizgisi uzunluğunda kısaltmaya ve dolayısıyla yüzeyler arasında oluşan Hertz temas basıncında artmaya sebep olmaktadır. % pitting hasarının tüm dişli gruplarında az da olsa farklı dağılımlar sergilediği görülmüştür. $\beta_0 = 10^\circ$ grubunda, az yük altında çalışan pinyonlarda artan profil kaydırma faktörüyle % pitting hasarının genel bir artış eğiliminde olduğu, çok

yük altında çalışan pinyonlarda ise 0,7 ve 1,1 mm değerlerinde maksimum hasarın meydana geldiği ve önce artan, sonra azalan bir dağılım ortaya çıkmıştır (Şekil 4.4). $\beta_0 = 15^\circ$ dişlilerde ise az yük altında çalışan pinyonlarda artan profil kaydırma faktörüyle % pitting hasarının genel bir azalma eğiliminde olduğu; çok yük altında çalışan pinyonlarda ise önce artan, nihayet azalan bir dağılım sergilediği ortaya çıkmıştır (Şekil 4.5). Motor devir sayısının düşürülmesi sonucu, % pitting hasarı oluşumunda pek bir farklılık olmadığı görülmüştür (Şekil 4.6 – 7). Relatif pitting (çukurcuk) derinliği (R_y) az yük altında çalıştırılan dişlilerde dalgalı bir dağılım göstermektedir (Şekil 4.8). Çok yük altında çalıştırılan dişlilerde ise, artan profil öteleme ile pitting (çukurcuk) derinliğinin artış gösterdiği görülmektedir (Şekil 4.9). Artan profil kaydırma faktörüyle ortalama yüzey pürüzlülüğü değeri (R_a) artmaktadır (Şekil 4.10 - 11). Dijital mikro fotoğraflar incelendiğinde, pittinge sebep olan çatlakların grafitlerden kaynaklandığı tespit edilmiştir (Şekil 4.12). Büyük zoom faktörleriyle yapılan çekimlerde, yüzey altı çatlak şebekelerini görüntülemek mümkün olmuştur (Şekil 4.17). Döküm malzemenin yumuşak olması sebebiyle, çelik malzemedeki tek tek oluşan çukurcuklar yerine genellikle çukurcuk şebekeleri meydana gelmiştir.

KAYNAKLAR

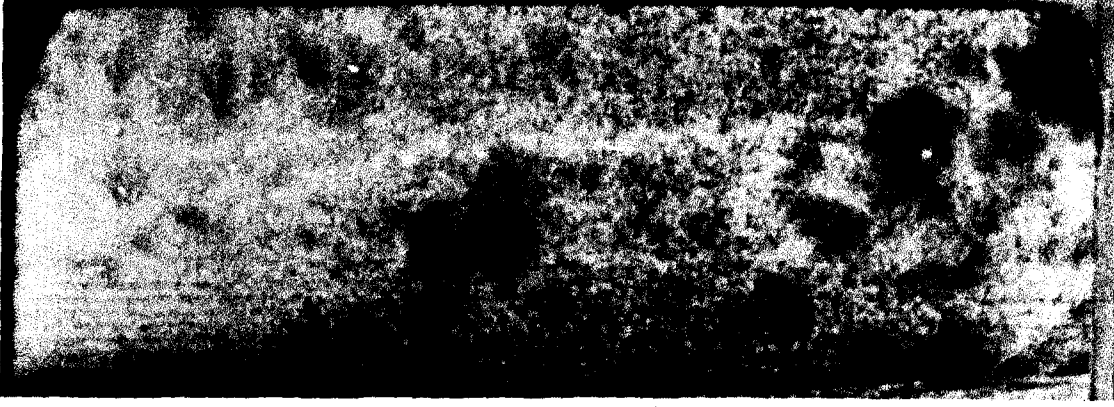
1. Keer, L.M., Bryant, M.D., April 1983, A Pitting Model For Rolling Contact Fatigue, **Trans. ASME, Journal Of Lubrication Tech.**, Vol. 105
2. Dawson, P.H., 1962, Effect Of Metallic Contact On The Pitting Of Lubricated Rolling Surfaces, **Journal Of Mechanical Engineering Science**, Vol. 4, No. 1
3. Glodez, S., Winter, H., Stüwe, H.P., A Fracture Mechanics Model For The Wear Of Gear Flanks By Pitting, 1997, **Wear (208)**, pp 177-183
4. Winter, H., Weiss, T., April 1981, Some Factors Influencing The Pitting, Micro-Pitting (Frosted Areas) And Slow Speed Wear Of Surface Hardened Gears, **Trans. ASME, Journal Of Mechanical Design**, Vol. 103, pp. 499-505
5. Kubo, A., Okamoto, T., Kurokawa, N., April 1981, Contact Stress Between Rollers With Surface Irregularity, **Trans. ASME, Journal Of Mechanical Design**, Vol. 103, pp. 492-498
6. Venkatesh, V.C., Krishnamurthy, R., 1973, Intergranular Cracking During Pitting Of Gears, **Wear (25)**, pp. 329-337
7. Bartz, W.J., Krüger, V., October 1973, Pitting Fatigue Of Gears – Some Ideas On Appearance, Mechanism And Lubricant Influence, **Research Reports, Tribology**, pp. 191-195
8. Krishnamurthy, R., September 1976, Influence Of Addendum Correction On The Surface Durability Of Gears, **Design Engineering Technical Conference**, 76-DET-65
9. Bartz, W.J., Krüger, 1975, Influence Of Lubricants On The Pitting Fatigue Of Gears, **Wear (35)**, pp. 315-329
10. Breen, D.H., Fundamentals Of Gear Stress/Strength Relationships- Materials, **SAE Technical Paper**, No 841083

11. Cheng, H.S., Keer, L.M., Mura, T., Analytical Modelling Of Surface Pitting In Simulated Gear –Teeth Contacts, **SAE Technical Paper**, No 841086
12. Venkatesh, V.C., Krishnamurthy, R., 1980, On Pitting Characteristics Of Gears, **Century 2 Int. Power Transmissions & Gearing Conference**, 80-C2/DET-26
13. Venkatesh, V.C., Krishnamurthy, R., September 1977, On The Surface Durability Of Gears, **Design Engineering Technical Conference**, 77-DET-88
14. Rao, A.R., Krishnamurthy, S., Sridhara, B.K., Performance Studies On Positively Corrected Sursulf Treated Low Carbon Steel Spur Gears, pp. 221-228
15. Venkatesh, V.C., Krishnamurthy, R., 1974, On Pitting Of Machine Tool Gears Under Overload, **Int. Journal Of Mach. Tool Des. Res.**, Vol. 14, pp. 311-323
16. Patki, G.S., 1978, Evaluation Of Pitting Damage On Spur Gear Teeth, **Mechanical Engineering Bulletin**, Vol. 9, No. 2
17. Dawson, P.H., April 1961, The Pitting Of Lubricated Gear Teeth And Rollers, **Power Transmission**, pp. 208-217
18. Weck, M., Kruse, A., Gohritz, A., July 1978, Determination Of Surface Fatigue Of Gear Materials By Roller Tests, **Trans. ASME, Journal Of Mechanical Design**, Vol. 100, pp. 433-439
19. Dawson, P.H., 1981, The Effect Of Sliding On Rolling Contact Pitting, **Journal Of Mechanical Engineering Science**, Vol. 23, No. 6, pp. 289-294
20. Blake, J.W., Cheng, H.S., October 1991, A Surface Pitting Life Model For Spur Gears: Part 1 – Life Prediction, **Trans. ASME, Journal Of Tribology**, Vol. 113, pp. 712-718
21. Coy, J.J., Townsend, D.P., Zaretsky, E.V., April 1976, Dynamic Capacity And Surface Fatigue Life For Spur And Helical Gears, **Trans. ASME, Journal Of Lubrication Technology**, pp. 267-276

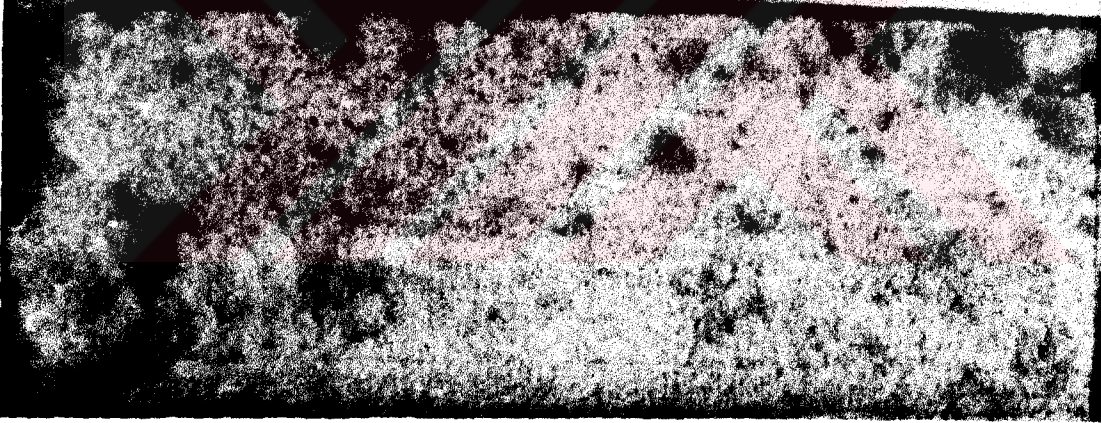
22. Ichimaru, K., Nakajima, A., Hirano, F., April 1981, Effect Of Asperity Interaction On Pitting In Rollers And Gears, **Trans. ASME, Journal Of Mechanical Design**, Vol. 103, pp. 482-491
23. Jiajun, L., Zhiqiang, L., Yinqian, C., 1990, The Study Of Scuffing And Pitting Failure Of Cam-Tappet Rubbing Pair, **Wear (140)**, pp. 135-147
24. Courtesy of Falk Corporation, 1997, Gear Distress And Failure Modes, 0-8493-3904-9/97, CRC Press LLC, **Tribology Data Handbook**, Chapter 84, pp. 986-1008
25. Terauchi, Y., January 1984, Scoring Of Spur Gear Teeth, **Journal Of The American Society Of Lubrication Engineers**, Vol. 40, 1, pp. 13-20
26. Yokoyoma, M., Ishikawa, J., Hayashi, K., 1972, Effect Of Tooth Profile Modification On The Scoring Resistance Of Heavy Duty Spur Gears, **Wear (19)**, pp. 131-141
27. Matsunaga, T., February 1974, Influence Of Profile Modification And Lubricant Viscosity On Scoring Of Helical Gears, **Trans. ASME, Journal Of Engineering For Industry**, pp. 71-77
28. Onions, R.A., Archard, J.F., 1975, Pitting Of Gears And Disks, **Proc. Instn. Mech. Engrs.**, Vol. 188, 54 / 75, pp. 673-682
29. Yamashita, N., Mura, T., 1983, Contact Fatigue Crack Initiation Under Repeated Oblique Force, **Wear (91)**, pp. 235-250
30. Terauchi, Y., Nadano, H., 1982, Effect Of Tooth Profile Modification On The Scoring Resistance Of Spur Gears, **Wear (80)**, pp. 27-41
31. Smith, J.O., Liu, C.K., June 1953, Stresses Due To Tangential And Normal Loads On An Elastic Solid With Applications To Some Contact Stress Problems, **Trans. ASME, Journal Of Applied Mechanics**, Vol. 75, pp. 157-166
32. Cram, W.D., 1961, Experimental Load Stress Factors, **Handbook Of Mechanical Wear**, The University Of Michigan Press, Ch. 4, pp. 56-91

33. Grover, H.J., 1961, Subsurface Fatigue, **Handbook Of Mechanical Wear**, The University Of Michigan Press, Ch. 5, pp. 95-107
34. Graham, J.D., 1961, Pitting Of Gear Teeth, **Handbook Of Mechanical Wear**, The University Of Michigan Press, Ch. 7, pp. 131-154
35. Akkurt, M., 1990, **Makina Elemanları Cilt 2**, Birsen Yayınevi, ISBN 975-511-035-6, Bölüm 13 ve 14
36. Akkurt, M., 1997, **Makina Elemanları Cilt 2**, Birsen Yayınevi, ISBN 975-511-141-7, Bölüm 22
37. Norton, R.L., 1996, **Machine Design – An Integrated Approach**, Prentice Hall Inc., ISBN 0-13-55575-6, Ch. 5 - Section 5.3, Ch. 6, Ch. 7, Ch. 12
38. Shigley, J.E., Mischke, C.R., 1989, **Mechanical Engineering Design**, Int. Ed., McGraw Hill Book Co., ISBN 0-07-056899-5, Ch. 7, Ch. 13, Ch. 14
39. Shipley, G., January 1958, 12 Ways To Load Test Gears, **Product Engineering**, pp. 77-82
40. Belevi, M., 1987, Alın Dişli Çarklarda Pitting Dağılımının Deneysel İncelenmesi, **Doktora Tezi**, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makina Müh. Böl., İzmir

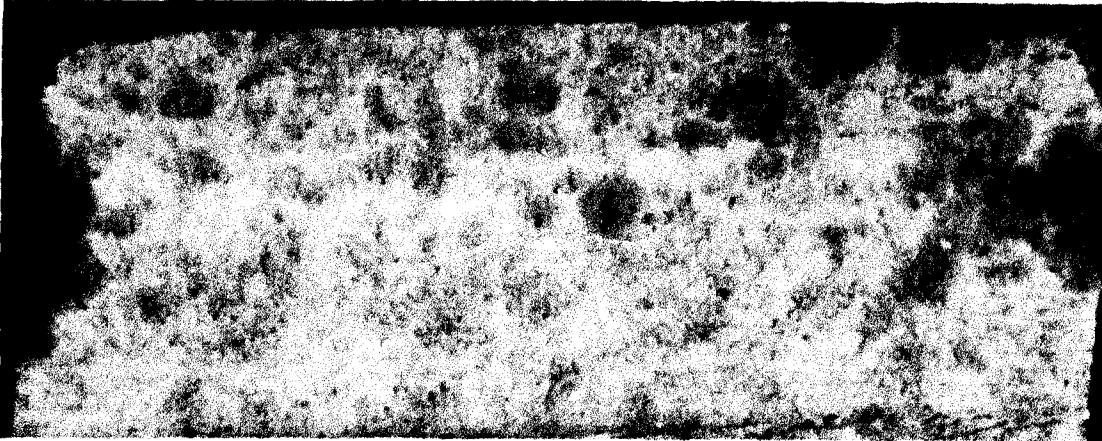
EK 1

PITTING HASARININ TESPİTİNDE KULLANILAN DIŞ YÜZEYİFOTOĞRAFLARI*(BİRİNCİ GRUP DIŞLİLER, $\beta_0 = 10^0$)*

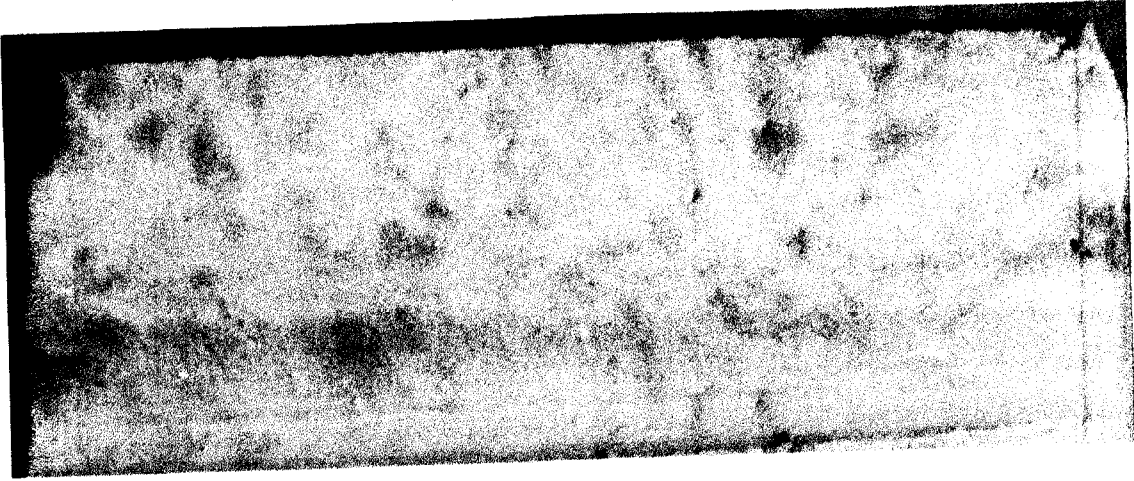
10-1-az-g



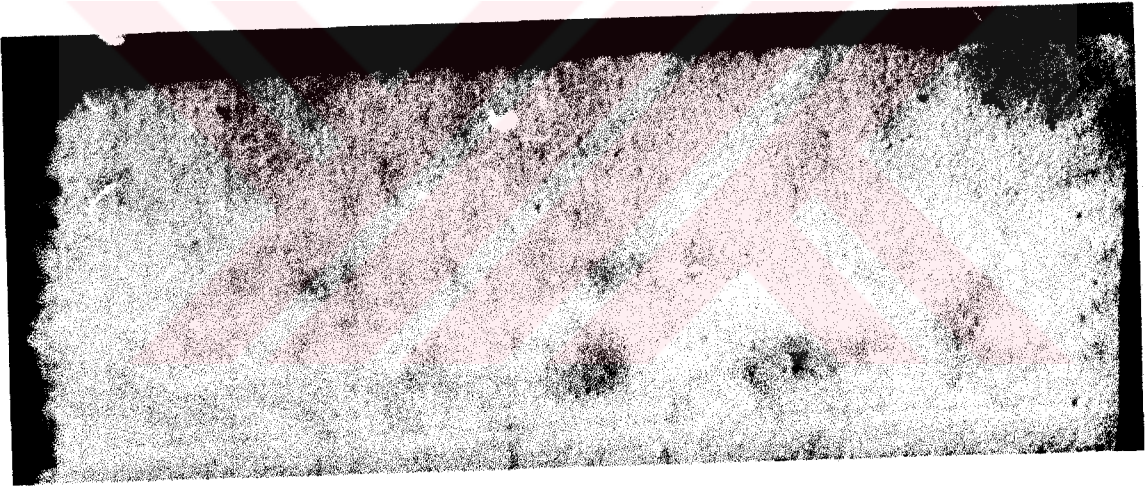
10-1-çok-g



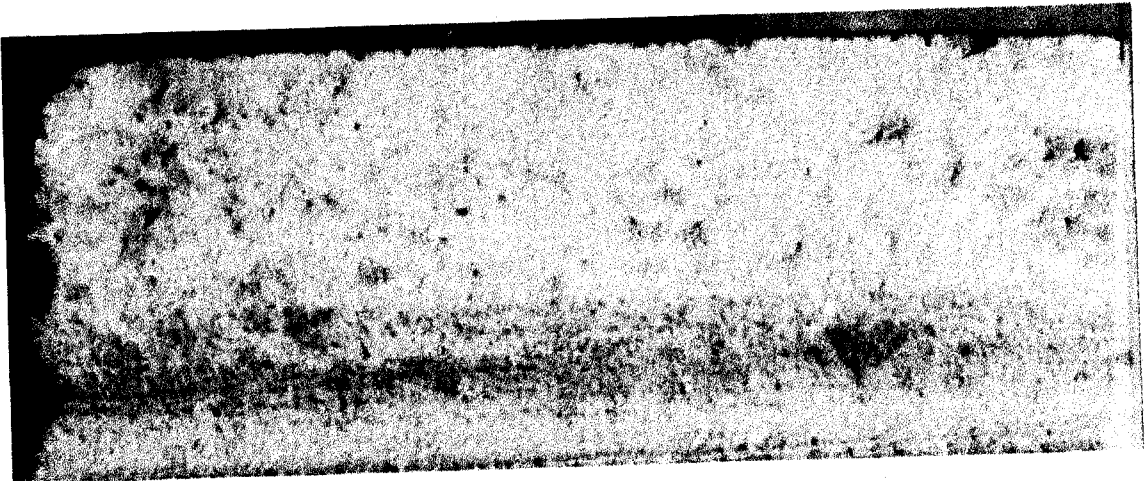
10-2-az-p



10-2-çok-p



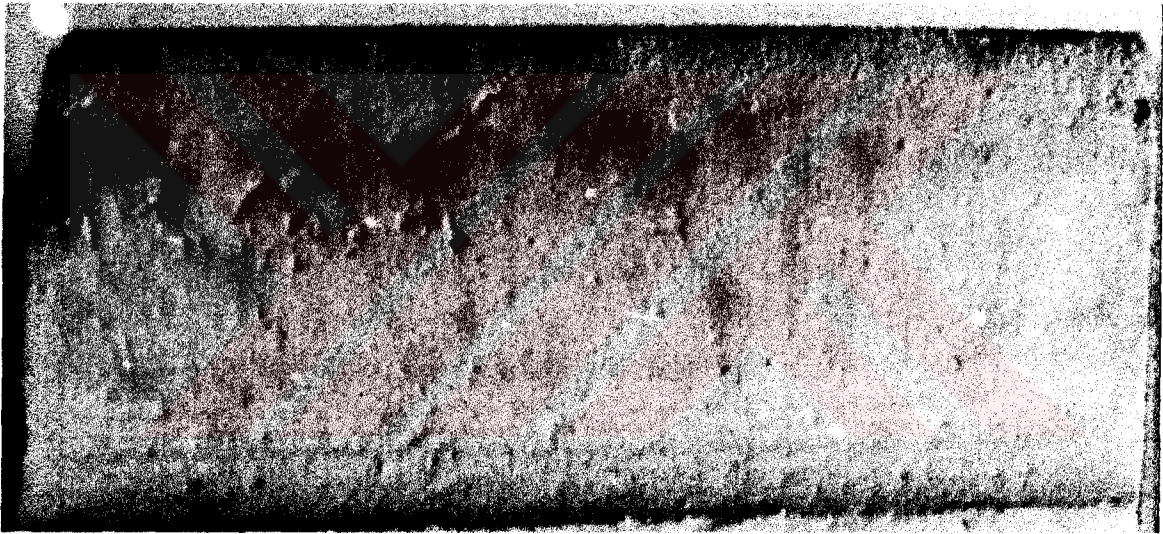
10-3-az-g



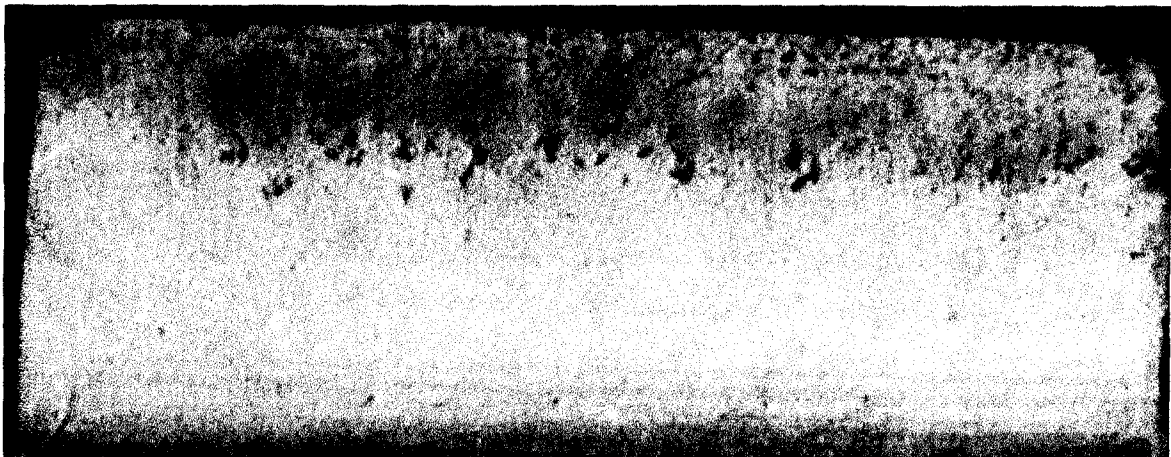
10-3-çok-p



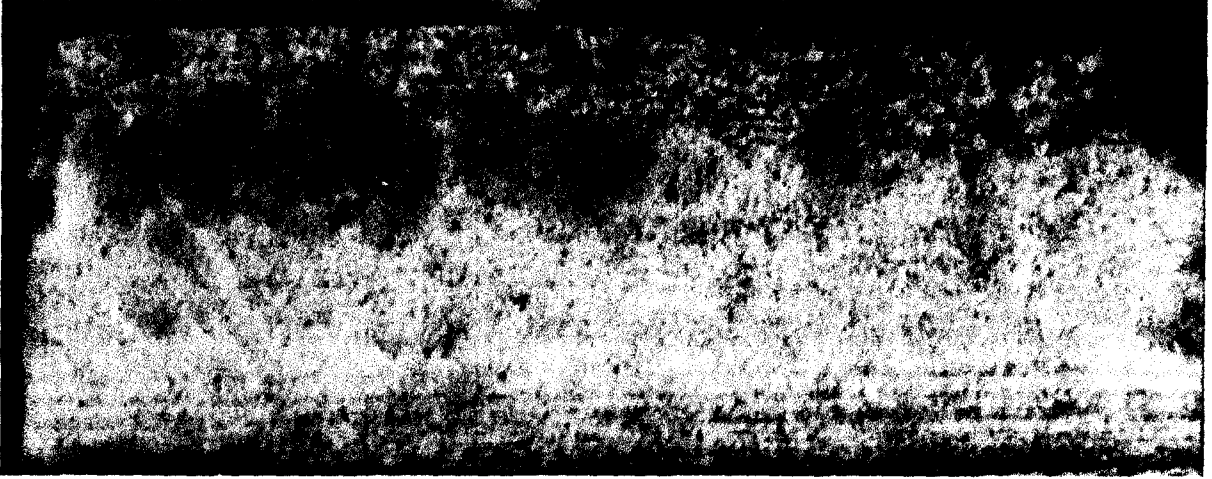
10-4-az-g



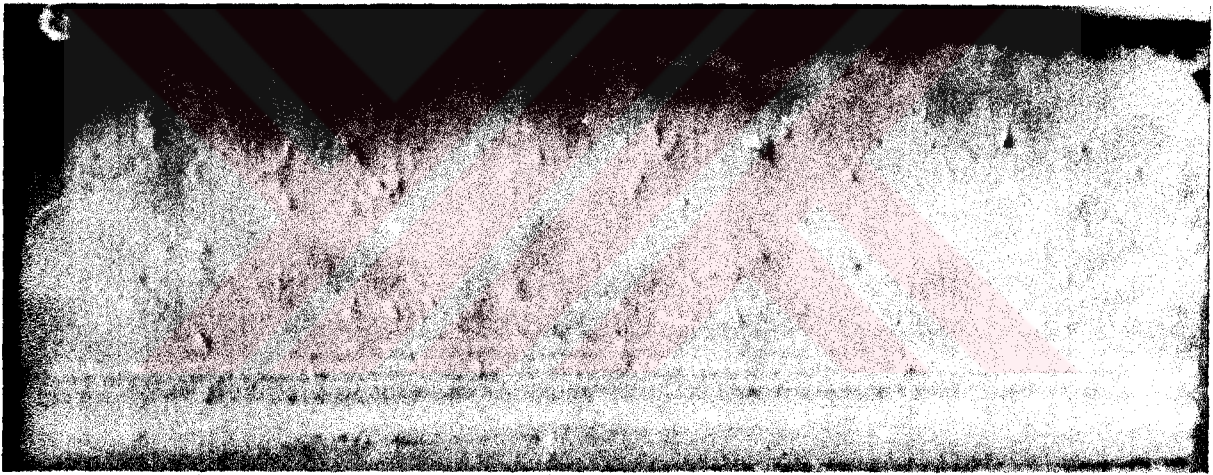
10-4-çok-g



10-5-az-p



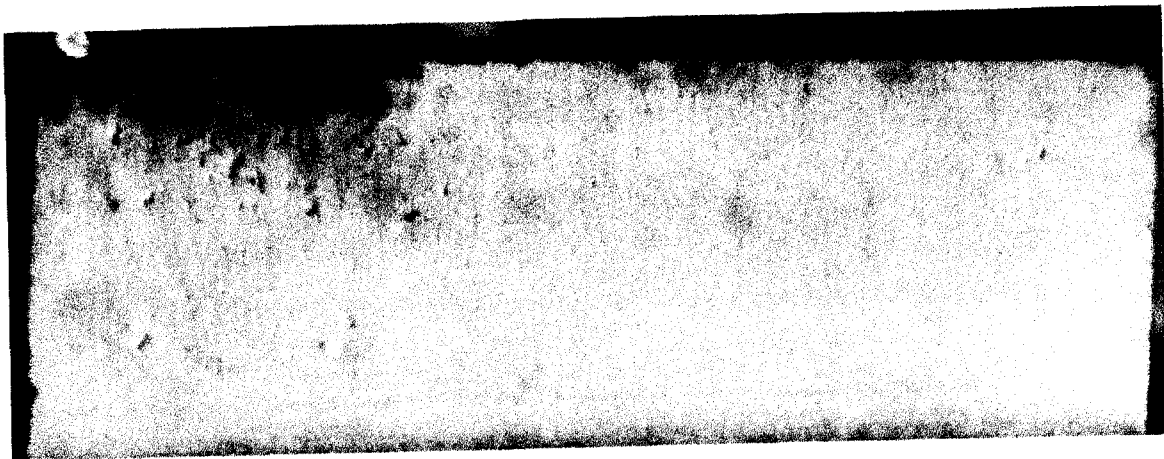
10-5-çok-p



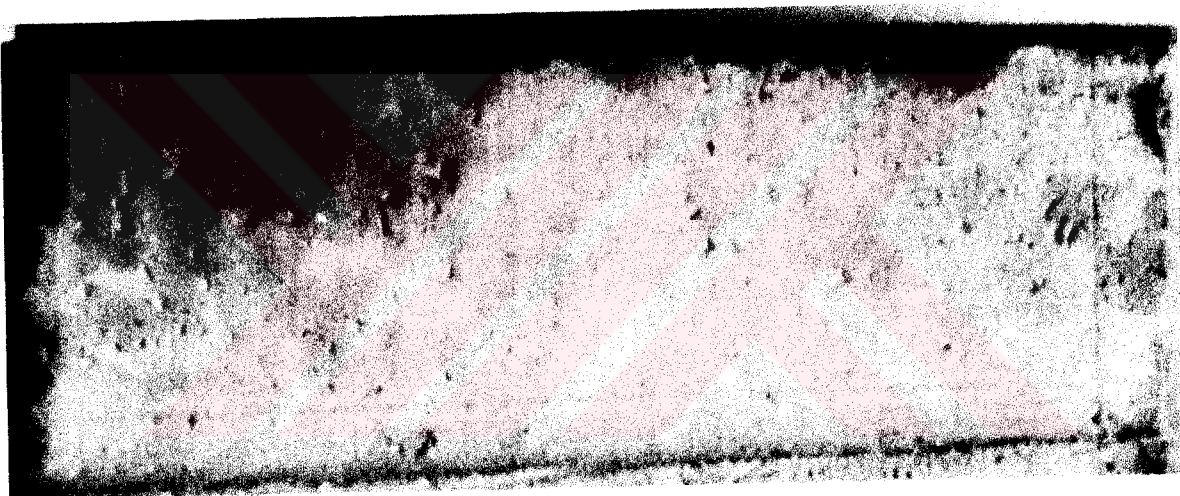
10-6-az-g



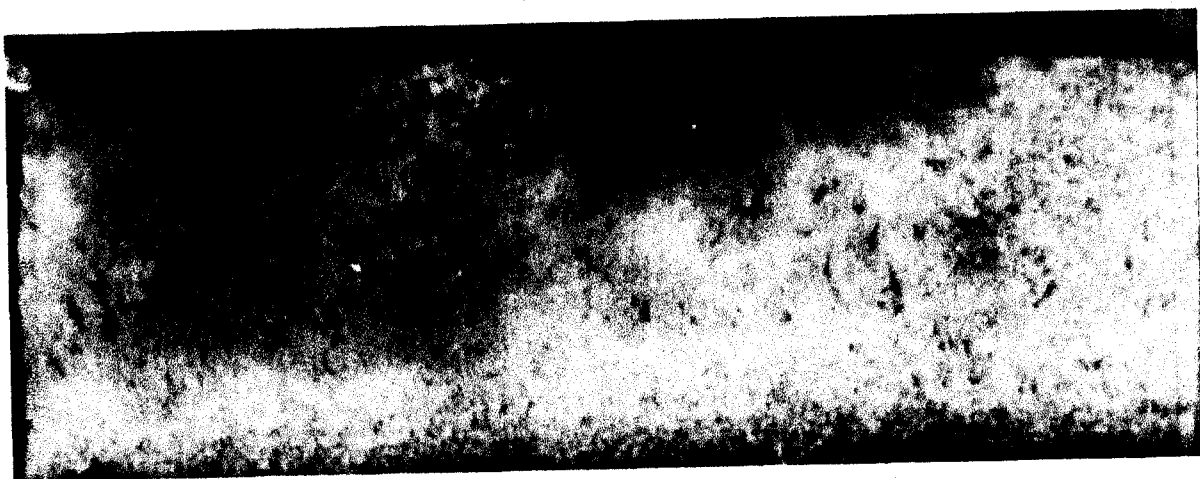
10-6-çok-g



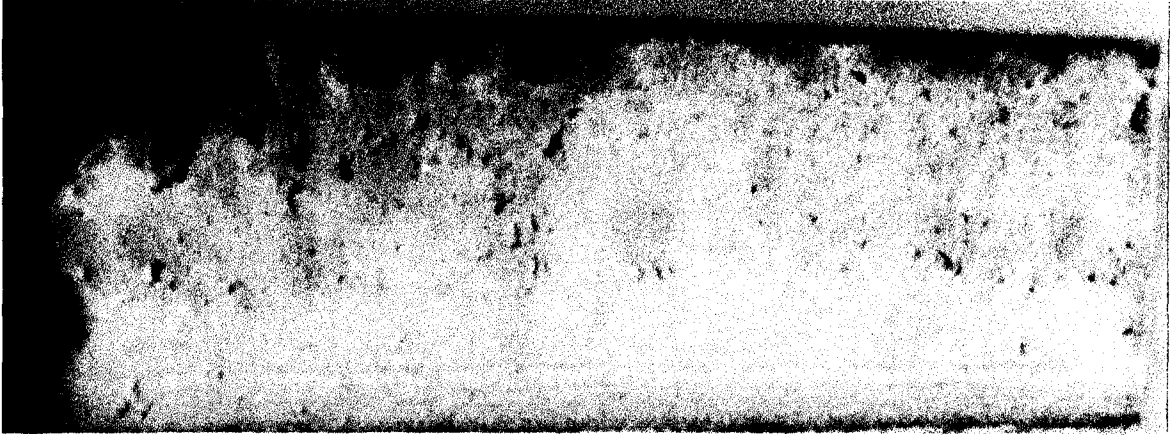
10-7-az-p



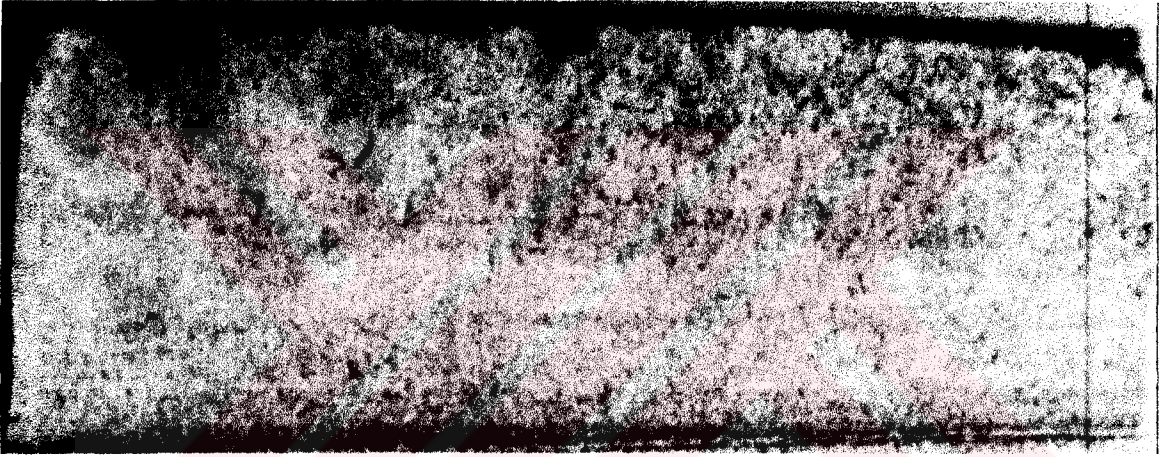
10-7-çol-g



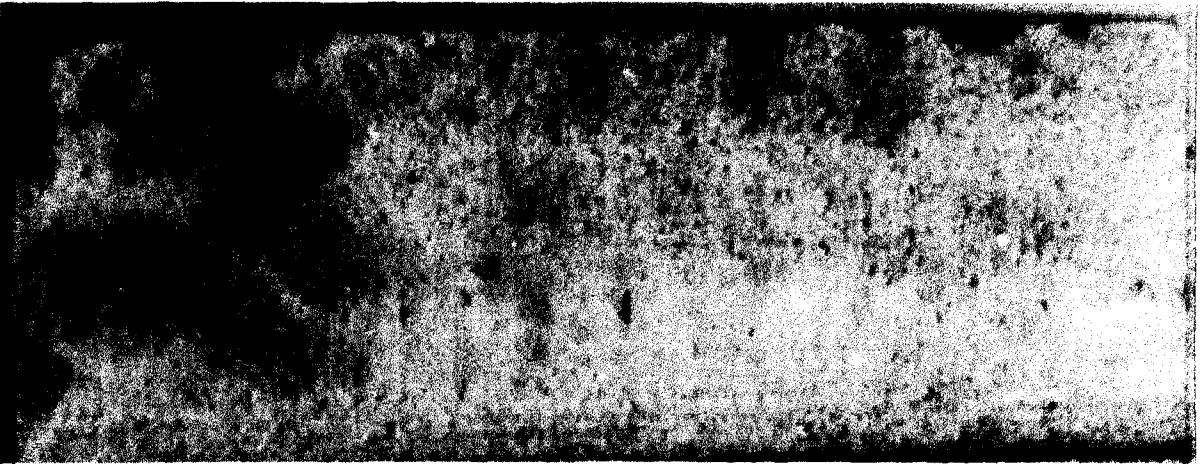
10-8-az-p



10-8-çok-g

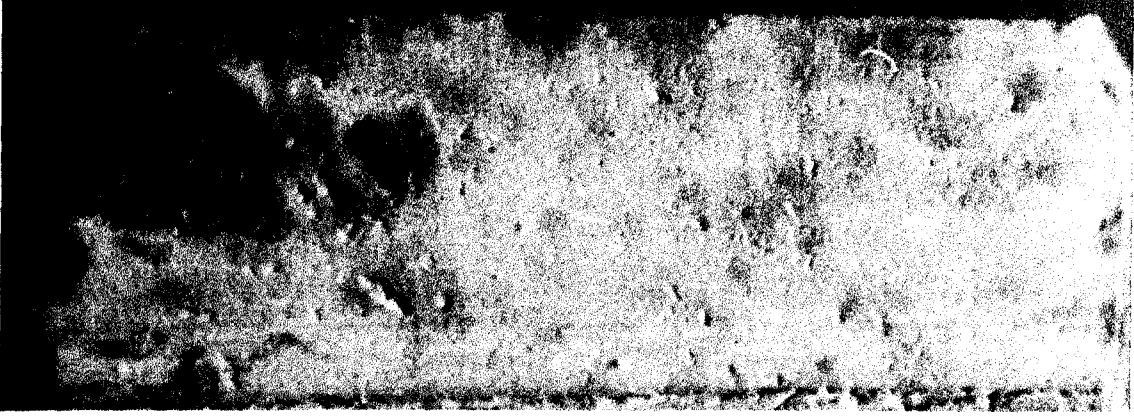


10-9-az-g

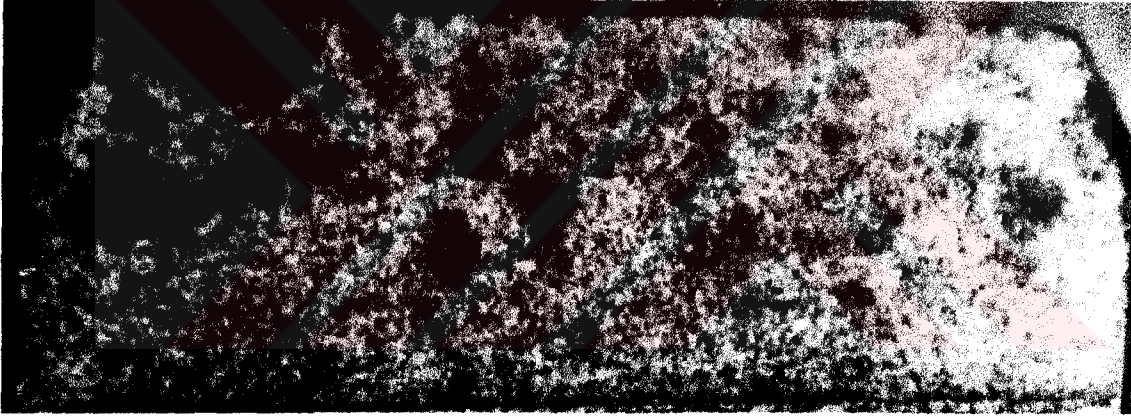


10-9-çok-g

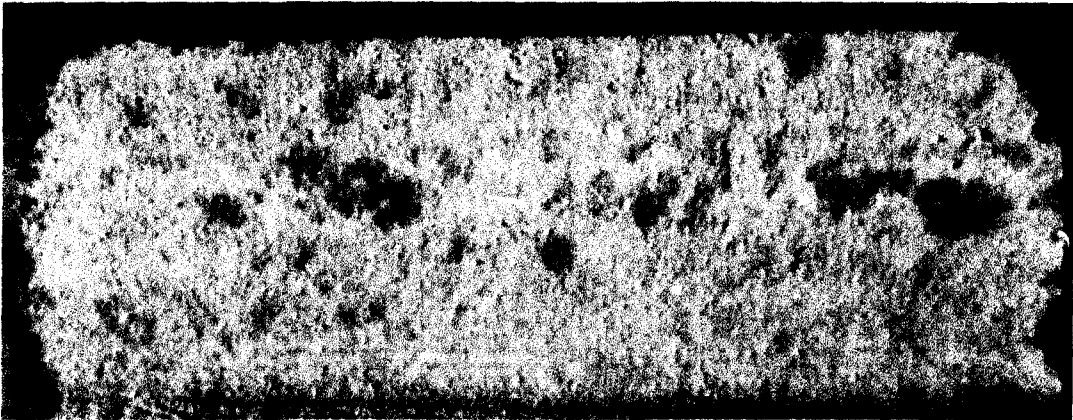
(İKİNCİ GRUP, $\beta_0 = 15^\circ$)



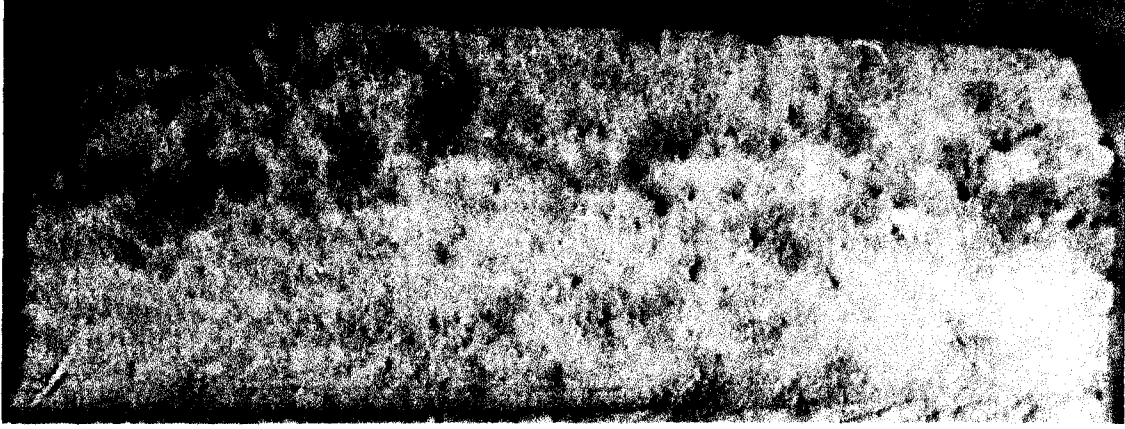
15-1-az-p



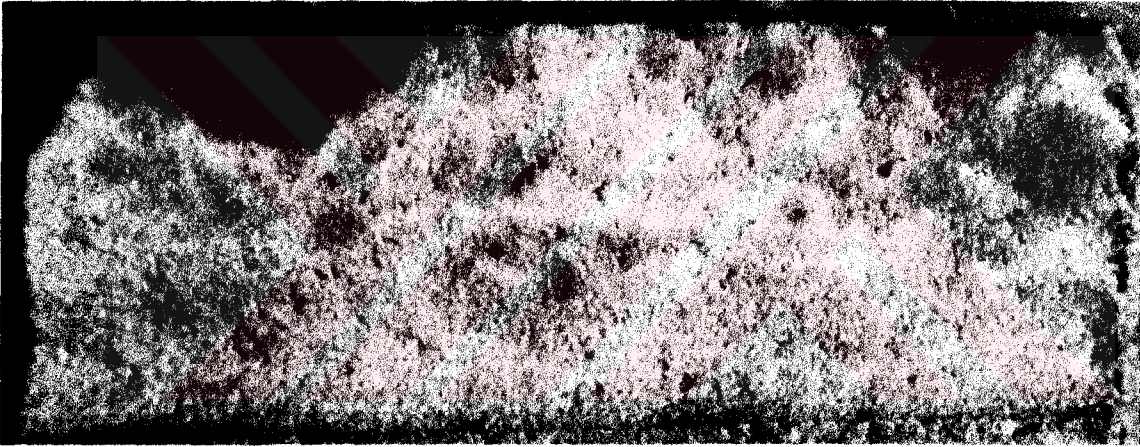
15-1-çok-g



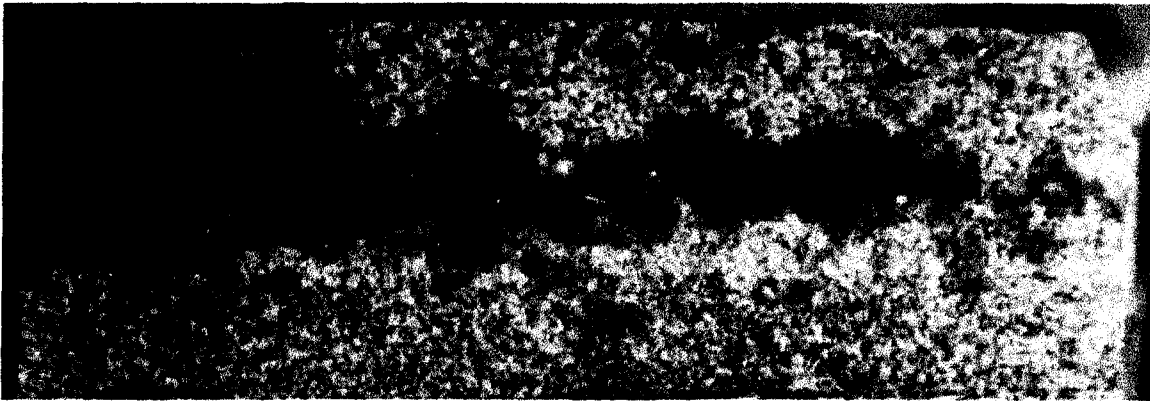
15-2-az-g



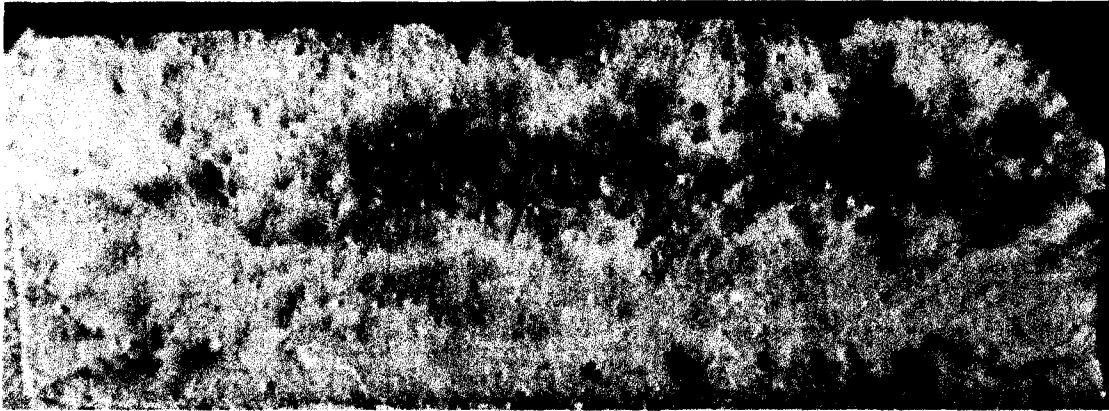
15-2-çok-p



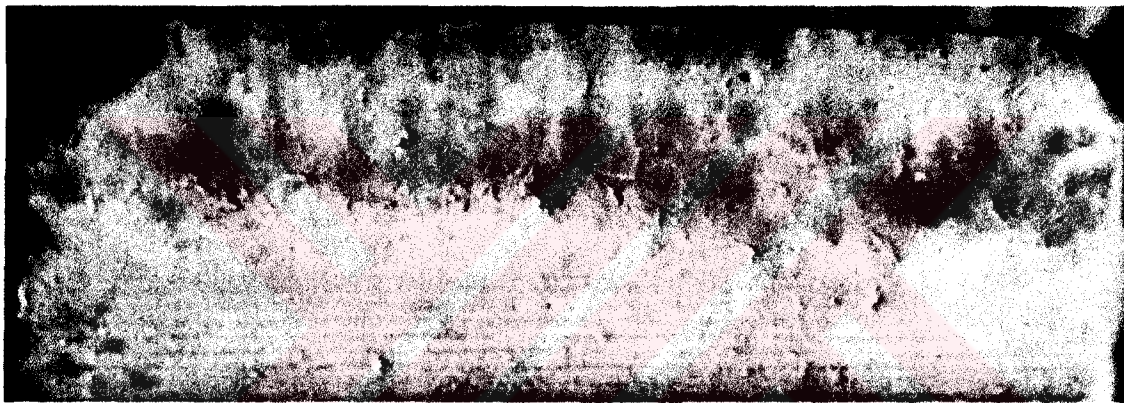
15-3-az-g



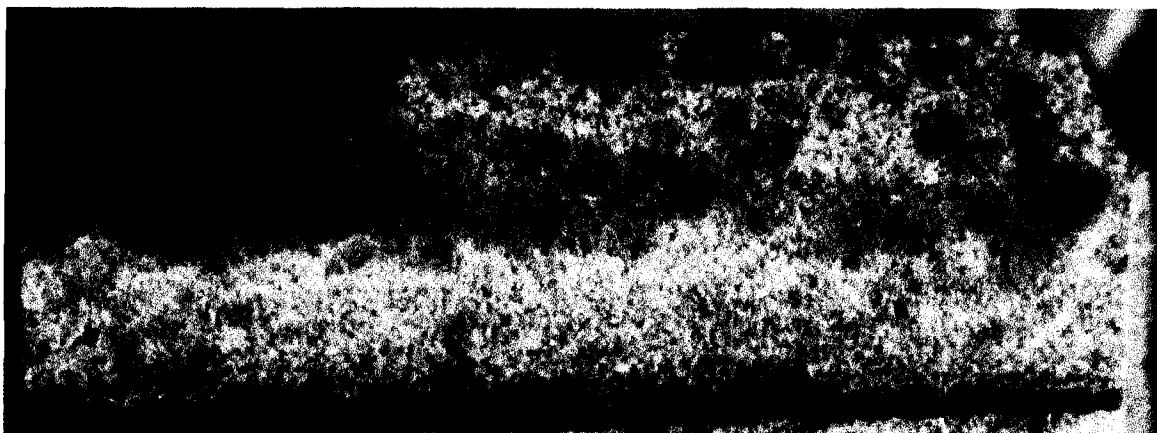
15-3-çok-p



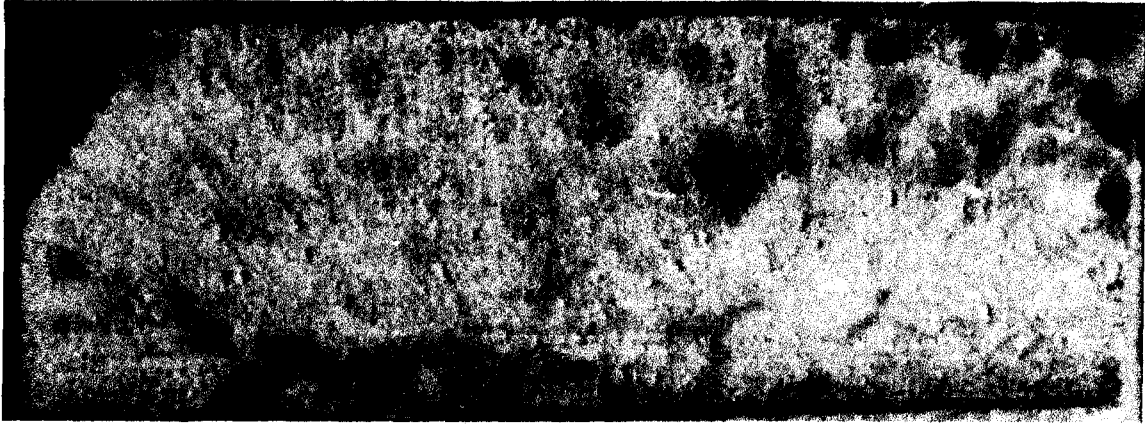
15-4-az-g



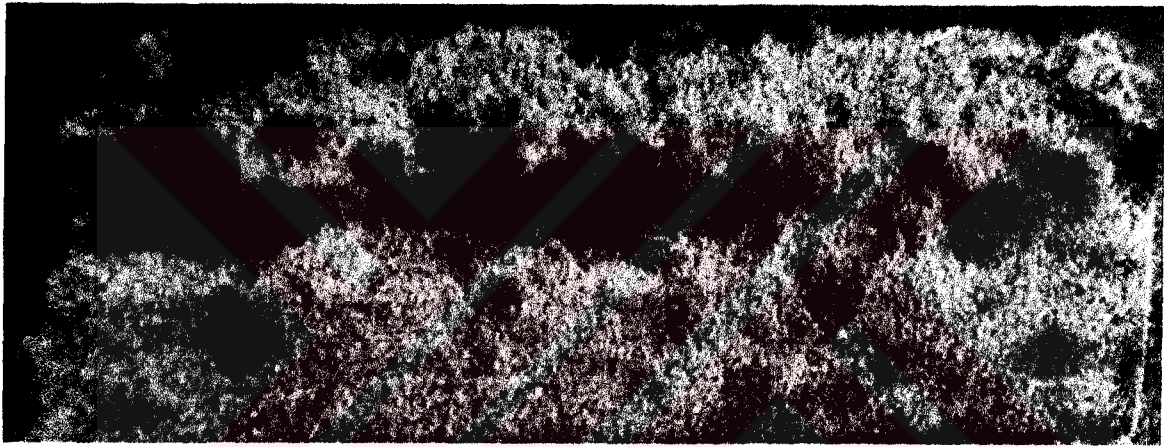
15-4-çok-p



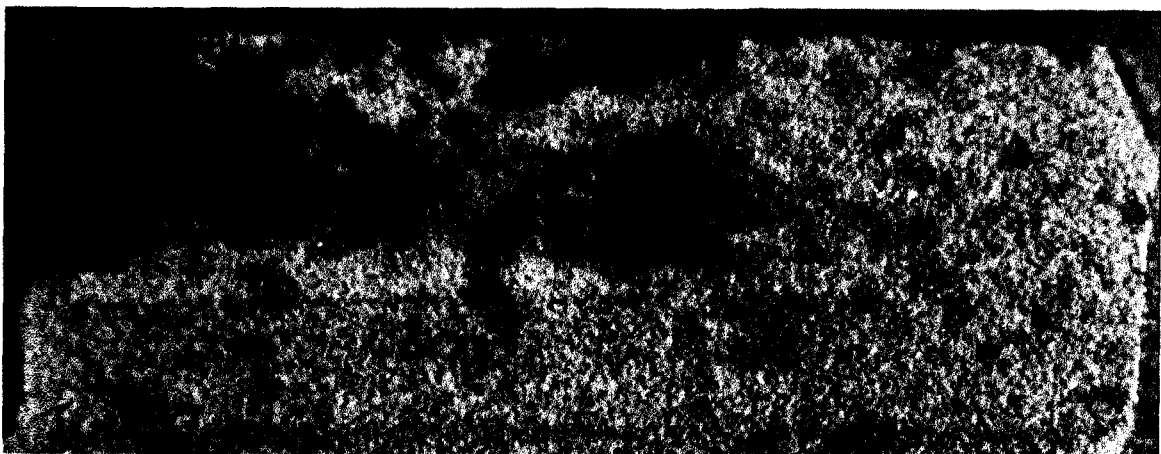
15-5-az-p



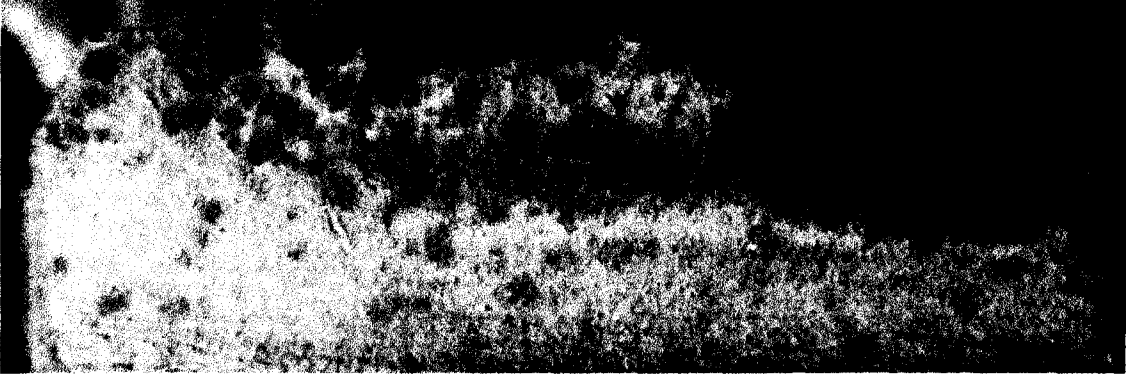
15-5-çok-p



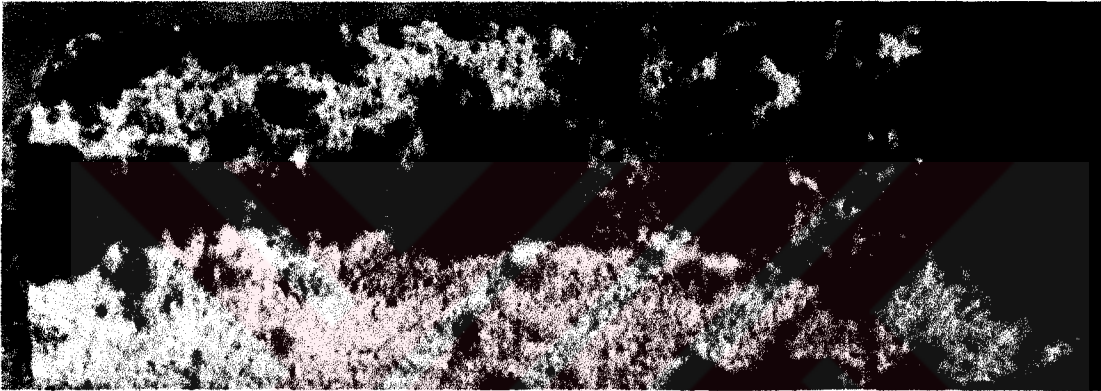
15-6-az-g



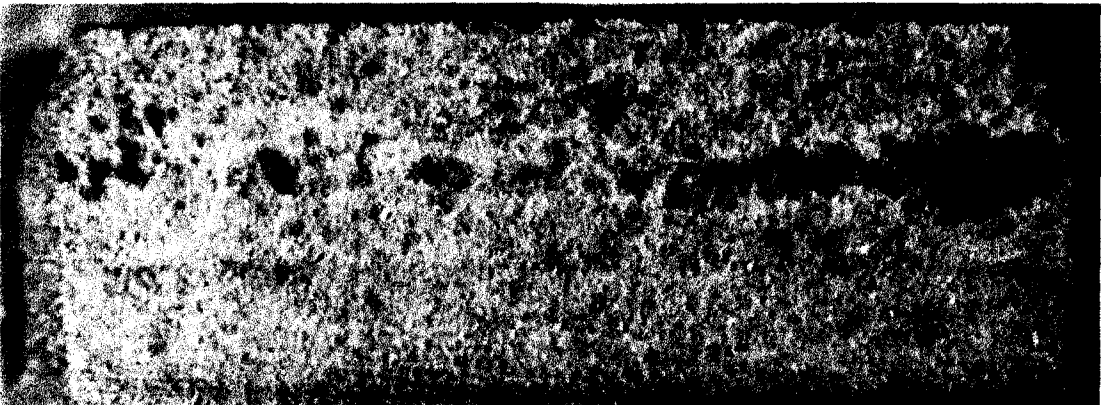
15-6-çok-g



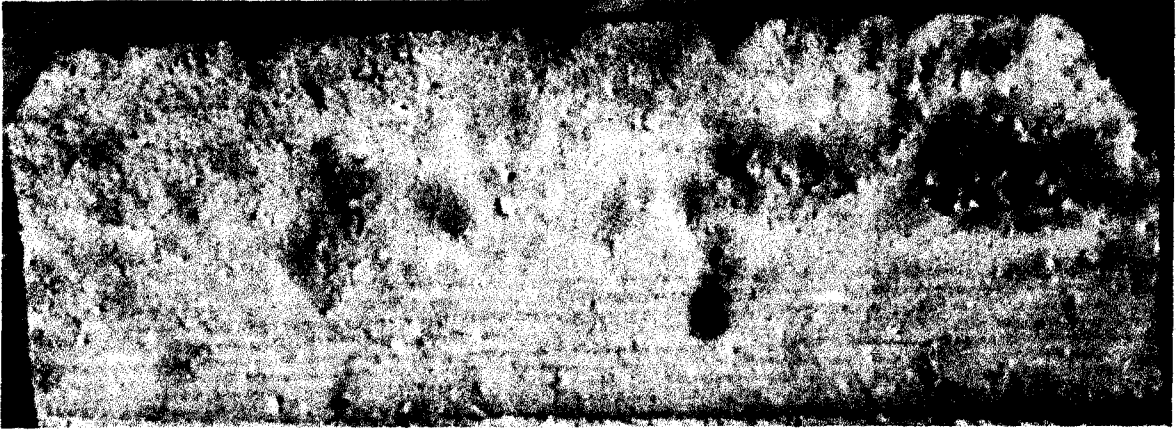
15-7-az-p



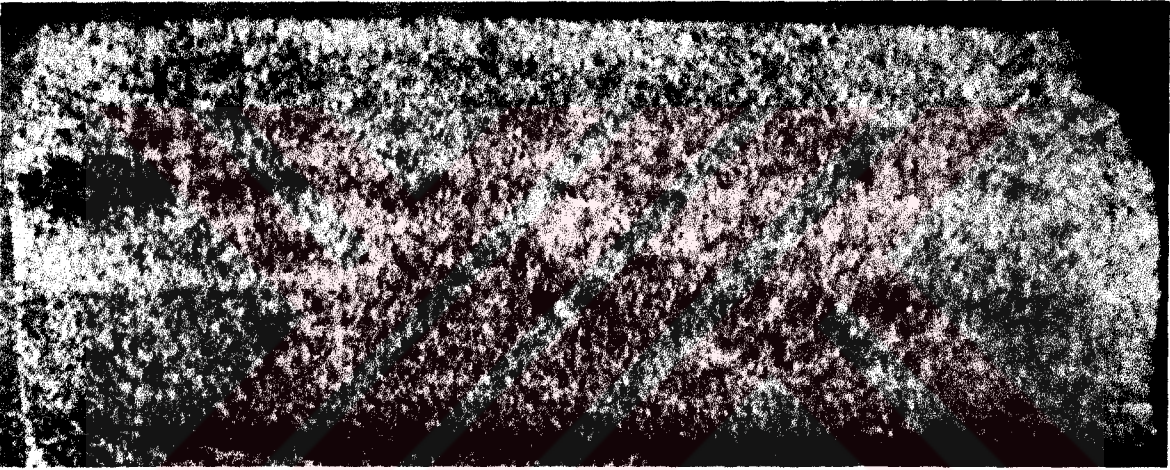
15-7-çok-g



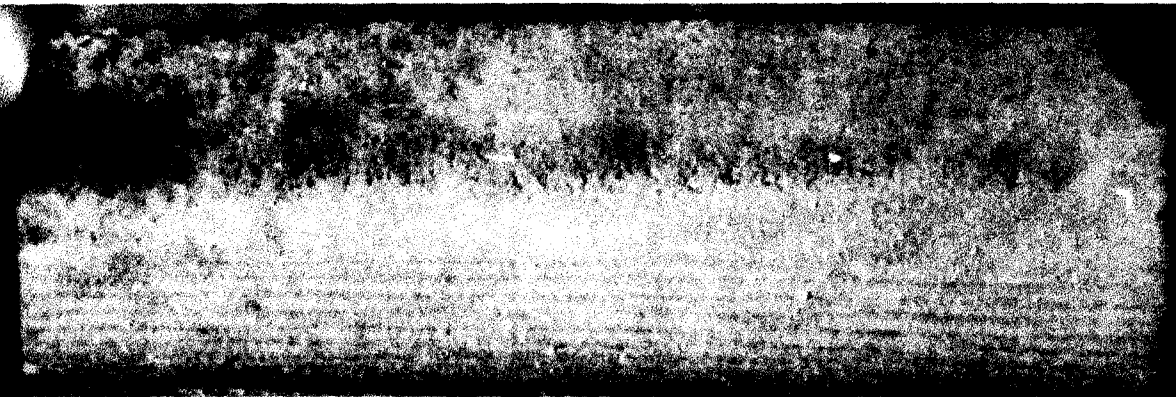
15-8-az-g



15-8-çok-g



15-9-az-g

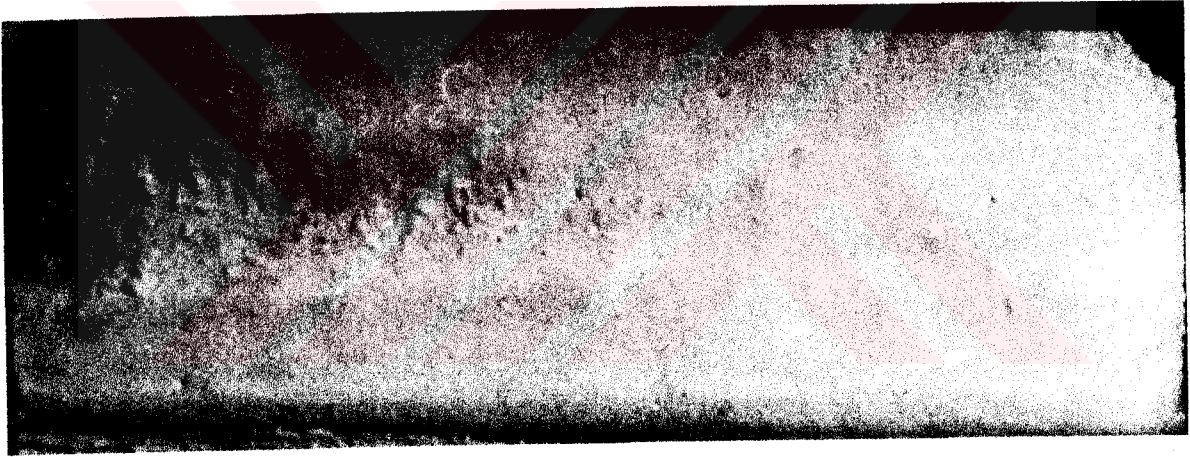


15-9-çok-p

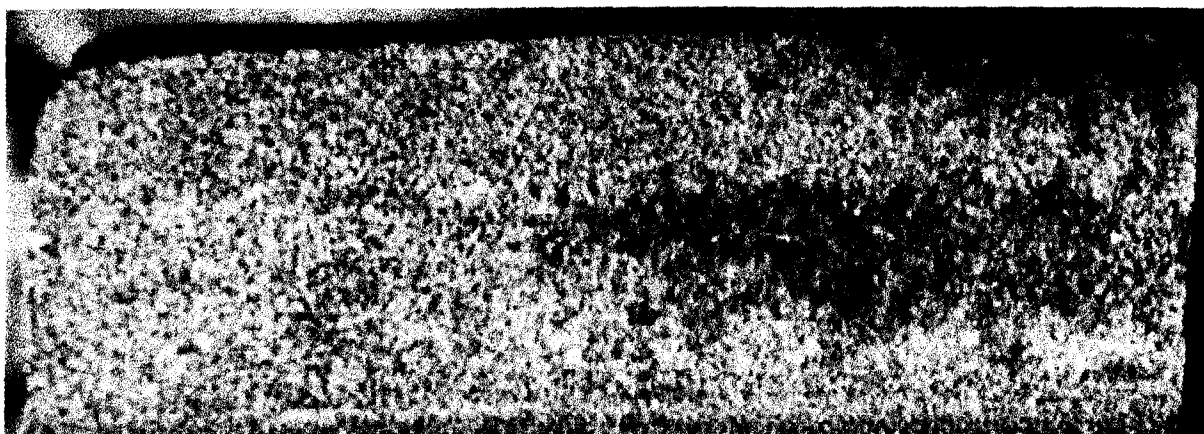
(ÜÇÜNCÜ GRUP, $\beta_0 = 10^0$)



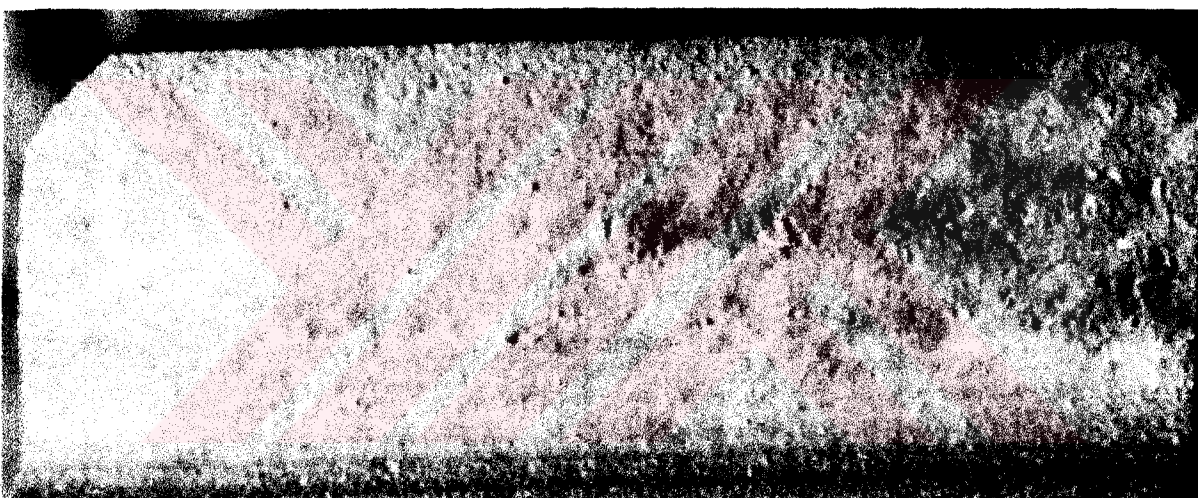
10-x1a-p



10-x1b-g

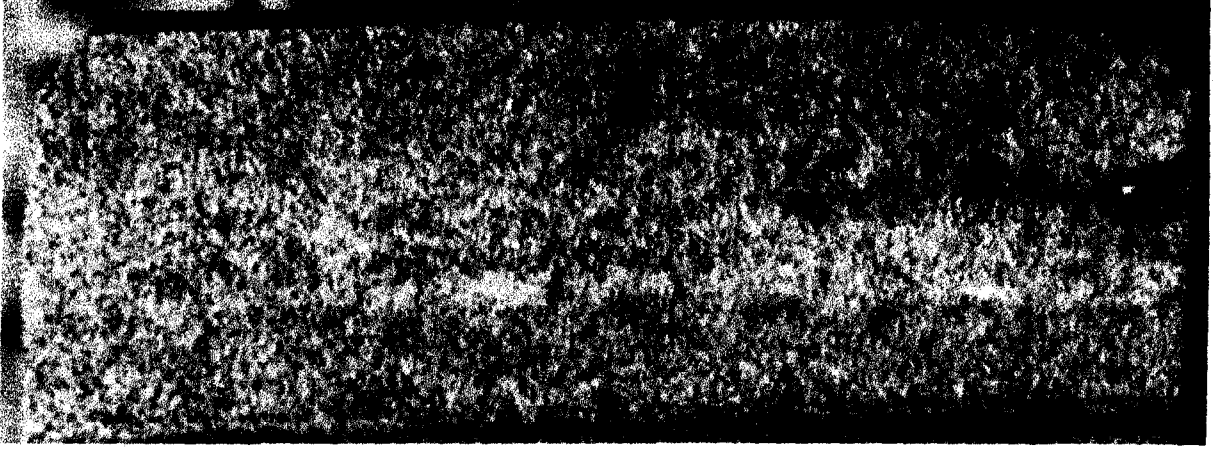


10-x7a-g

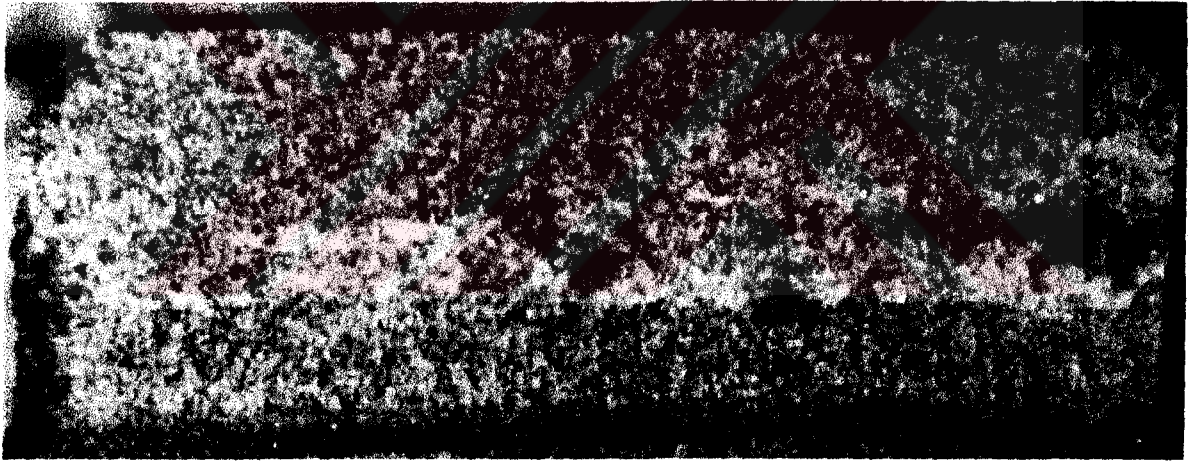


10-x7b-g

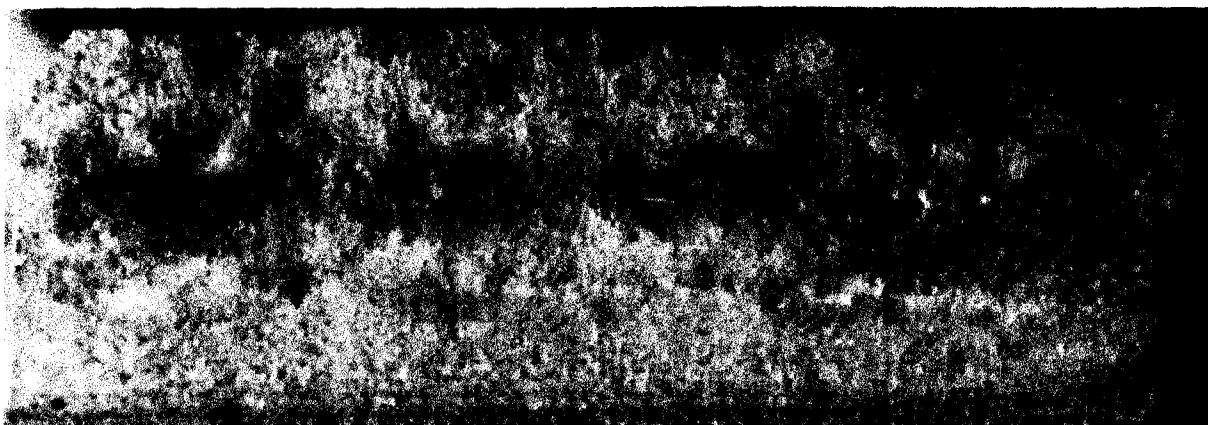
(ÜÇÜNCÜ GRUP, $\beta_0 = 15^\circ$)



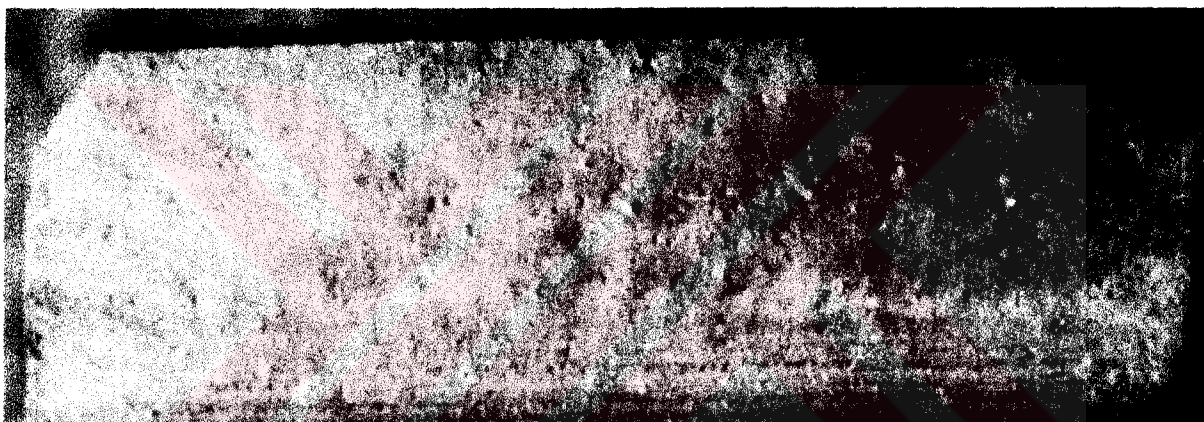
15-x1a-g



15-x1b-g



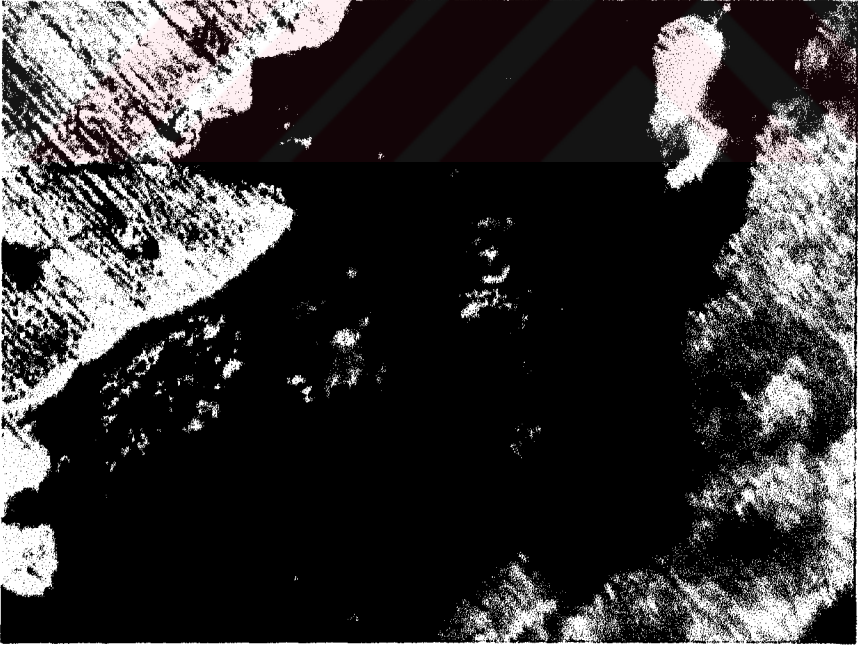
15-x7a-g



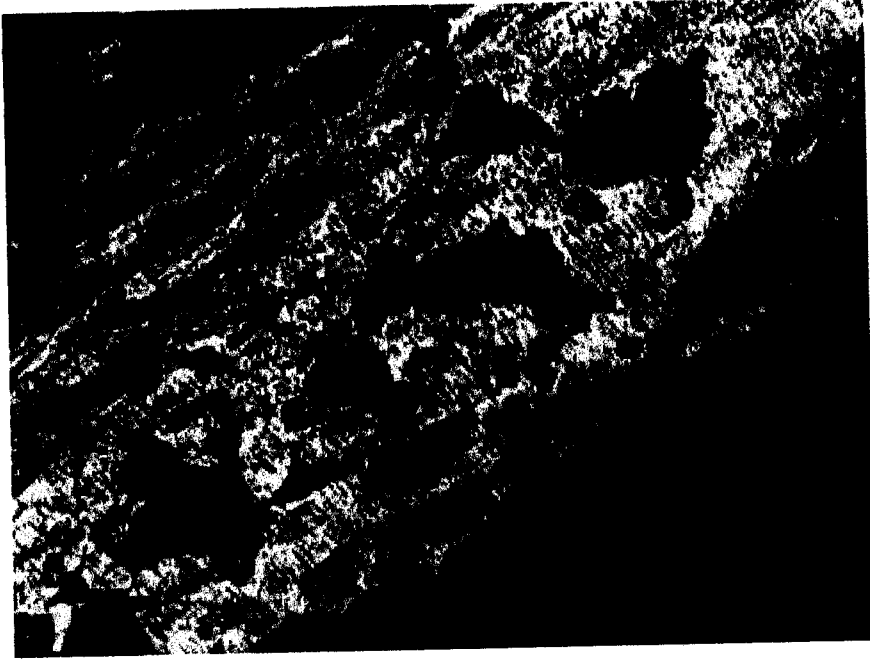
15-x7b-g

EK 2**DİJİTAL MİKRO FOTOĞRAFLAR**

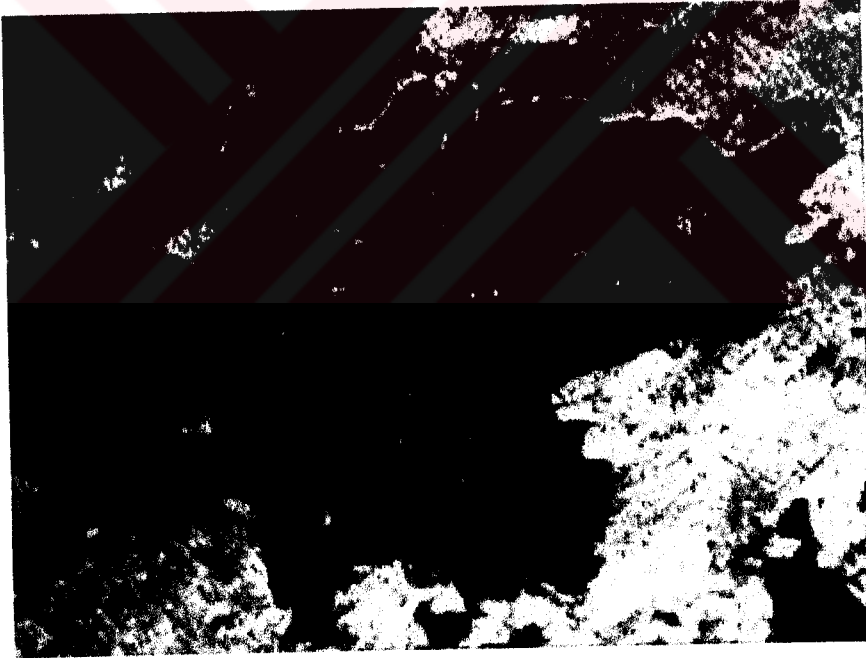
10-7-çok-p-11 (zoom X100)



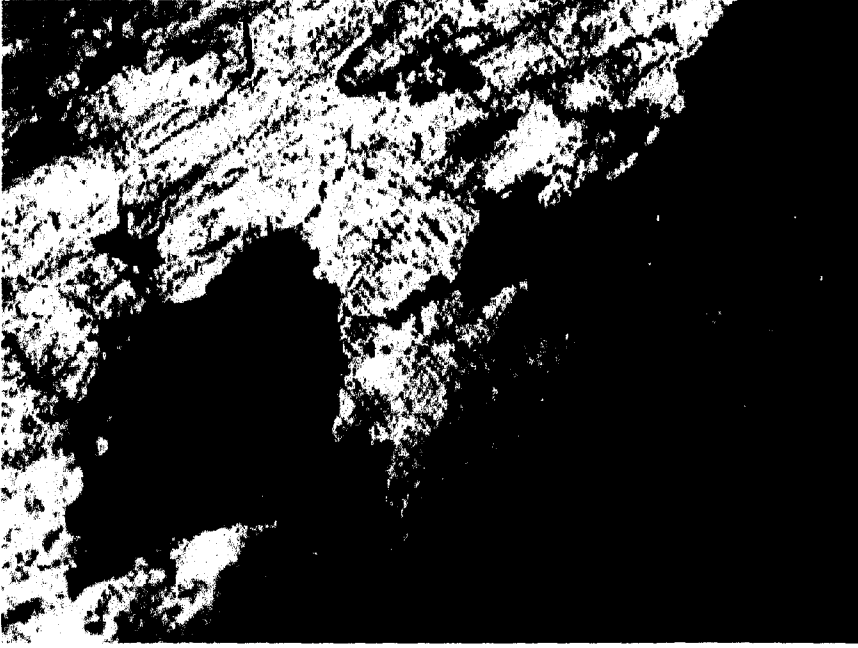
10-7-çok-p-12 (zoom X400)



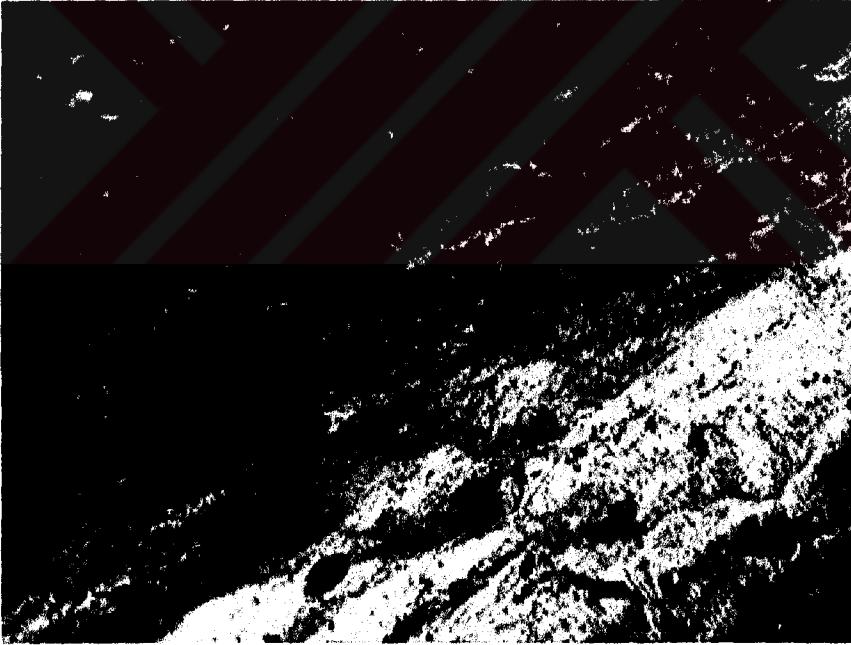
10-8-çok-p-11 (zoom X100)



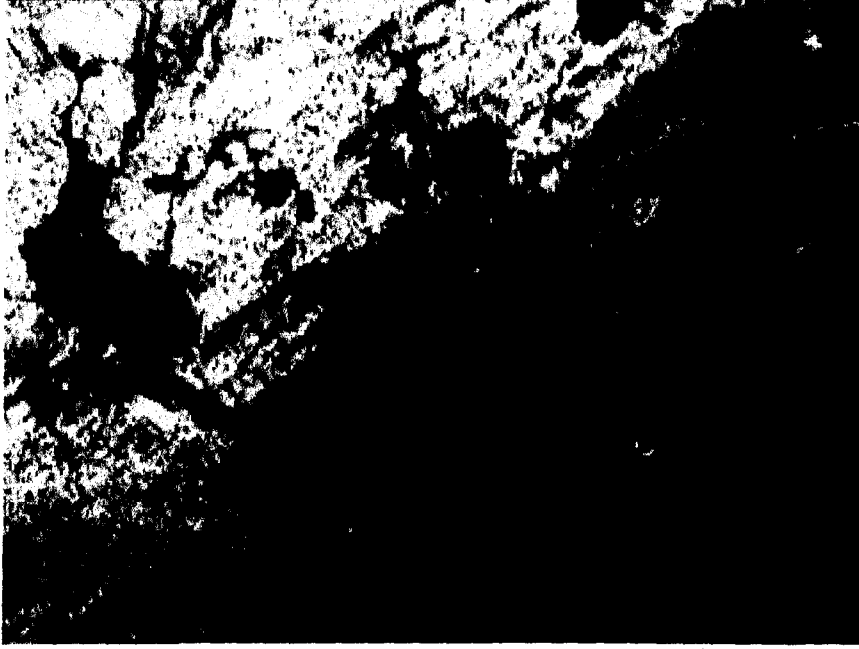
10-8-çok-p-12 (zoom X400)



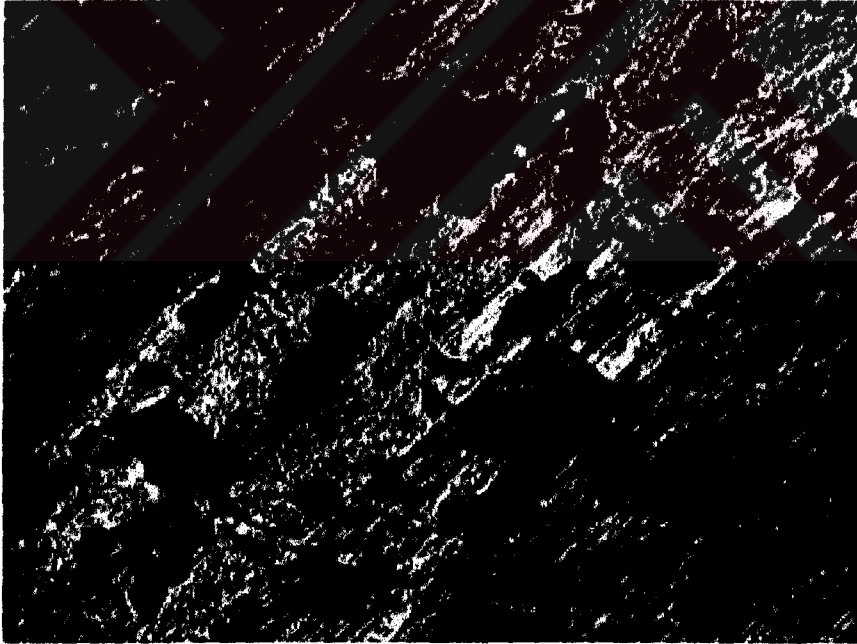
10-8-çok-p-13 (zoom X100)



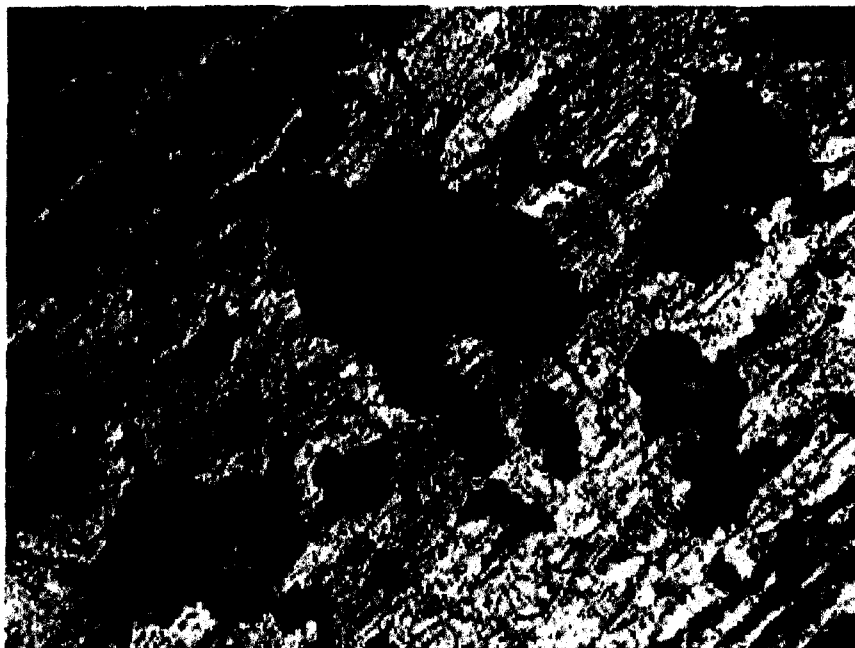
10-8-çok-p-21 (zoom X100)



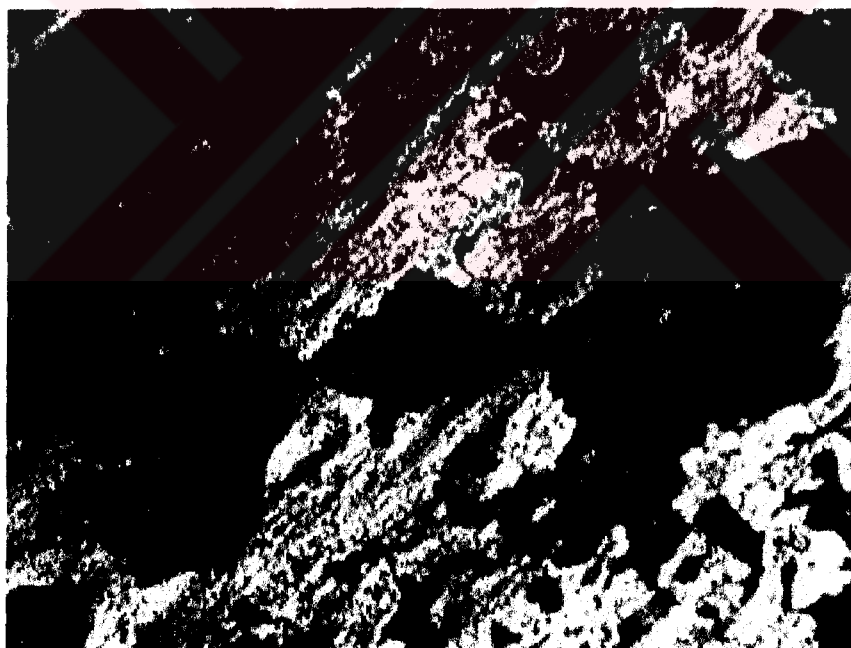
10-8-çok-p-22 (zoom X100)



10-x7b-p-11 (zoom X50)



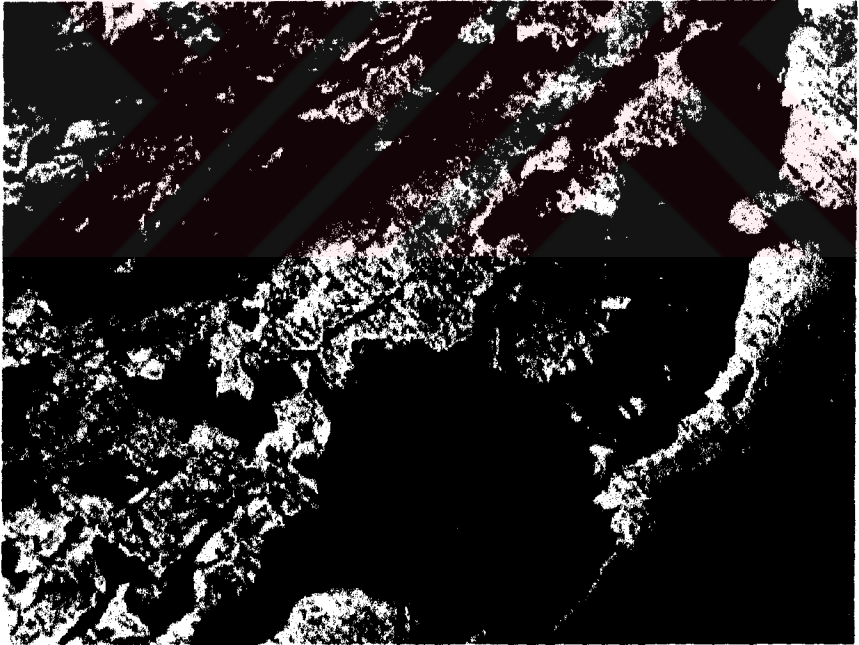
10-x7b-p-12 (zoom X50)



10-x7b-p-13 (zoom X100)



15-6-çok-p-11 (zoom X400)



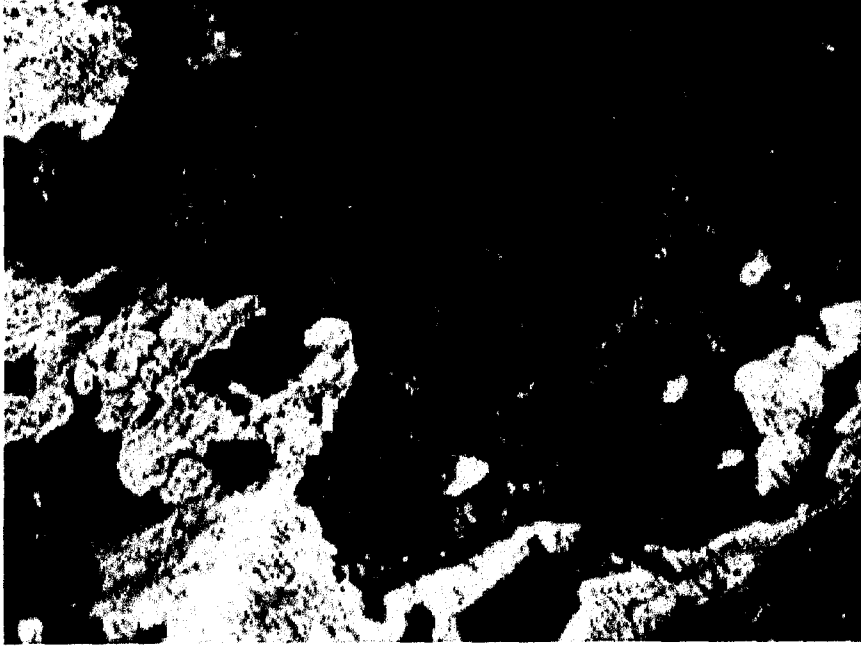
15-6-çok-p-21 (zoom X400)



15-6-çok-p-22 (zoom X400)



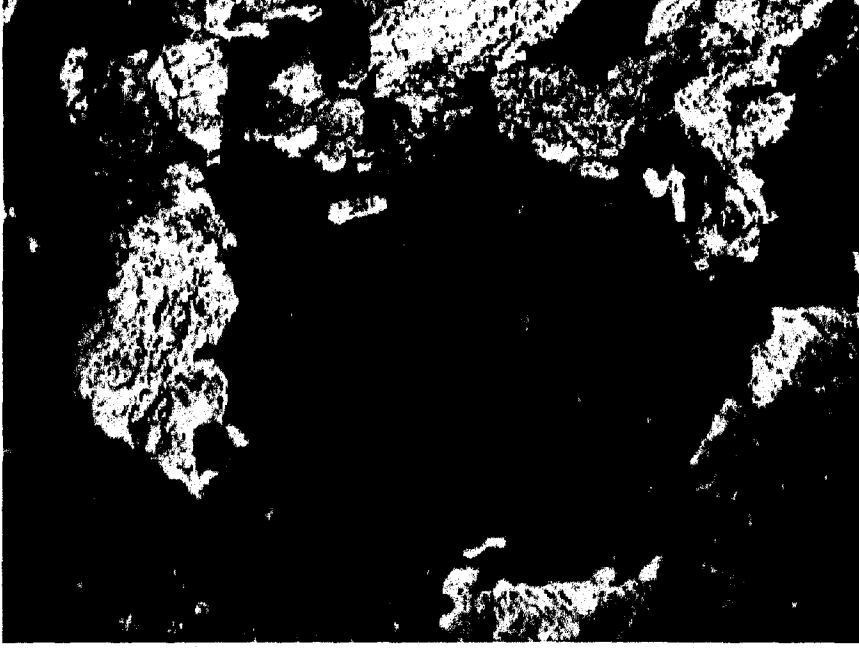
15-6-çok-p-3k1 (zoom X400)



15-6-çok-p-3k2 (zoom X400)



15-6-çok-p-3k3 (zoom X400)



15-6-çok-p-3k4 (zoom X400)



15-7-çok-p-dest1 (zoom X400)



15-7-çok-p-dest2 (zoom X400)



interior (zoom X400)



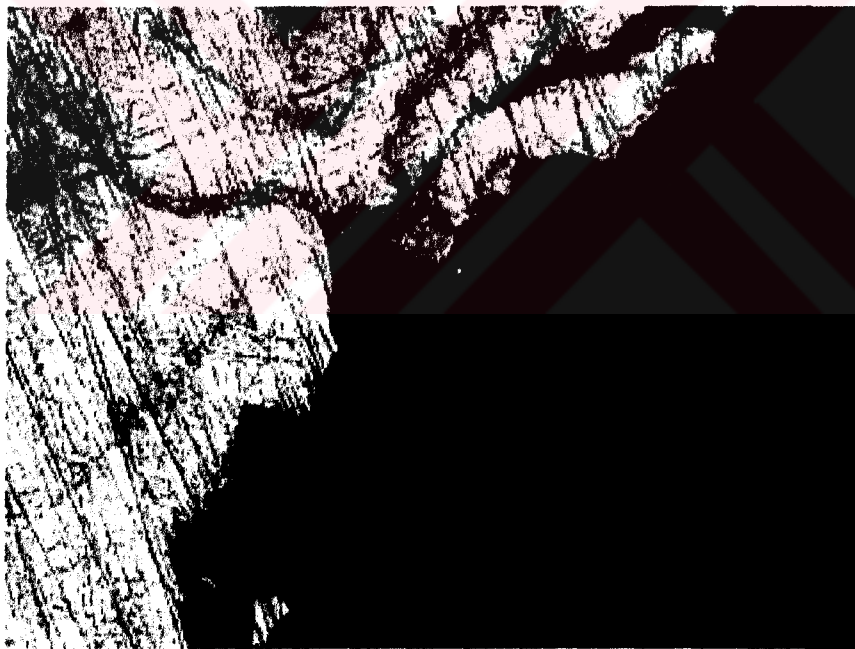
kesitler



section 1 (zoom X100)



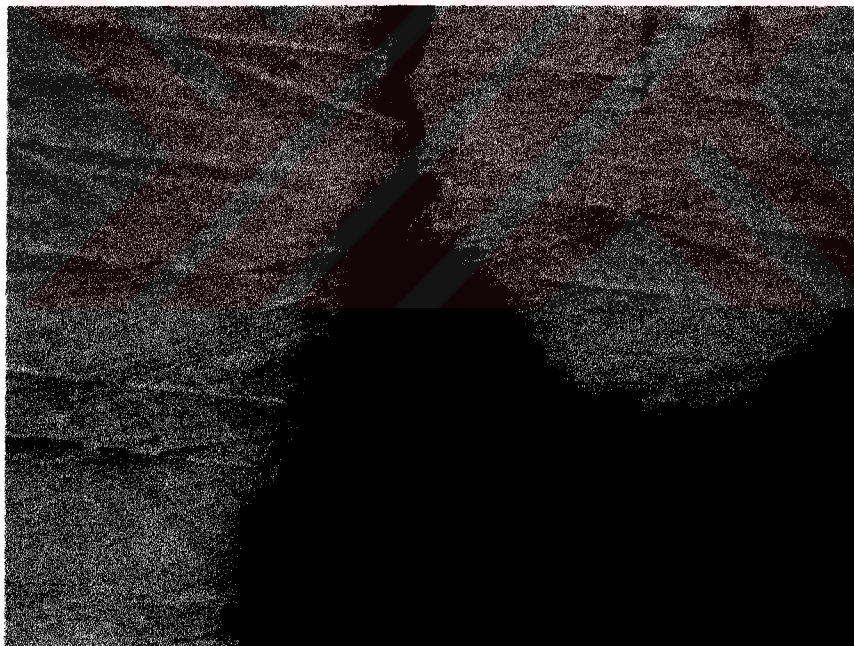
section 10 (zoom X100)



section 10-1 (zoom X400)



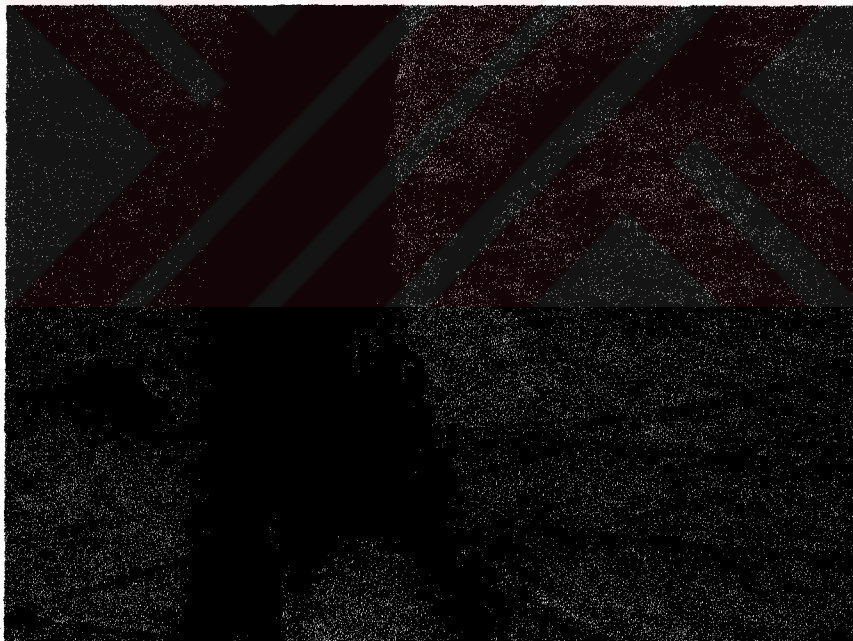
section 2-1 (zoom X100)



section 2-2 (zoom X400)



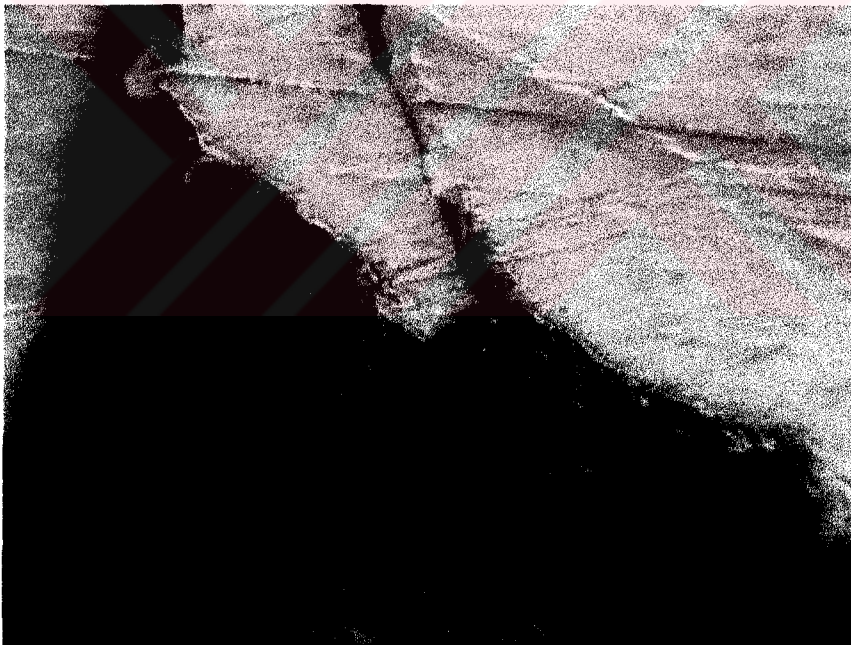
section 3-1part1 (zoom X400)



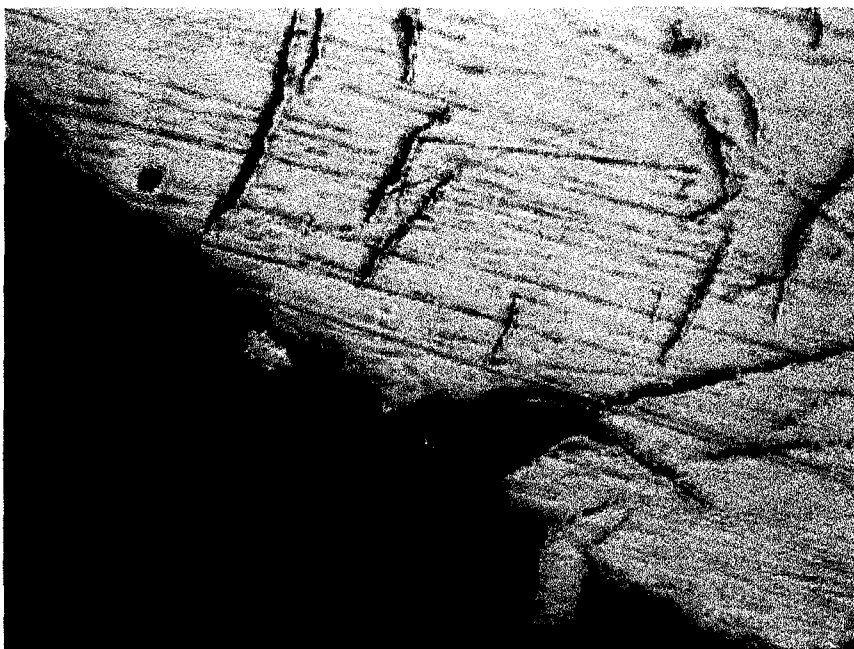
section 3-1part2 (zoom X400)



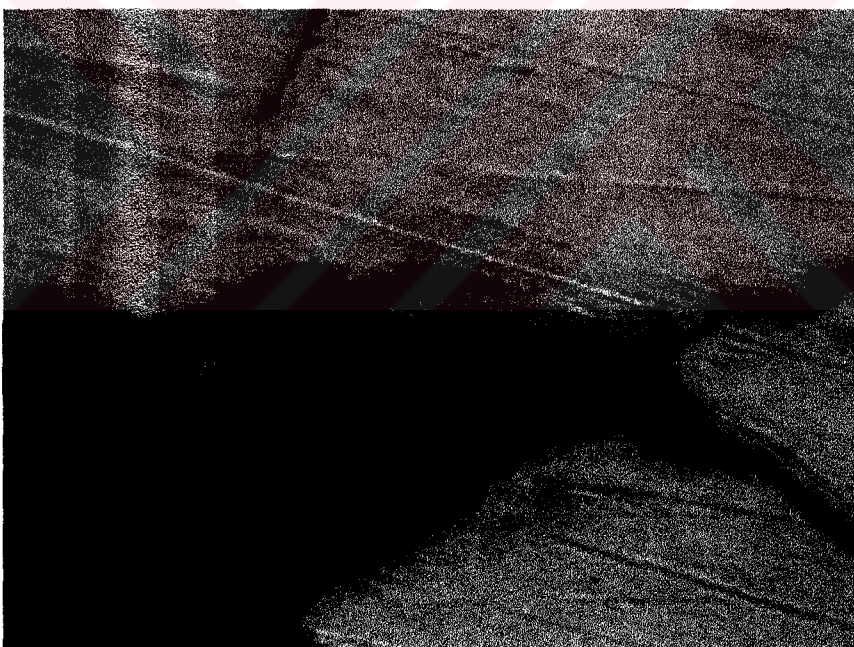
section 3-1part3 (zoom X400)



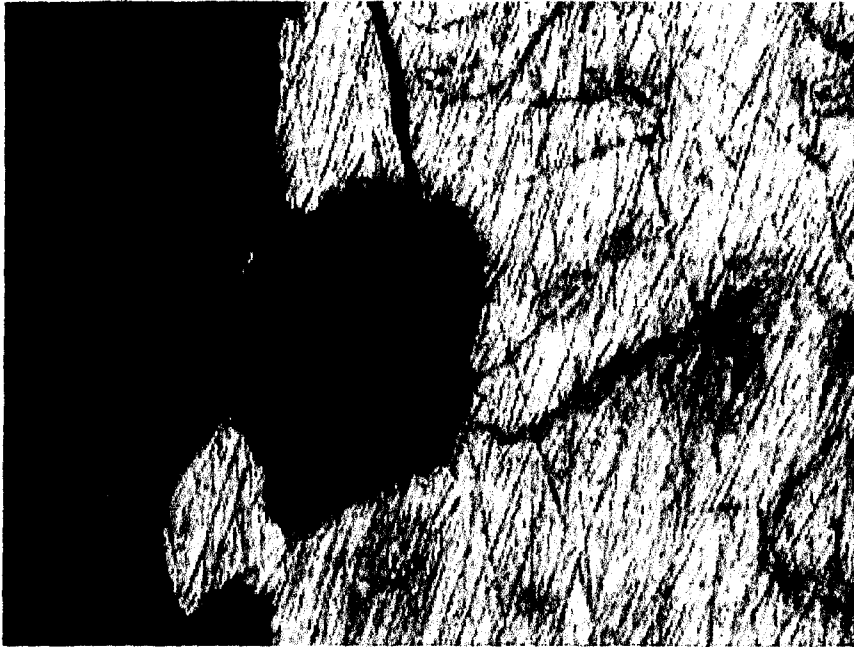
section 3-1part4 (zoom X400)



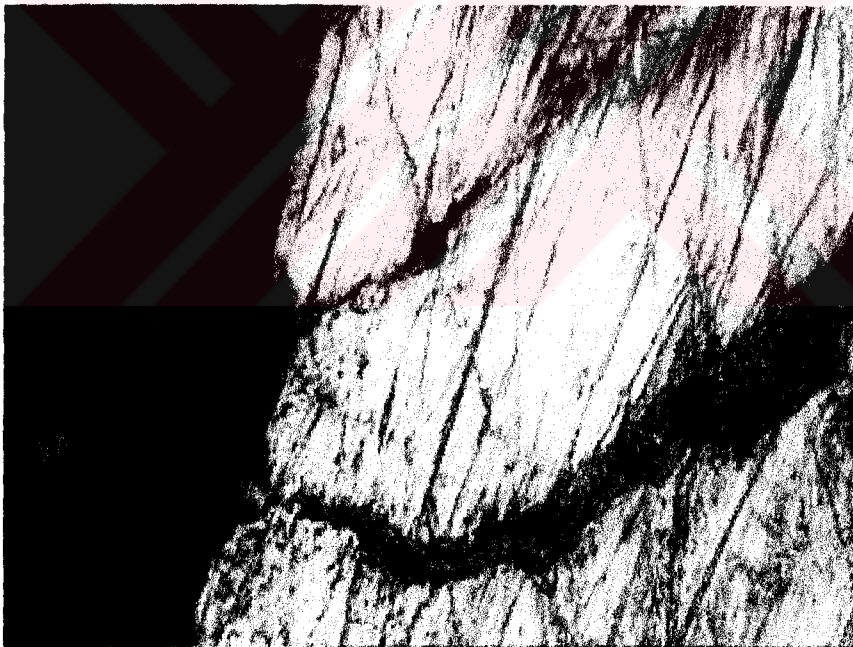
section 4 (zoom X100)



section 4-1 (zoom X400)



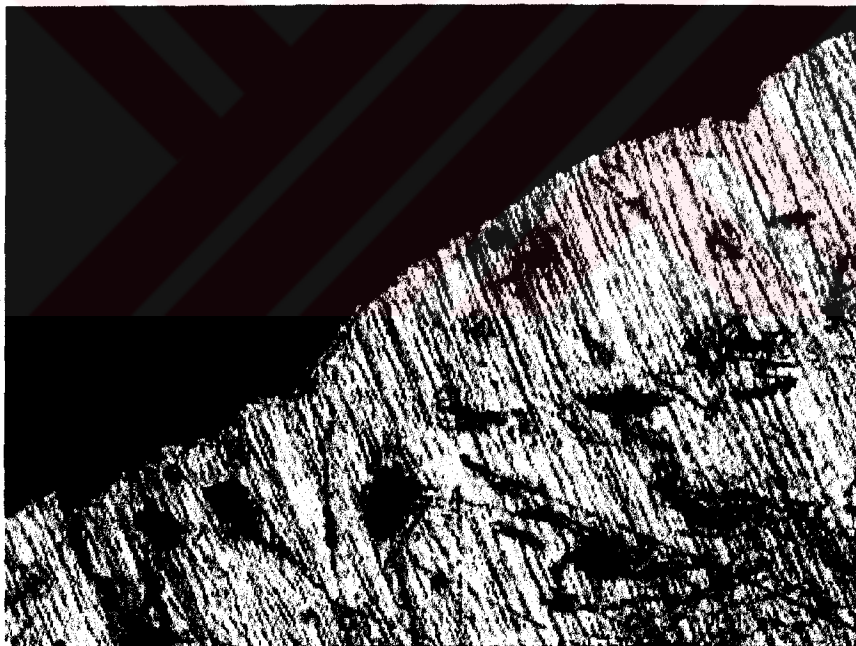
section 5 (zoom X400)



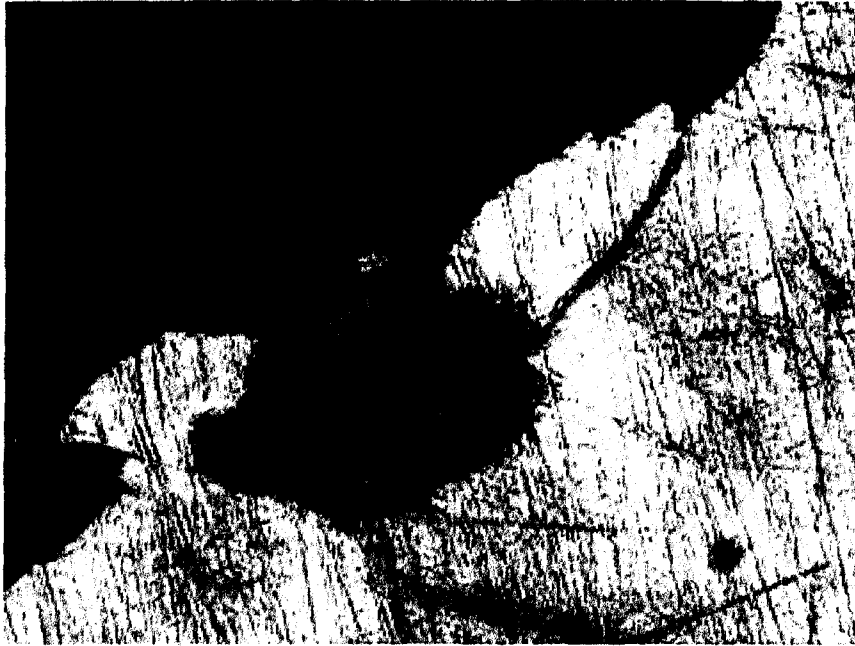
section 5-1 (zoom X400)



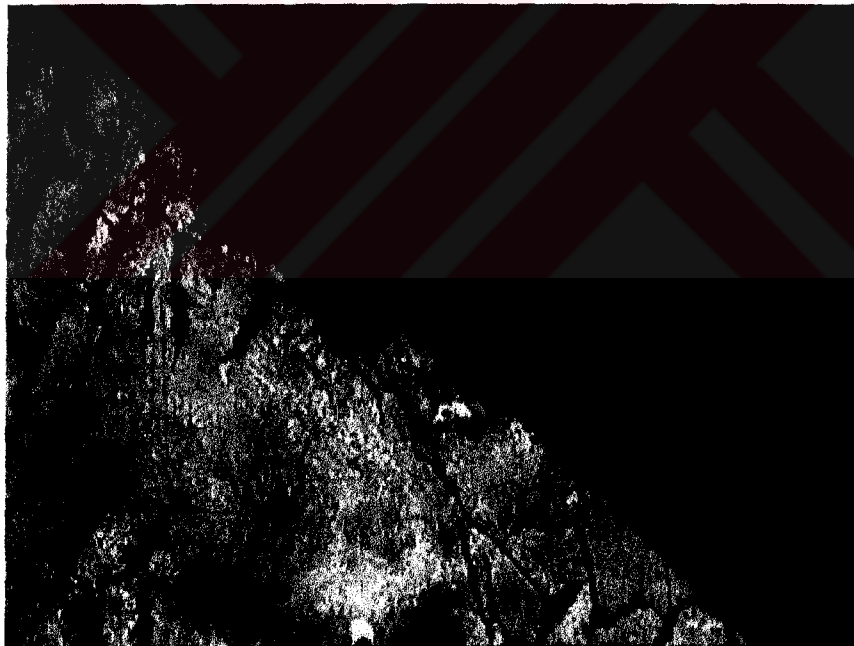
section 6 (zoom X400)



section 7 (zoom X400)



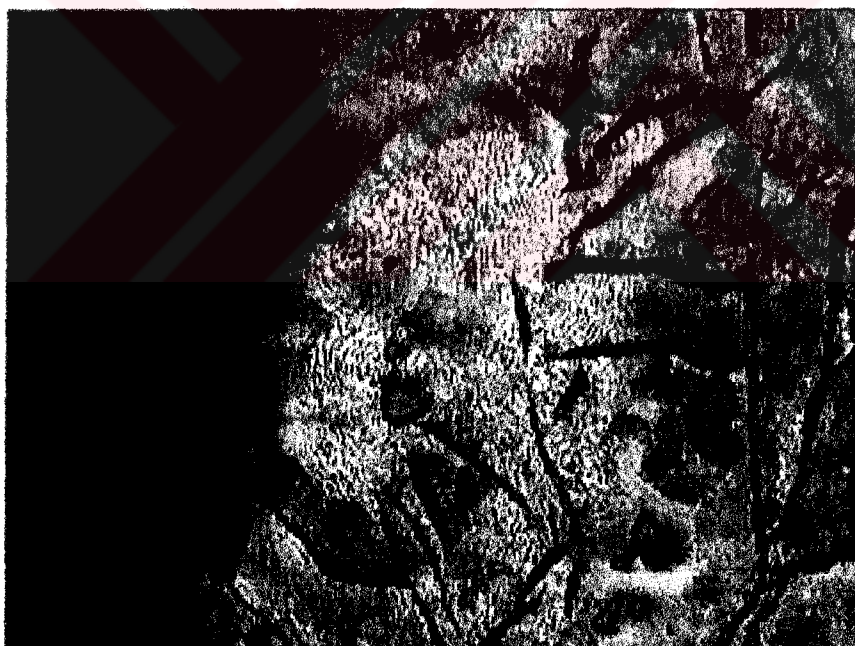
section 8 (zoom X400)



section 9 (zoom X400)



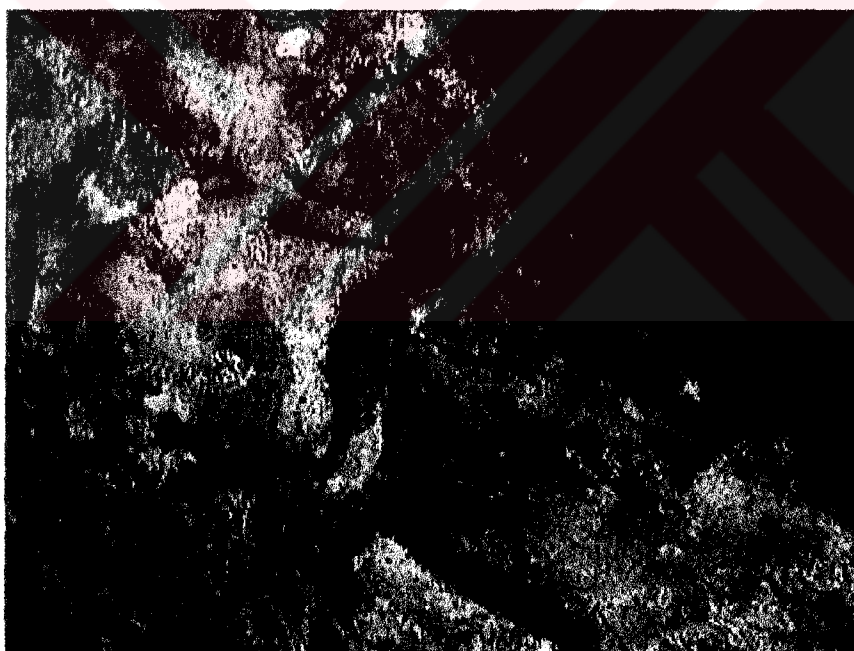
struct 1 (zoom X400)



struct 2 (zoom X400)



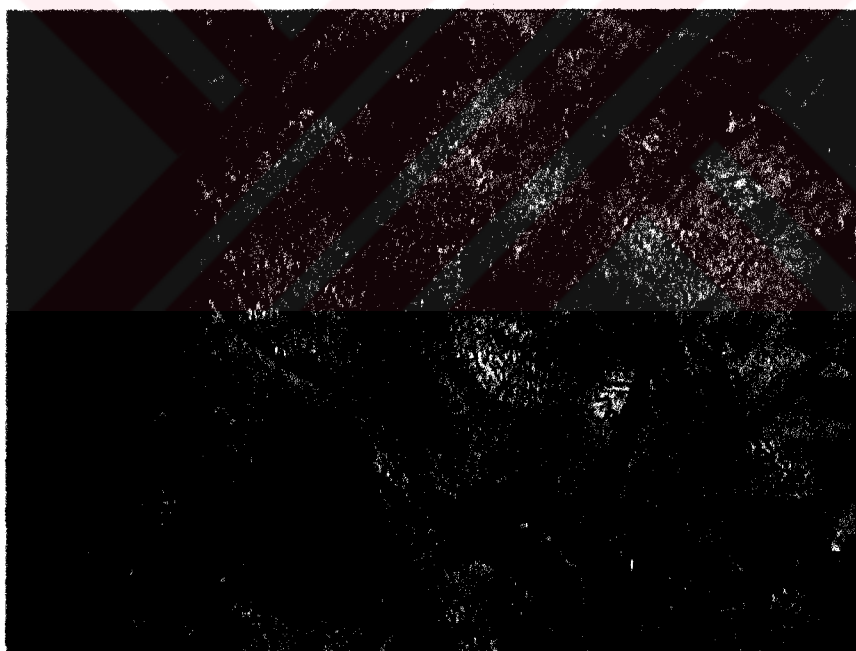
struct 3 (zoom X400)



struct 4 (zoom X400)



struct 5 (zoom X400)

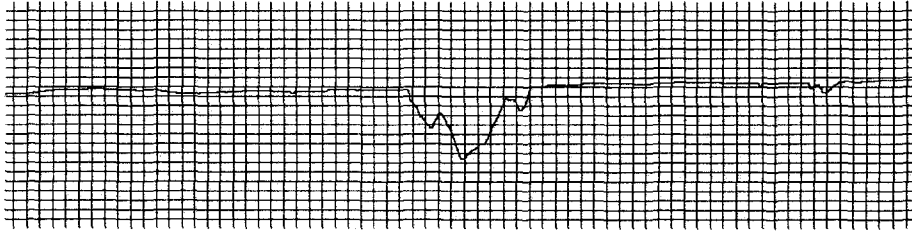


struct 6 (zoom X400)

EK 3

TÜM DIŞLİLERE AİT YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜ ve PITTING
DERİNLİĞİ DEĞERLERİ

(3000 dev / dak, 5 milyon tur)

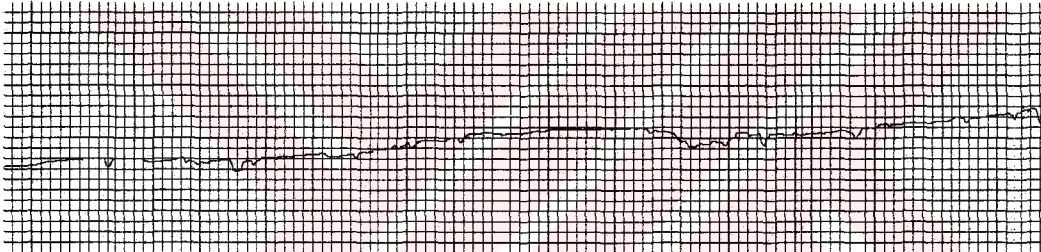


Cutoff = 2.50 mm
 Evaluation length = 12.5 mm
 Filter = CR

Ra = 4.0 um
 Rq = 7.8 um
 RzDIN = 36 um
 Rt = 86 um
 Ry = 86 um
 Sm = 403 um

Vv = x200
 Vh = x100

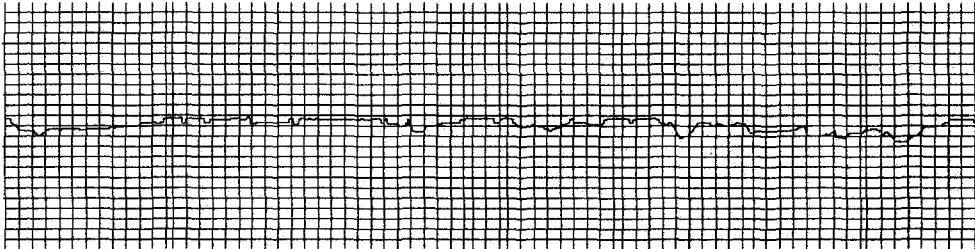
10-1-az-g



Ra = 3.8 um
 Rq = 5.8 um
 RzDIN = 28 um
 Rt = 58 um
 Ry = 58 um
 Sm = 338 um

Vv = x200
 Vh = x100

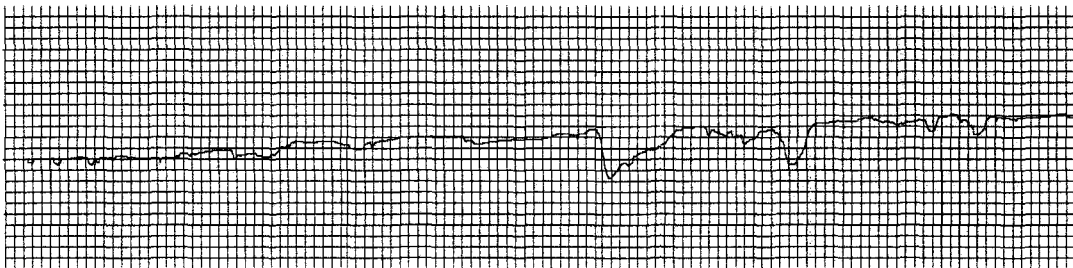
10-1-az-p



Ra = 3.0 um
 Rq = 4.0 um
 RzDIN = 19 um
 Rt = 26 um
 Ry = 26 um
 Sm = 328 um

Vv = x200
 Vh = x100

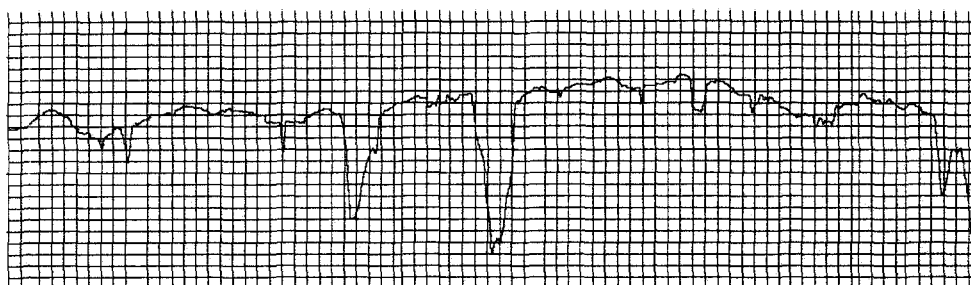
10-1-çok-g



Ra = 3.6 um
 Rq = 5.6 um
 RzDIN = 24 um
 Rt = 50 um
 Ry = 50 um
 Sm = 346 um

Vv = x200
 Vh = x100

10-1-çok-p



Cutoff = 2.50 mm
 Evaluation length = 12.5 mm
 Filter = CR

100 um/cm
 $R_a = 3.10 \mu\text{m}$
 $R_q = 4.46 \mu\text{m}$
 $R_{zDIN} = 26.1 \mu\text{m}$
 $R_t = 31.9 \mu\text{m}$
 $R_y = 30.2 \mu\text{m}$
 $S_m = 377 \mu\text{m}$

$V_v = \times 1000$
 $V_h = \times 100$

10-2-az-g



100 um/cm
 $R_a = 4.8 \mu\text{m}$
 $R_q = 5.6 \mu\text{m}$
 $R_{zDIN} = 32 \mu\text{m}$
 $R_t = 50 \mu\text{m}$
 $R_y = 48 \mu\text{m}$
 $S_m = 411 \mu\text{m}$

$V_v = \times 200$
 $V_h = \times 100$

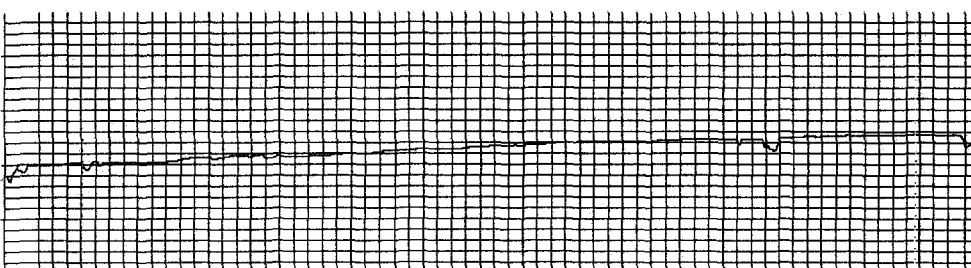
10-2-az-p



100 um/cm
 $R_a = 3.0 \mu\text{m}$
 $R_q = 4.2 \mu\text{m}$
 $R_{zDIN} = 23 \mu\text{m}$
 $R_t = 35 \mu\text{m}$
 $R_y = 33 \mu\text{m}$
 $S_m = 389 \mu\text{m}$

$V_v = \times 200$
 $V_h = \times 100$

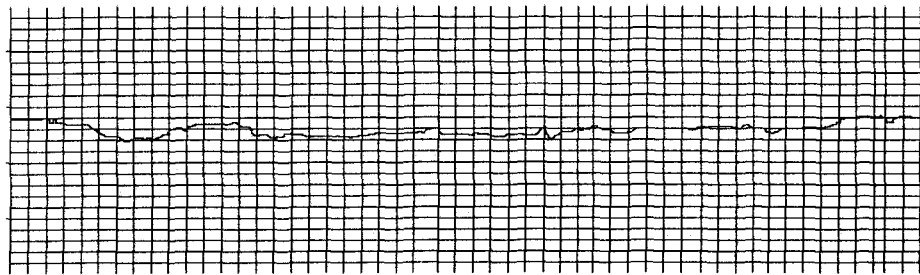
10-2-cok-g



100 um/cm
 $R_a = 1.8 \mu\text{m}$
 $R_q = 2.8 \mu\text{m}$
 $R_{zDIN} = 18 \mu\text{m}$
 $R_t = 26 \mu\text{m}$
 $R_y = 25 \mu\text{m}$
 $S_m = 349 \mu\text{m}$

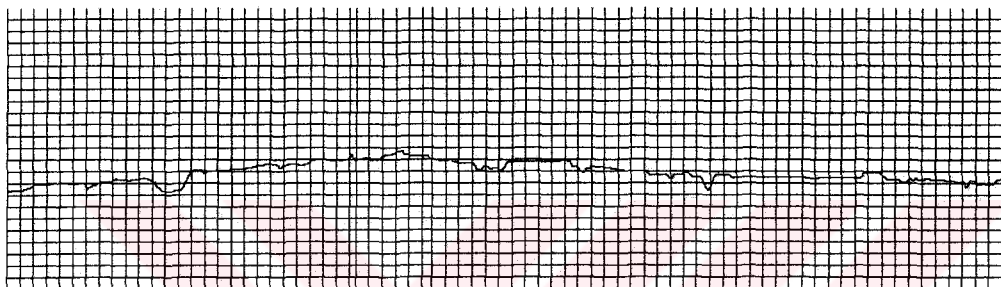
$V_v = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-2-cok-p



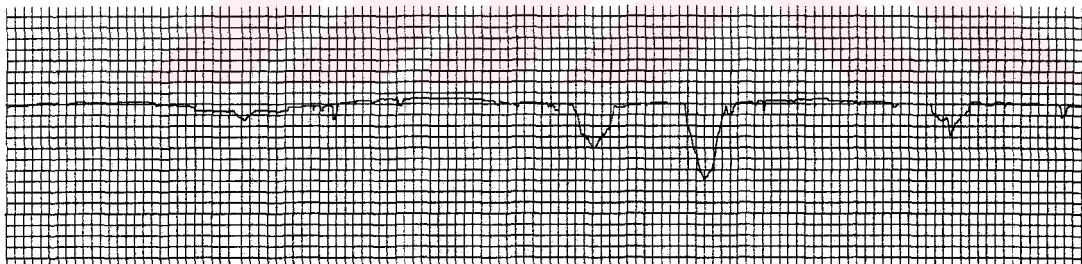
$I R_a = 2.6 \mu m$
 $R_q = 4.0 \mu m$
 $R_{zDIN} = 16 \mu m$
 $R_t = 33 \mu m$
 $R_y = 33 \mu m$
 $S_m = 462 \mu m$
 $W = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-3-az-g



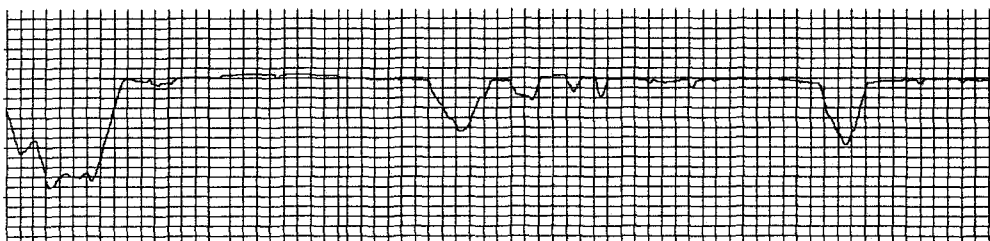
$I R_a = 3.4 \mu m$
 $R_q = 4.6 \mu m$
 $R_{zDIN} = 22 \mu m$
 $R_t = 34 \mu m$
 $R_y = 28 \mu m$
 $S_m = 410 \mu m$
 $W = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-3-az-p



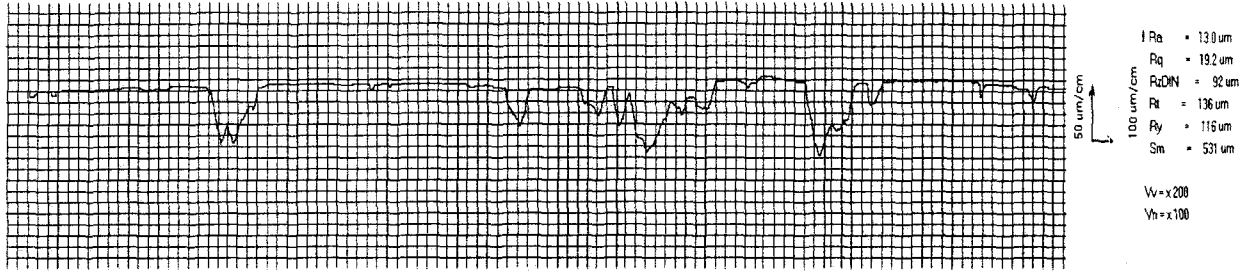
$I R_a = 3.6 \mu m$
 $R_q = 7.2 \mu m$
 $R_{zDIN} = 32 \mu m$
 $R_t = 75 \mu m$
 $R_y = 75 \mu m$
 $S_m = 396 \mu m$
 $W = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-4-az-g

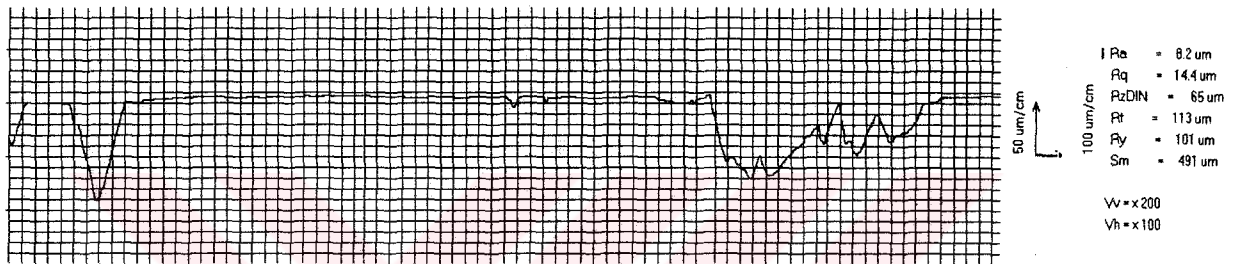


$I R_a = 7.8 \mu m$
 $R_q = 14.4 \mu m$
 $R_{zDIN} = 62 \mu m$
 $R_t = 135 \mu m$
 $R_y = 128 \mu m$
 $S_m = 337 \mu m$
 $W = \times 200$
 $V_h = \times 100$

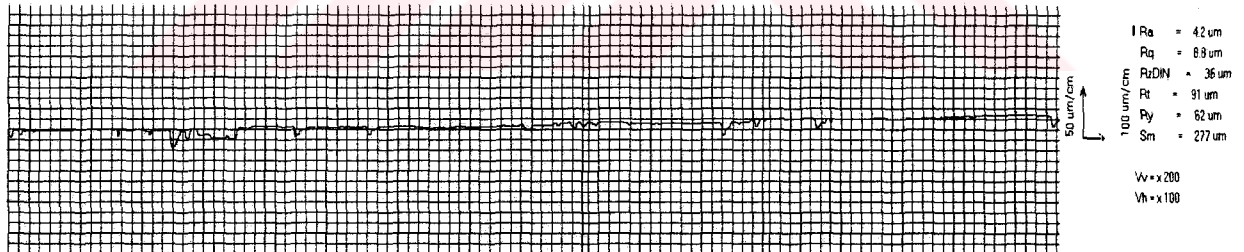
10-4-az-p



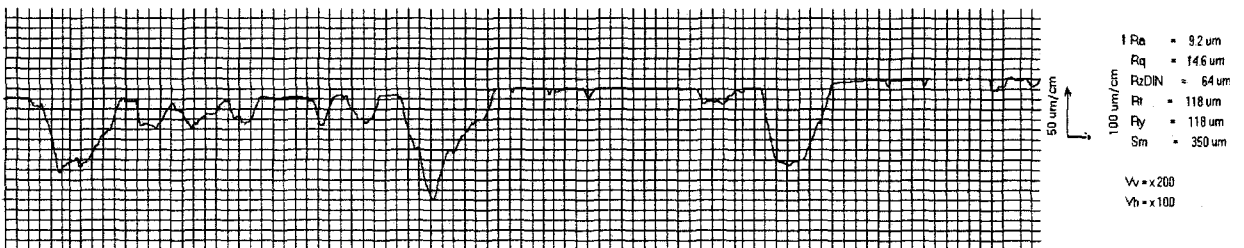
10-4-çok-g



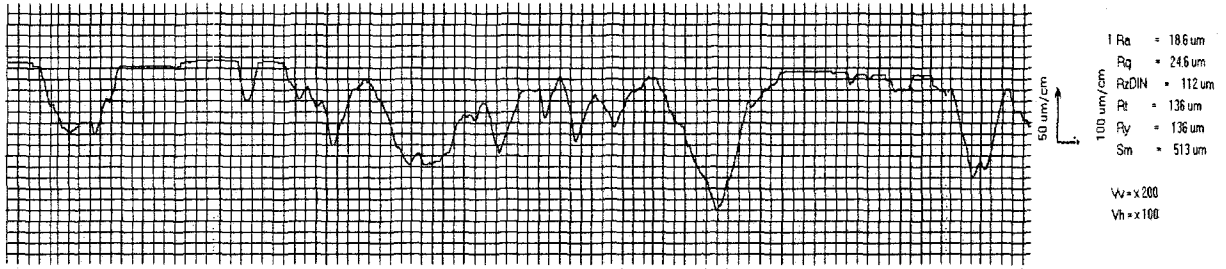
10-4-çok-p



10-5-az-g



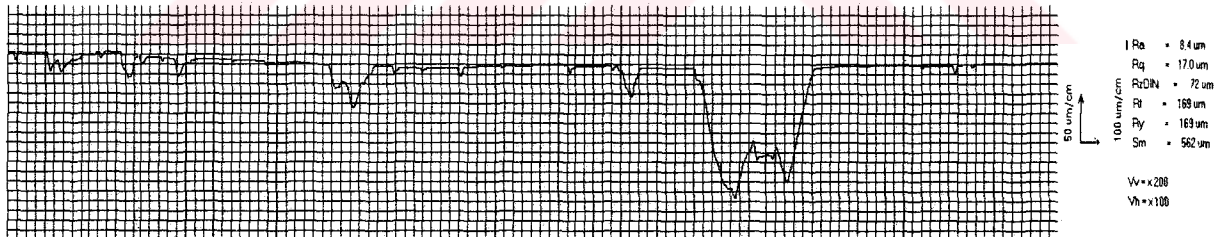
10-5-az-p



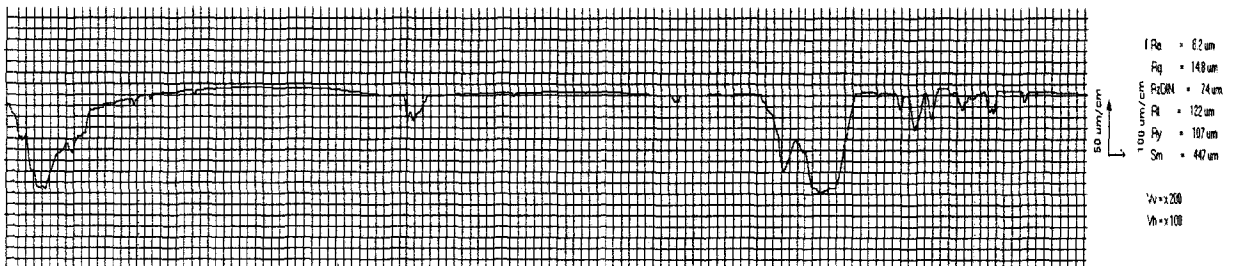
10-5-çok-g



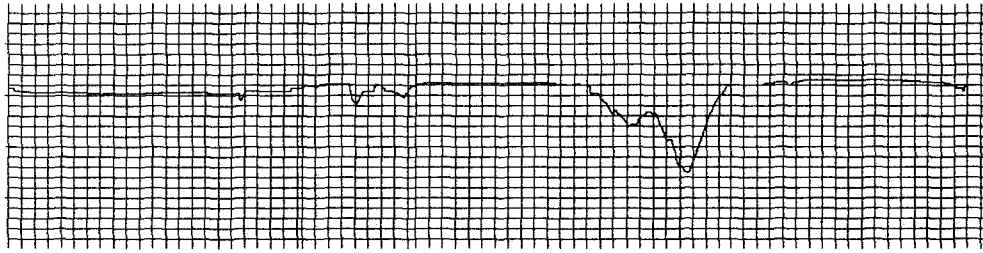
10-5-çok-p



10-6-az-g

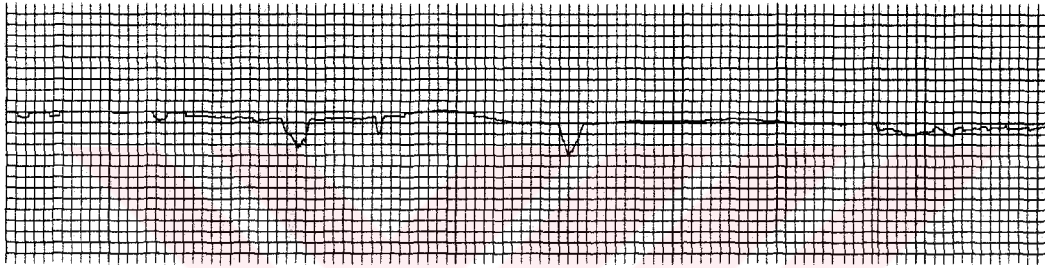


10-6-az-p



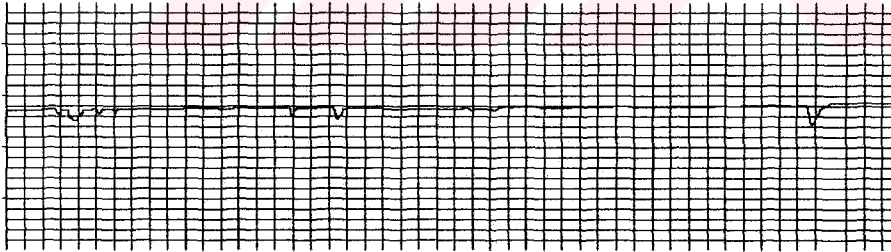
$I R_a = 5.4 \mu m$
 $R_q = 9.0 \mu m$
 $R_{zDIN} = 40 \mu m$
 $R_t = 90 \mu m$
 $R_y = 90 \mu m$
 $S_m = 586 \mu m$
 $V_v = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-6-çok-g



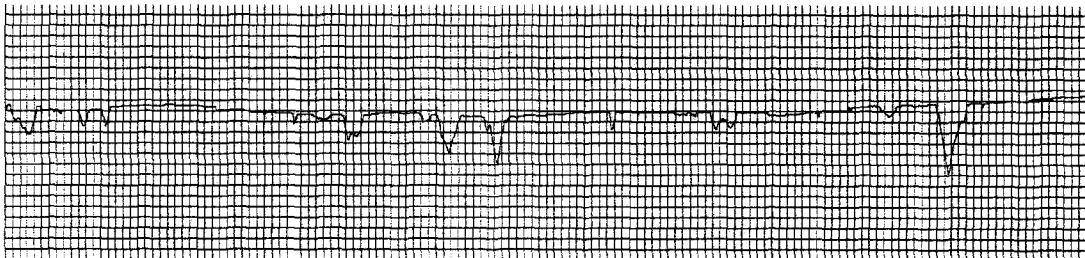
$I R_a = 3.2 \mu m$
 $R_q = 4.6 \mu m$
 $R_{zDIN} = 24 \mu m$
 $R_t = 41 \mu m$
 $R_y = 36 \mu m$
 $S_m = 487 \mu m$
 $V_v = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-6-çok-p



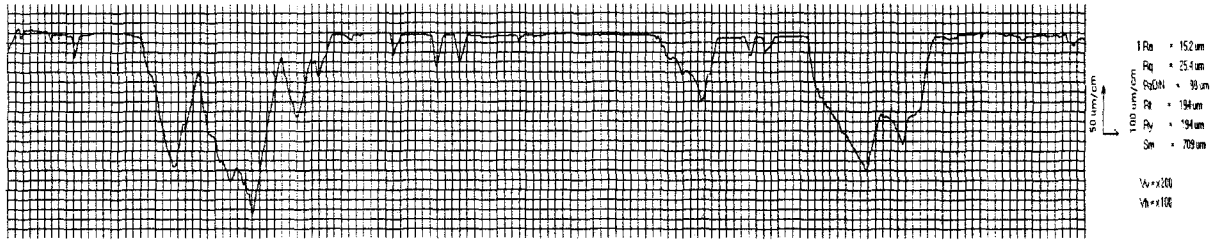
$I R_a = 4.2 \mu m$
 $R_q = 7.6 \mu m$
 $R_{zDIN} = 38 \mu m$
 $R_t = 65 \mu m$
 $R_y = 59 \mu m$
 $S_m = 565 \mu m$
 $V_v = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-7-az-g



$I R_a = 3.8 \mu m$
 $R_q = 6.4 \mu m$
 $R_{zDIN} = 37 \mu m$
 $R_t = 72 \mu m$
 $R_y = 72 \mu m$
 $S_m = 435 \mu m$
 $V_v = \times 200$
 $V_h = \times 100$

10-7-az-p



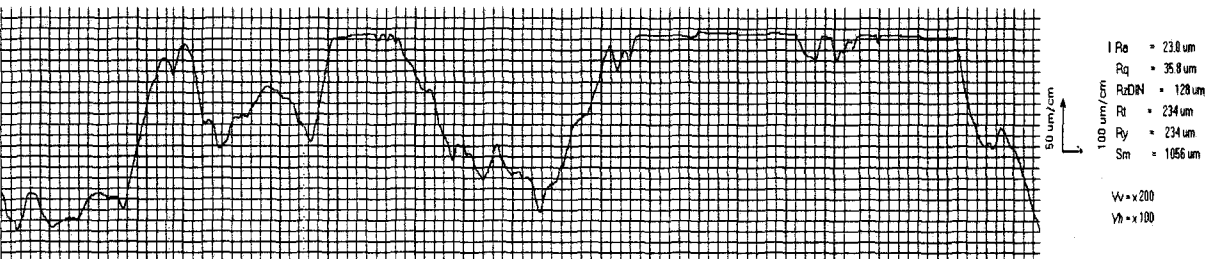
10-7-çok-g



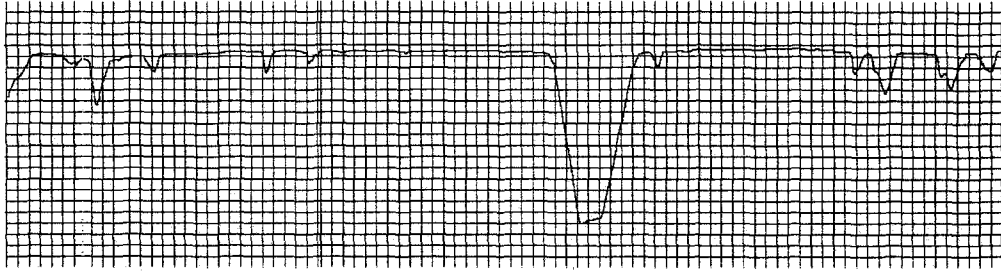
10-7-çok-p



10-8-az-g



10-8-az-p



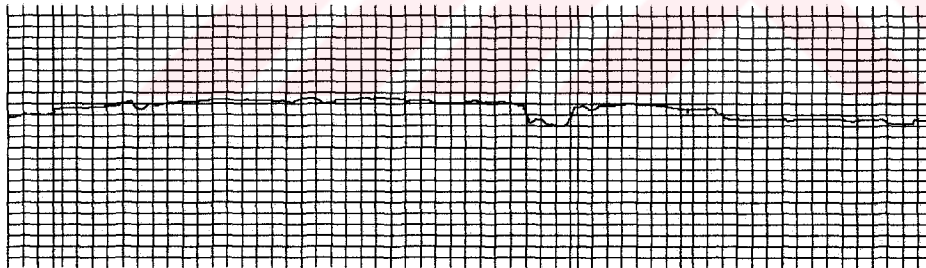
$I Ra = 8.4 \mu m$
 $Rq = 19.0 \mu m$
 $RzDIN = 81 \mu m$
 $Rt = 193 \mu m$
 $Ry = 193 \mu m$
 $Sm = 426 \mu m$
 $W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

10-8-çok-g



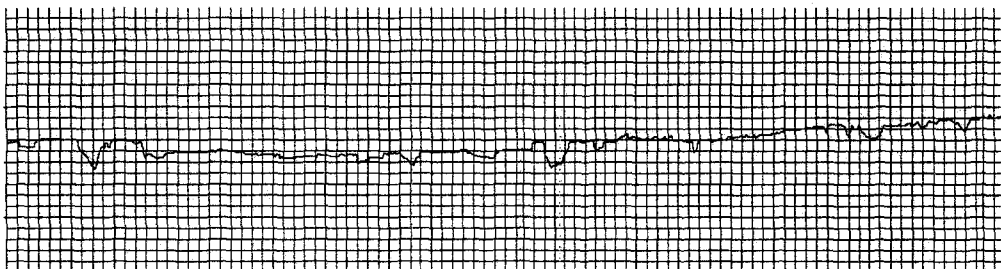
$I Ra = 102 \mu m$
 $Rq = 200 \mu m$
 $RzDIN = 63 \mu m$
 $Rt = 155 \mu m$
 $Ry = 155 \mu m$
 $Sm = 491 \mu m$
 $W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

10-8-çok-p



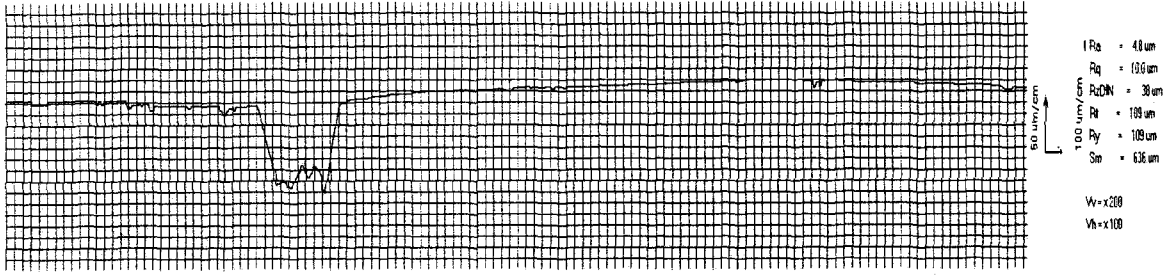
$I Ra = 4.0 \mu m$
 $Rq = 5.8 \mu m$
 $RzDIN = 27 \mu m$
 $Rt = 50 \mu m$
 $Ry = 50 \mu m$
 $Sm = 382 \mu m$
 $Vv = \times 200$
 $Vh = \times 100$

10-9-az-g

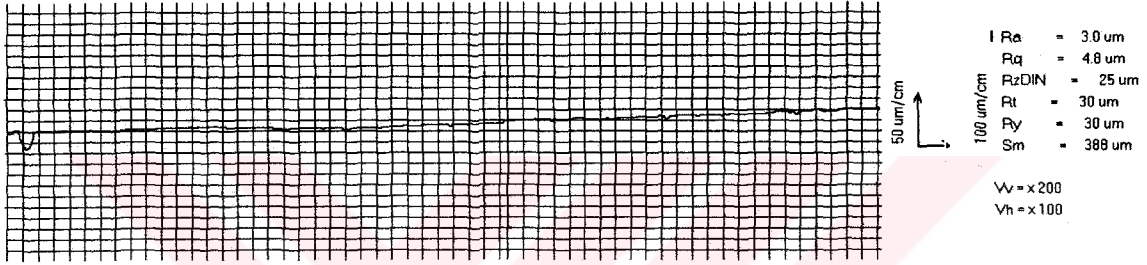


$I Ra = 4.2 \mu m$
 $Rq = 6.0 \mu m$
 $RzDIN = 30 \mu m$
 $Rt = 42 \mu m$
 $Ry = 42 \mu m$
 $Sm = 285 \mu m$
 $W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

10-9-az-p

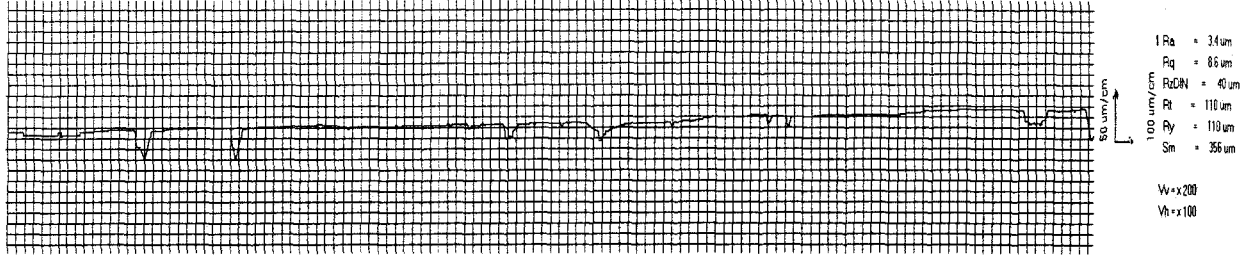


10-9-çok-g

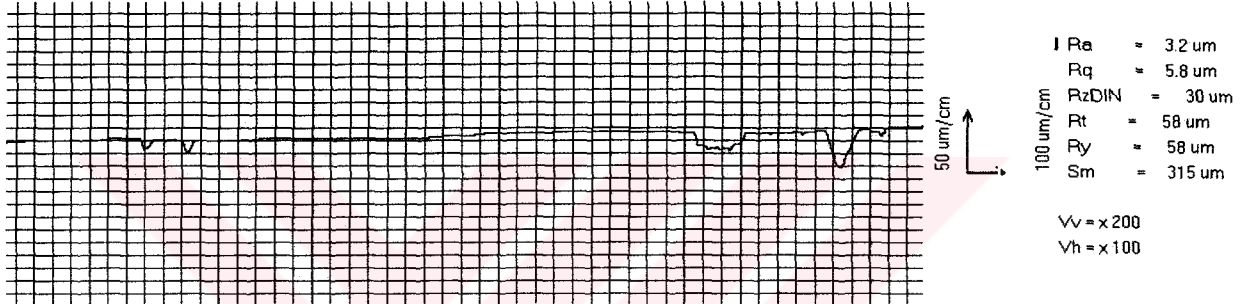


10-9-çok-p

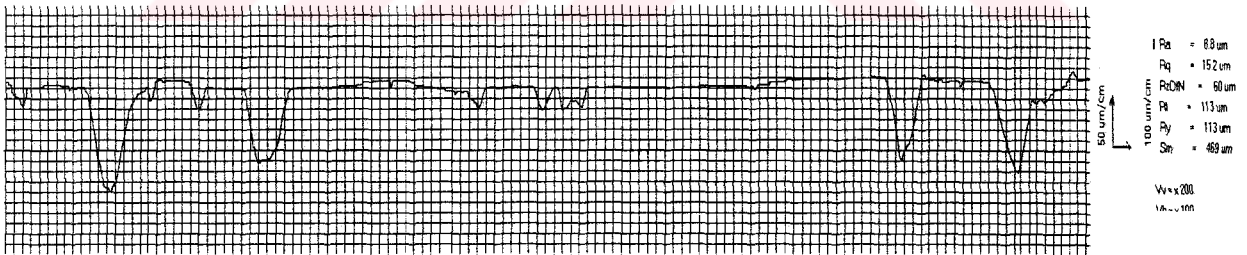
(3000 dev / dak, 5 milyon tur)



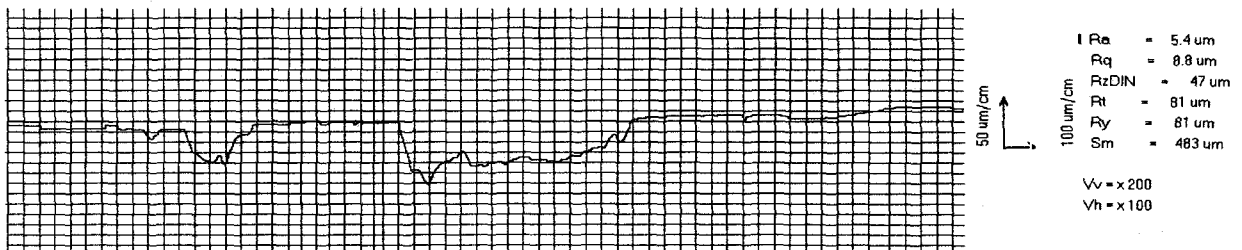
15-1-az-g



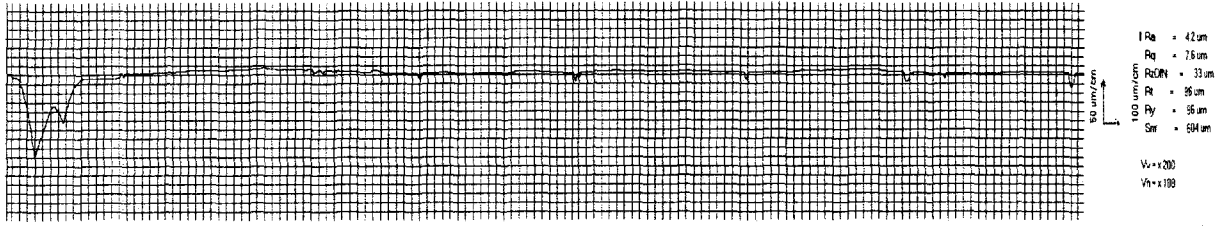
15-1-az-p



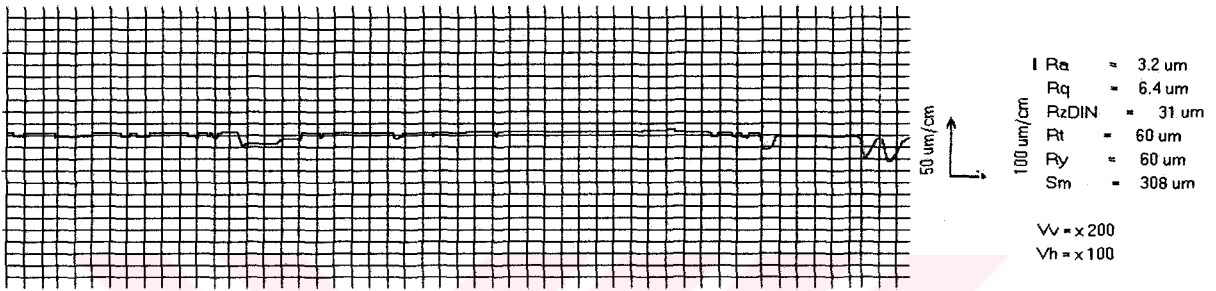
15-1-çok-g



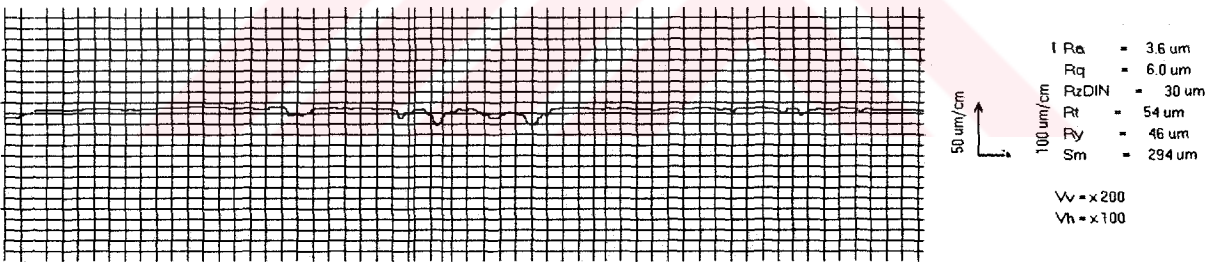
15-1-çok-p



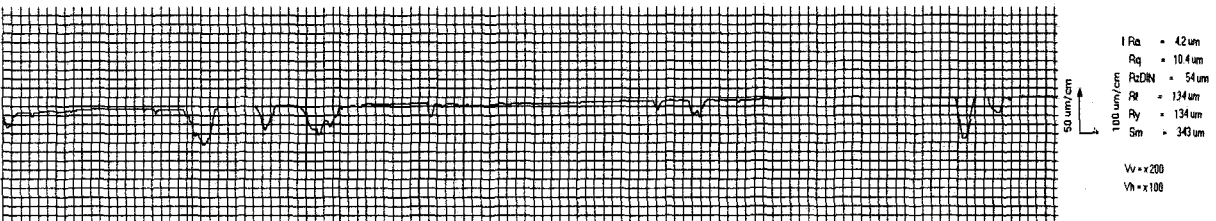
15-2-az-g



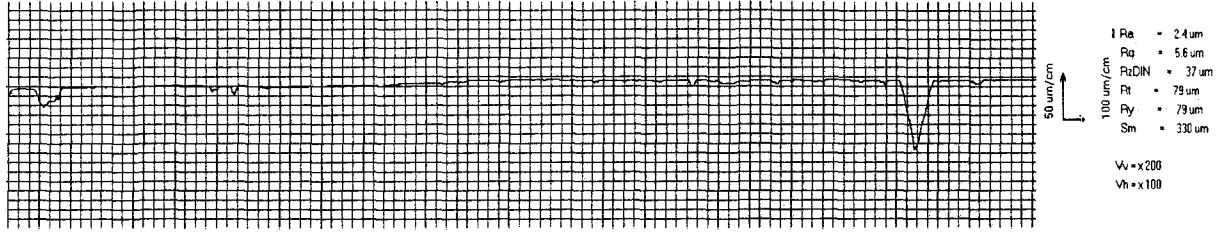
15-2-az-p



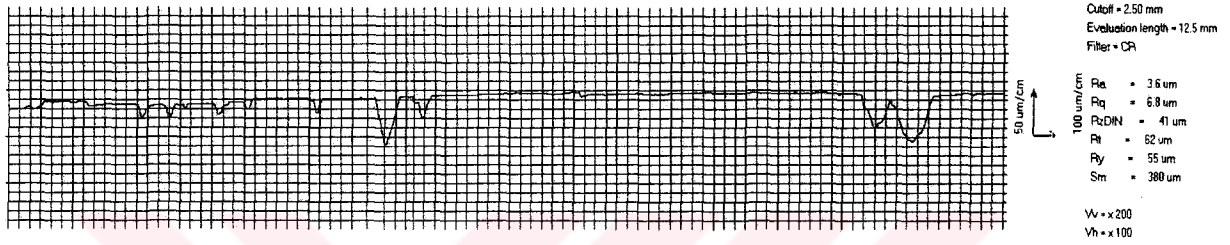
15-2-çok-g



15-2-çok-p



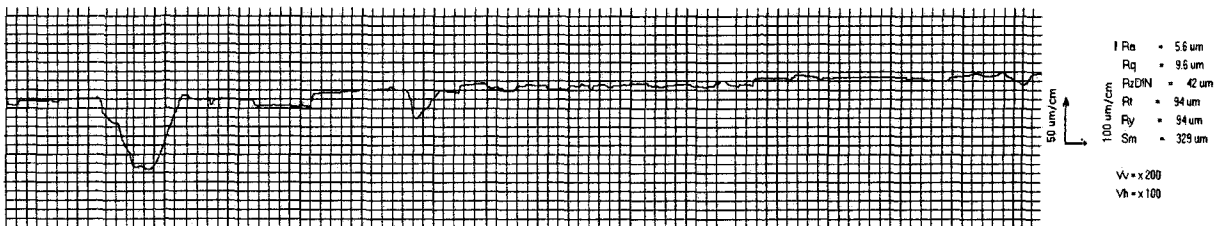
15-3-az-g



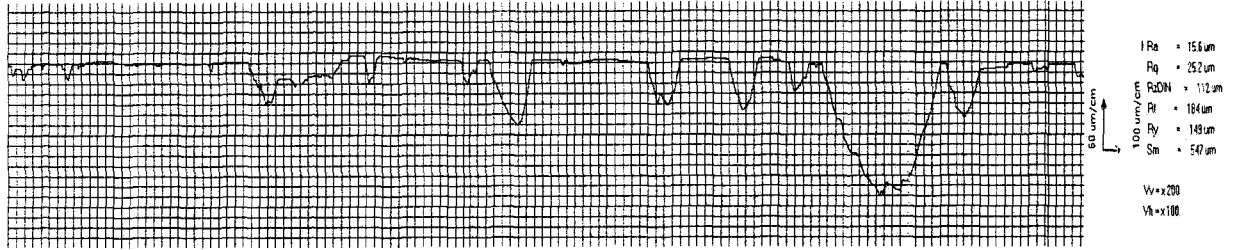
15-3-az-p



15-3-çok-g



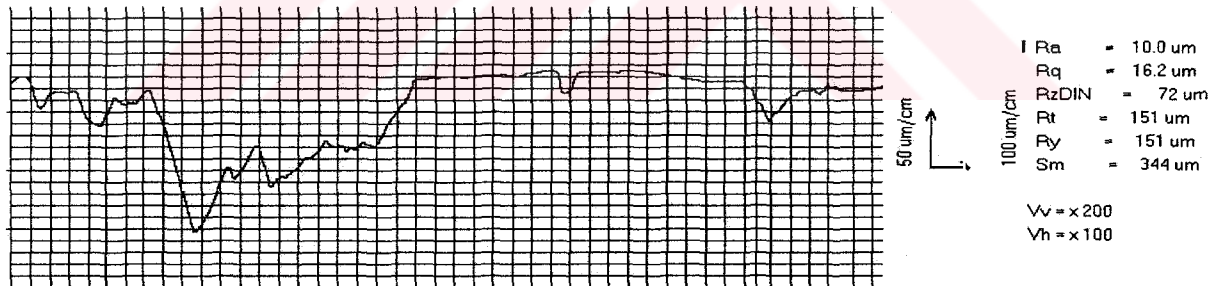
15-3-çok-p



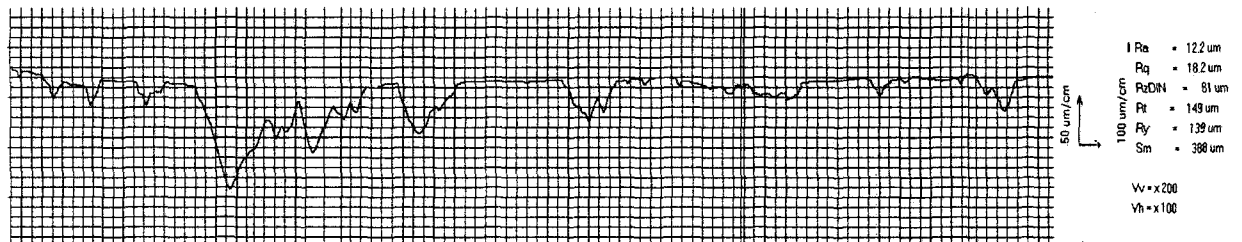
15-4-az-g



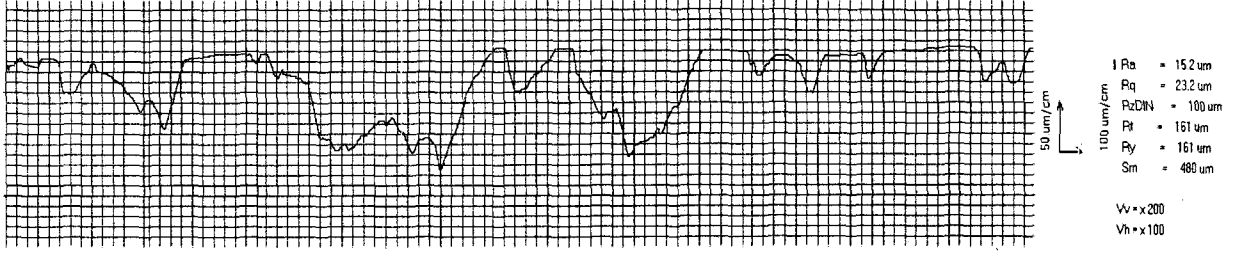
15-4-az-p



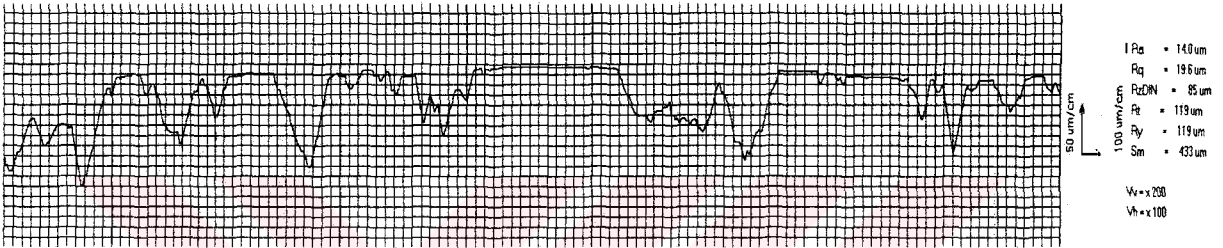
15-4-çok-g



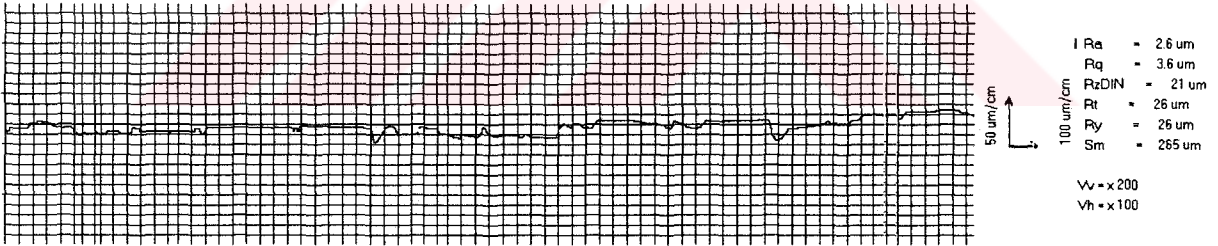
15-4-çok-p



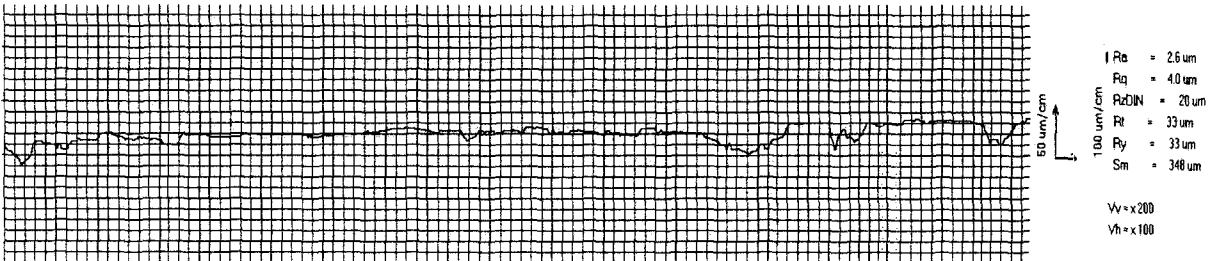
15-5-az-g



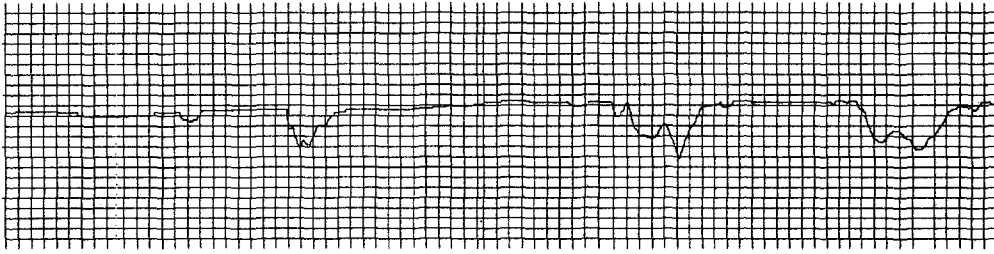
15-5-az-p



15-5-çok-g

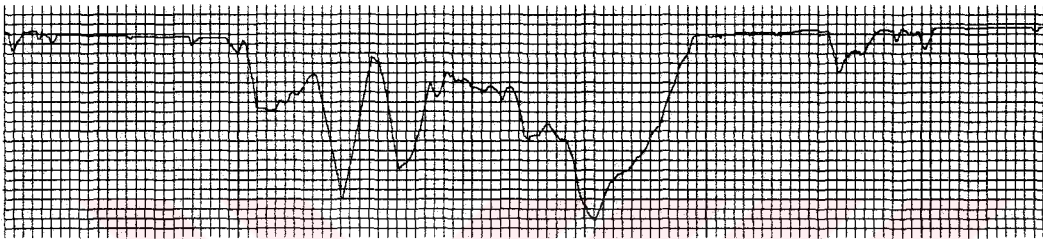


15-5-çok-p



$I Ra = 6.4 \mu m$
 $Rq = 9.6 \mu m$
 $Rz/DIN = 48 \mu m$
 $Rt = 61 \mu m$
 $Ry = 60 \mu m$
 $Sm = 607 \mu m$
 $Vv = \times 200$
 $Vh = \times 100$

15-6-az-g



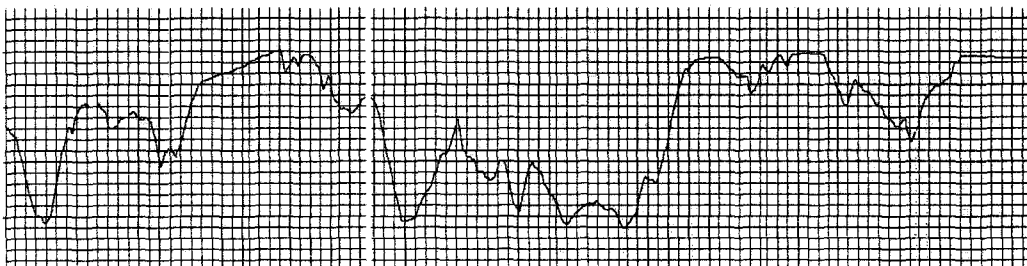
$I Ra = 136 \mu m$
 $Rq = 232 \mu m$
 $Rz/DIN = 84 \mu m$
 $Rt = 202 \mu m$
 $Ry = 173 \mu m$
 $Sm = 945 \mu m$
 $Vv = \times 200$
 $Vh = \times 100$

15-6-az-p



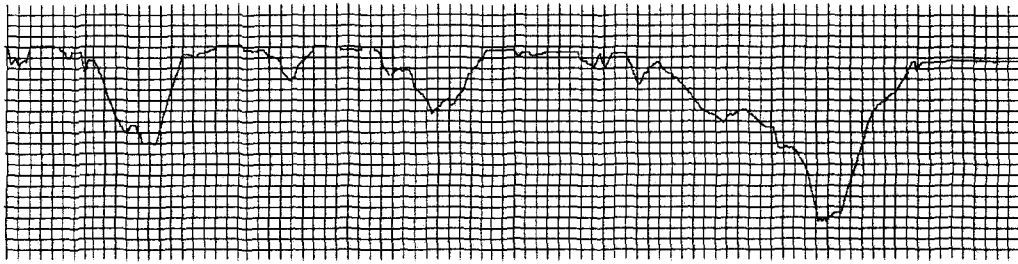
Cutoff = 2.50 mm
 Evaluation length = 12.5 mm
 Filter = CR
 $Ra = 13.0 \mu m$
 $Rq = 20.0 \mu m$
 $Rz/DIN = 91 \mu m$
 $Rt = 156 \mu m$
 $Ry = 156 \mu m$
 $Sm = 558 \mu m$
 $Vv = \times 200$
 $Vh = \times 100$

15-6-çok-g



$Ra = 16.8 \mu m$
 $Rq = 25.6 \mu m$
 $Rz/DIN = 98 \mu m$
 $Rt = 210 \mu m$
 $Ry = 160 \mu m$
 $Sm = 819 \mu m$
 $Vv = \times 200$
 $Vh = \times 100$

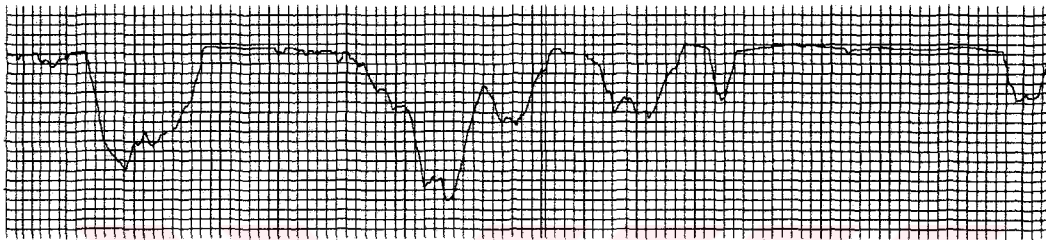
15-6-çok-p



$I Ra = 14.0 \mu m$
 $Rq = 21.4 \mu m$
 $Rz DIN = 89 \mu m$
 $Rt = 154 \mu m$
 $Ry = 154 \mu m$
 $Sm = 541 \mu m$

$W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

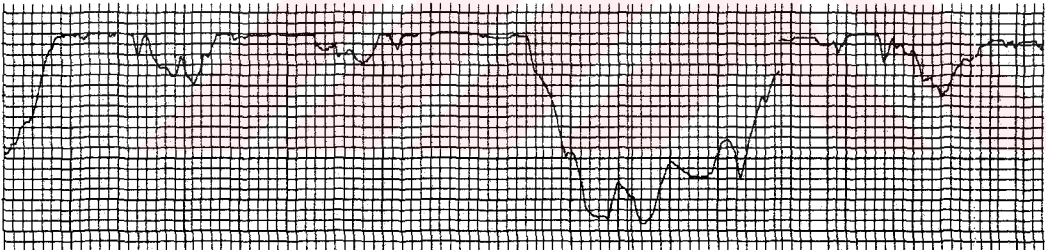
15-7-az-g



$I Ra = 17.2 \mu m$
 $Rq = 25.8 \mu m$
 $Rz DIN = 103 \mu m$
 $Rt = 168 \mu m$
 $Ry = 168 \mu m$
 $Sm = 518 \mu m$

$W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

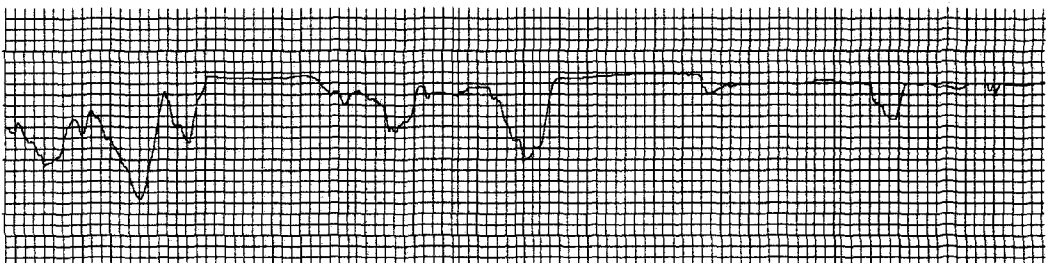
15-7-az-p



$I Ra = 21.2 \mu m$
 $Rq = 31.4 \mu m$
 $Rz DIN = 136 \mu m$
 $Rt = 201 \mu m$
 $Ry = 197 \mu m$
 $Sm = 519 \mu m$

$W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

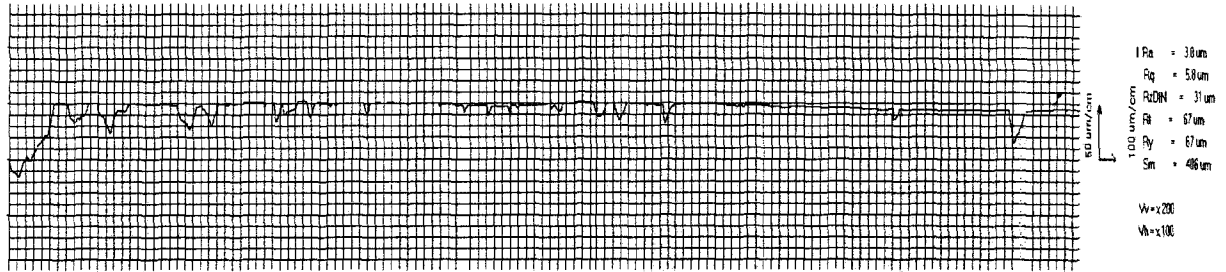
15-7-çok-g



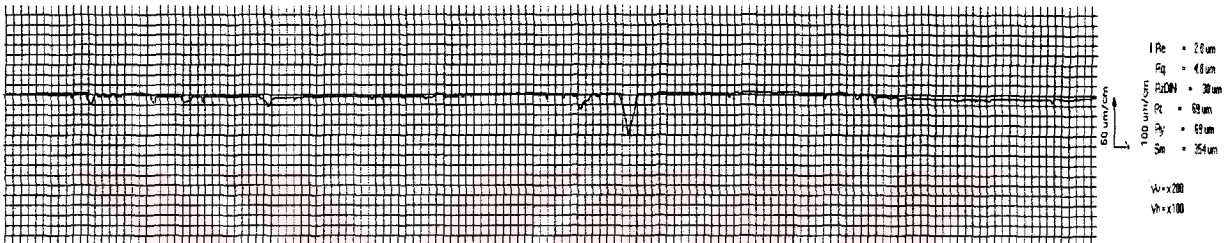
$I Ra = 14.0 \mu m$
 $Rq = 19.6 \mu m$
 $Rz DIN = 90 \mu m$
 $Rt = 122 \mu m$
 $Ry = 108 \mu m$
 $Sm = 406 \mu m$

$W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

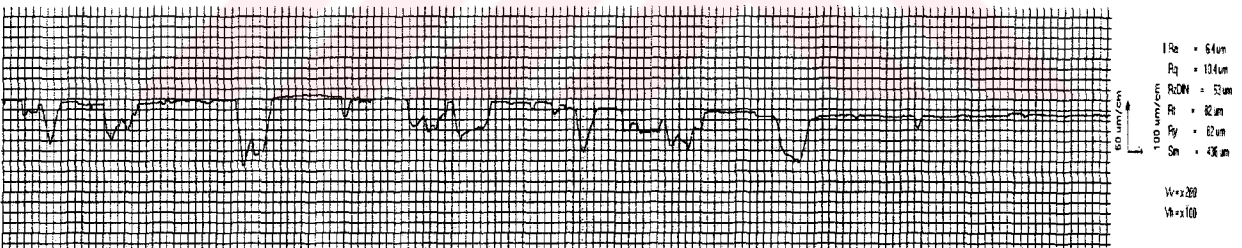
15-7-çok-p



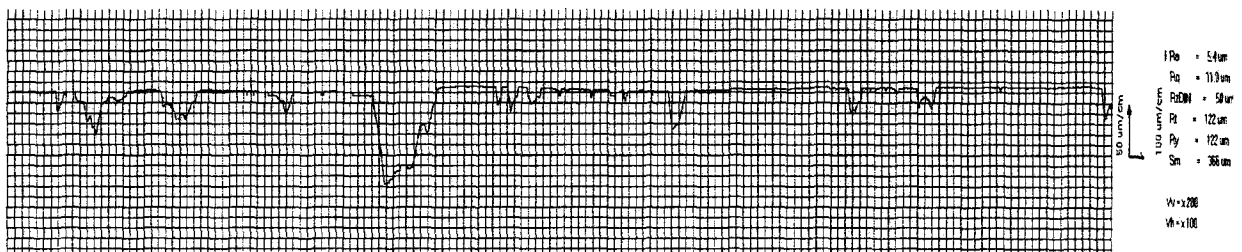
15-8-az-g



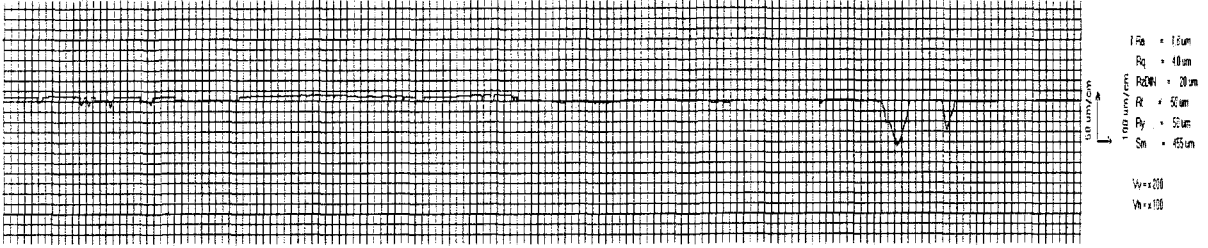
15-8-az-p



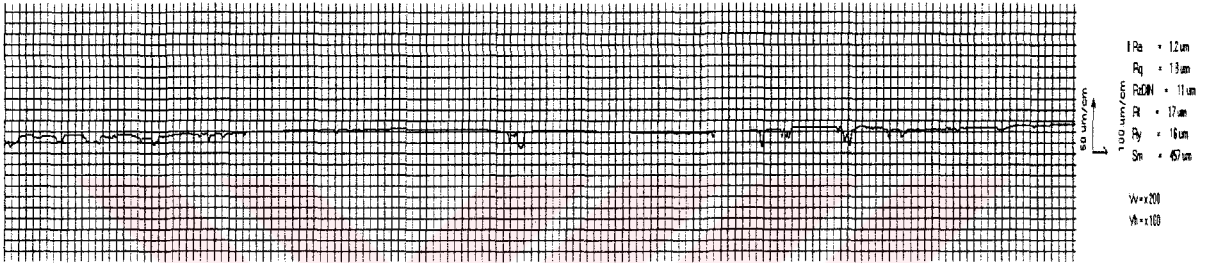
15-8-çok-g



15-8-çok-p



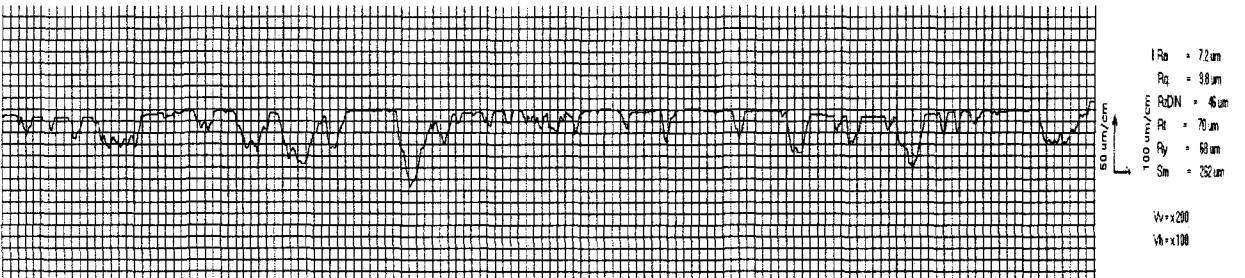
15-9-az-g



15-9-az-p

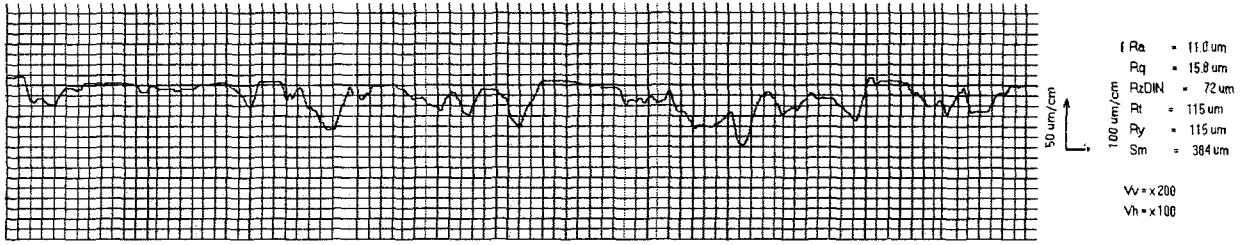


15-9-çok-g



15-9-çok-p

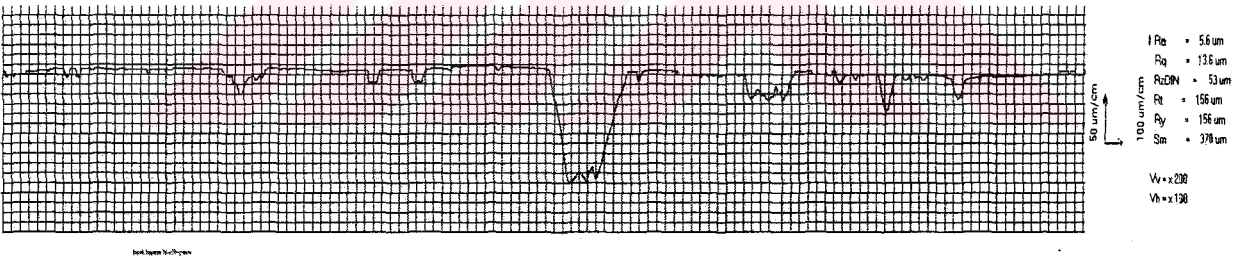
(1500 dev / dak, 5 milyon tur)



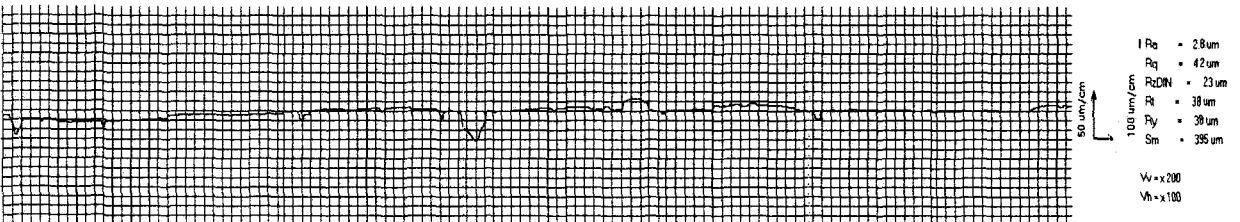
10-x1a-g



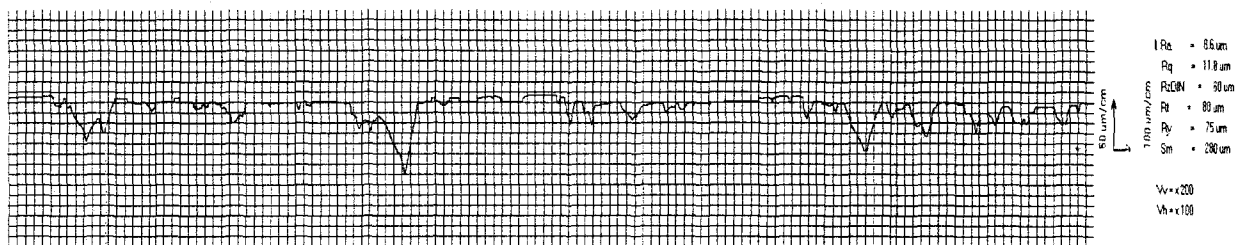
10-x1a-p



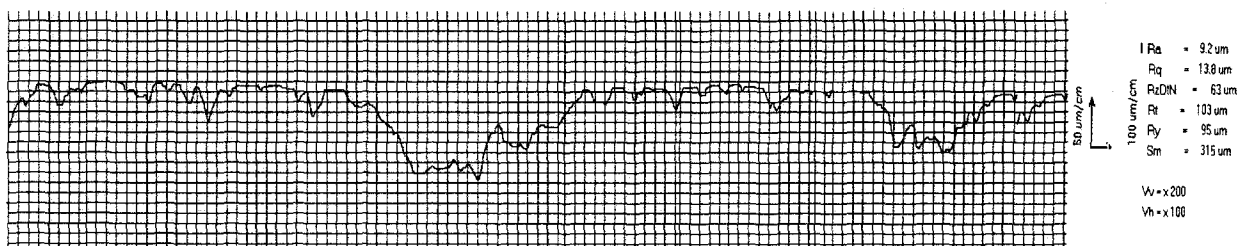
10-x1b-g



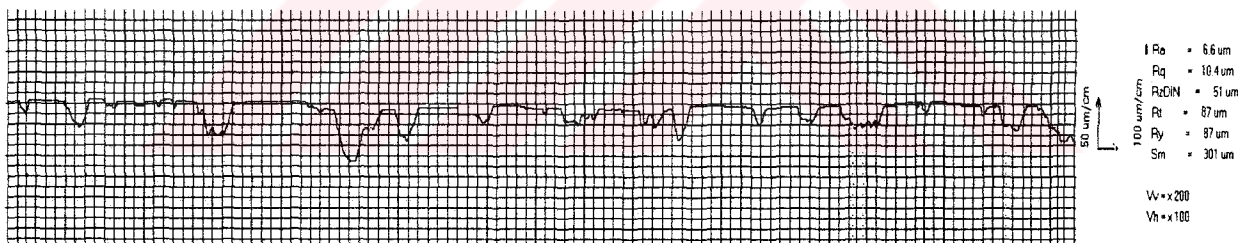
10-x1b-p



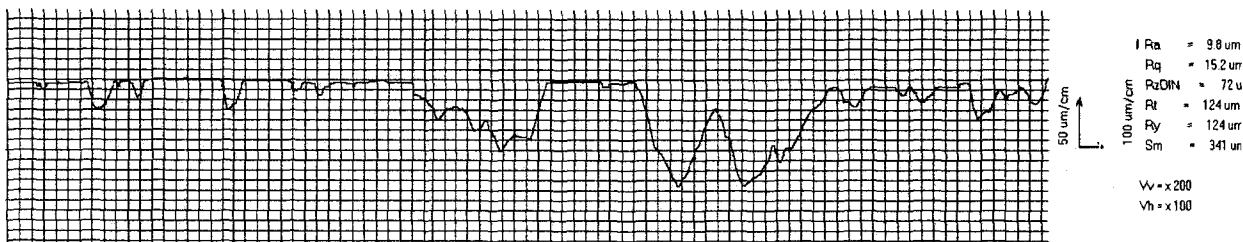
10-x7a-g



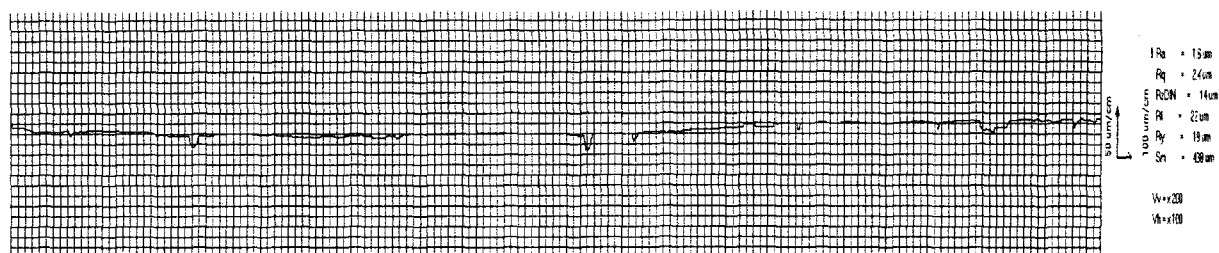
10-x7a-p



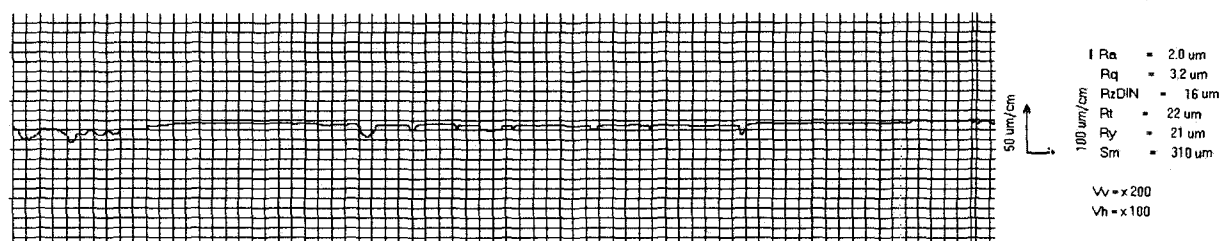
10-x7b-g



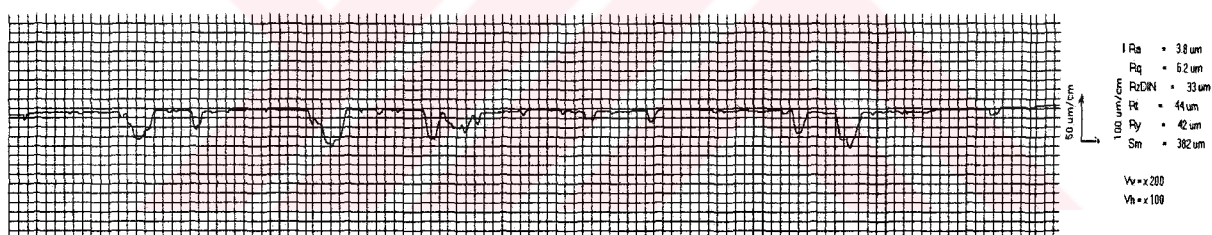
10-x7b-p



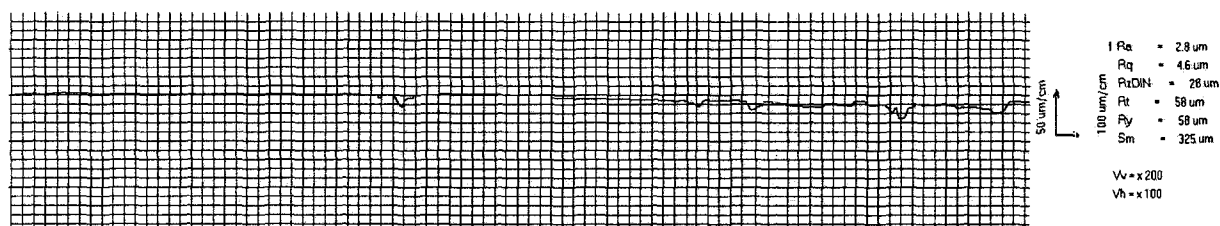
15-x1a-g



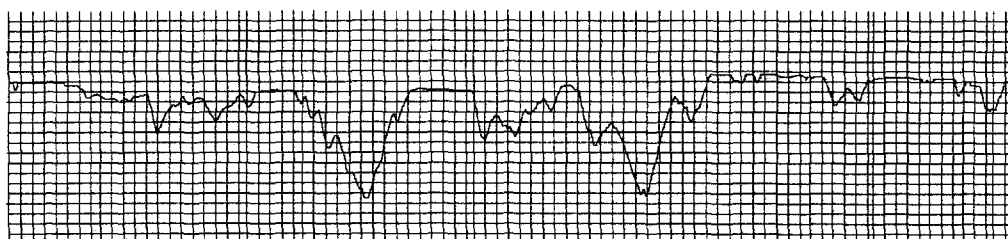
15-x1a-p



15-x1b-g



15-x1b-p



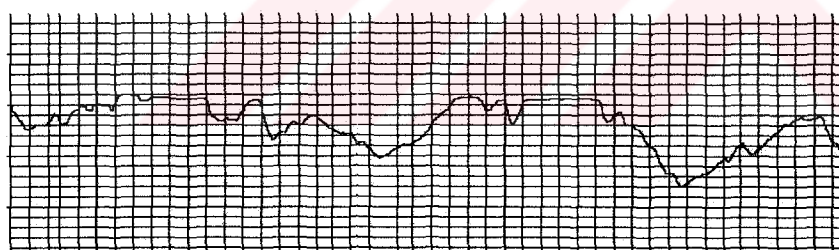
$I Ra = 16.2 \mu m$
 $Rq = 22.8 \mu m$
 $RzDIN = 102 \mu m$
 $Rt = 156 \mu m$
 $Ry = 156 \mu m$
 $Sm = 420 \mu m$
 $W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

15-x7a-g



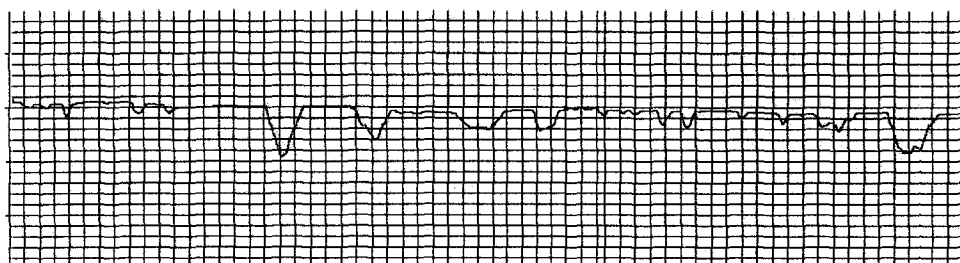
$I Ra = 7.2 \mu m$
 $Rq = 11.6 \mu m$
 $RzDIN = 59 \mu m$
 $Rt = 95 \mu m$
 $Ry = 79 \mu m$
 $Sm = 328 \mu m$
 $W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

15-x7a-p



Cutoff = 2.50 mm
 Evaluation length = 12.5 mm
 Filter = CR
 $Ra = 9.6 \mu m$
 $Rq = 14.4 \mu m$
 $RzDIN = 67 \mu m$
 $Rt = 121 \mu m$
 $Ry = 95 \mu m$
 $Sm = 444 \mu m$
 $W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

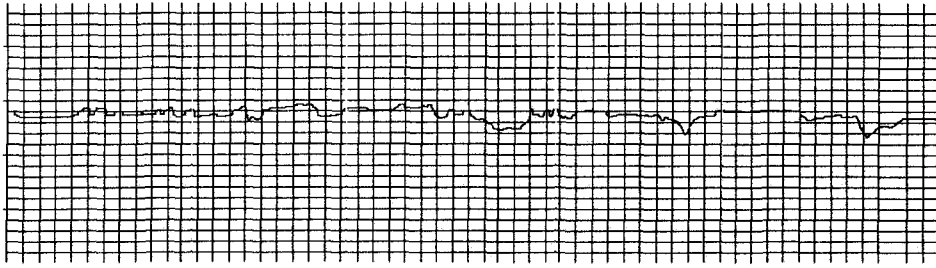
15-x7b-g



$I Ra = 5.0 \mu m$
 $Rq = 7.6 \mu m$
 $RzDIN = 40 \mu m$
 $Rt = 64 \mu m$
 $Ry = 56 \mu m$
 $Sm = 296 \mu m$
 $W = \times 200$
 $Vh = \times 100$

15-x7b-p

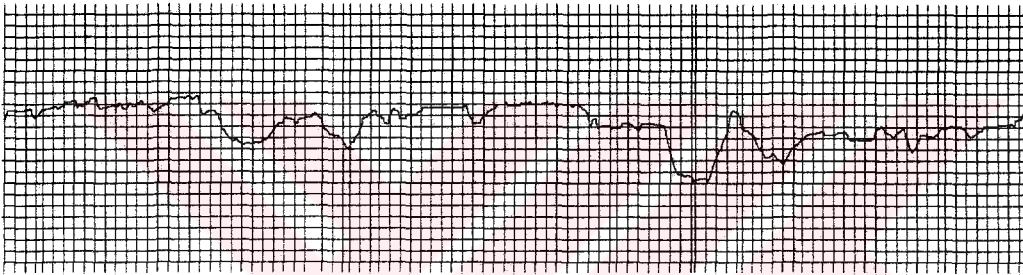
(Aşınmamış diş profilleri)



$I R_a = 4.4 \mu m$
 $R_q = 6.0 \mu m$
 $RzDIN = 31 \mu m$
 $R_t = 42 \mu m$
 $R_y = 41 \mu m$
 $S_m = 276 \mu m$

$W = \times 200$
 $V_h = \times 100$

aşınmamış-g



$I R_a = 6.4 \mu m$
 $R_q = 9.4 \mu m$
 $RzDIN = 44 \mu m$
 $R_t = 78 \mu m$
 $R_y = 78 \mu m$
 $S_m = 277 \mu m$

$W = \times 200$
 $V_h = \times 100$

aşınmamış-p

EK 4

TEMAS ÇİZGİSİ DEĞİŞİMİNE BAĞLI HERTZ BASINCI İÇİN
ÖRNEK HESAP

Verilenler:

Taksimat dairesine ait (standart) basınç açısı.....	$\alpha_0 = 20^\circ$
Eğim açısı.....	$\beta_0 = 10^\circ$
Pinyona ait profil kaydırma faktörü.....	$x_1 = +0,5 \text{ mm}$
Çarka ait profil kaydırma faktörü.....	$x_2 = -0,5 \text{ mm}$
Mile uygulanan burulma momenti (17 kg çok yük).....	$M_b = 170 \text{ Nm}$
Pinyon ve çark için normal modül (standart).....	$m_n = 3 \text{ mm}$
Pinyona ait diş sayısı.....	$z_1 = 17$
Çarka ait diş sayısı.....	$z_2 = 41$
Pinyon ve çarkın (kalınlığı) diş genişliği.....	$b = 20 \text{ mm}$
GG25 demir döküm malzeme için elastiklik modülü.....	$E = 128000 \text{ N / mm}^2$
[36]	
GG25 demir döküm malzeme için Poisson oranı.....	$\nu = 0,3$
[37]	

Formüller ve hesaplama:

Pinyon ve çarkın taksimat dairelerinin çapları;

$$d_{o1} = \frac{m_n}{\cos \beta_0} z_1 = \frac{3}{\cos 10} 17 = 51,786 \text{ mm}$$

$$d_{o2} = \frac{3}{\cos 10} 41 = 124,897 \text{ mm}$$

Pinyon ve çarkın baş dairelerinin çapları;

$$d_{b1} = d_{o1} + 2m_n(1 + x_1) = 51,786 + 2 * 3(1 + 0,5) = 60,786 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2m_n(1 - x_1) = 124,897 + 2 * 3(1 - 0,5) = 127,897 \text{ mm}$$

Helisel dişlilerde taksimat dairesine karşılık gelen alın basınç açısı;

$$\tan \alpha_{a0} = \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \beta_0} = \frac{\tan 20}{\cos 10} = 0,369 \Rightarrow \alpha_{a0} = 20,254^\circ \approx 20^\circ$$

Pinyon ve çarkın temel dairelerinin çapları;

$$d_{g1} = d_{o1} \cos \alpha_{a0} = 51,786 * \cos 20 = 48,662 \text{ mm}$$

$$d_{g2} = d_{o2} \cos \alpha_{a0} = 124,897 * \cos 20 = 117,364 \text{ mm}$$

Helisel dişlilerde temel dairesine karşılık gelen eğim açısı;

$$\tan \beta_g = \tan \beta_0 \cos \alpha_{a0} \Rightarrow \beta_g = \tan^{-1}(\tan 10 \cos 20) = 9,4^\circ$$

Helisel pinyonun temel dairesine karşılık gelen taksimat;

$$t_g = \frac{\pi}{z_1} d_{g1} = \frac{\pi}{17} 48,662 = 8,992 \text{ mm}$$

Temas alanının eni;

$$\begin{aligned} \varsigma &= \sqrt{\frac{d_{b1}^2 - d_{g1}^2}{4}} + \sqrt{\frac{d_{b2}^2 - d_{g2}^2}{4}} - \frac{(d_{o1} + d_{o2})}{2} \sin \alpha_{a0} \\ &= \sqrt{\frac{(60,786)^2 - (48,662)^2}{4}} + \sqrt{\frac{(127,897)^2 - (117,364)^2}{4}} - \frac{(51,786 + 124,897)}{2} \sin 20 \\ &= 13,412 \text{ mm} \end{aligned}$$

Helisel dişlilerin eşdeğer eğrilik yarıçapı;

$$\begin{aligned} \Sigma \rho &= \frac{\cos \beta_g}{\sin \alpha_{a0}} \left(\frac{2}{d_{o1}} + \frac{2}{d_{o2}} \right) \\ &= \frac{\cos 9,4}{\sin 20} \left(\frac{2}{51,786} + \frac{2}{124,897} \right) = 0,157 \frac{1}{\text{mm}} \end{aligned}$$

Pinyona etkiyen kuvvetin teğetsel bileşeni;

$$F_t = \frac{2M_b}{d_{01}} = \frac{2 * 170}{(10^{-3}) * 51,786} = 6565,481 \text{ N}$$

Pinyona etkiyen dış kuvveti;

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta_g \cos \alpha_{a0}} = \frac{6565,481}{\cos 4,9 \cos 20} = 7012,467 \text{ N}$$

Temas çizgisi uzunluğu;

$$l_c = 0,95 \frac{\zeta * b}{t_g \cos \beta_g} = 0,95 \frac{13,412 * 20}{8,992 \cos 9,4} = 28,725 \text{ mm}$$

Temas yarı uzunluğu;

$$a = \sqrt{\frac{8}{\pi \sum \rho} \frac{F_n}{l_c} \frac{(1 - \nu^2)}{E}} = \sqrt{\frac{8}{\pi * 0,157} \frac{7012,467}{28,725} \frac{(1 - 0,3^2)}{128000}} = 0,16778 \text{ mm}$$

Diş yüzeyinde meydana gelen maksimum Hertz basıncı;

$$P_{\max} = \frac{2}{\pi a} \frac{F_n}{l_c} = \frac{2}{0,16778 \pi} \frac{7012,467}{28,725} = 926,295 \text{ N / mm}^2$$

EK 5

**BASINÇ HESABINDA KULLANILAN HESAP FAKTÖRLERİ İÇİN
CETVELLER [36]**

Dişli Çark Malzemelerinin Mekanik Özellikleri

Malzeme	Malzeme sembolü	İşl. işlem	Kopma muk. σ_B , daN/mm ²	Akma muk. σ_{AK} , daN/mm ²	Brin.sert. H_B , daN/mm ²	Düşünceler
Çelik (TGL 14315)	GS-50.1 GS-60.1	tav- lanmış	50 60	25 32	150 175	
Makine çeligi (TGL 7960)	St 42 St 50 St 60 St 70	tav- lanmış	42...52 50...62 60...72 70...85	24 28 32 35	125 150 180 208	
İslah çelikleri (TGL 6547)	C 45 C 60 37 MnSi 5 37 MnSi 5 34 Cr 4 42 CrMo 4	İslah edilmiş	60...72 70...85 70...85 80...95 80...95 90...105	36 44 45 55 55 70	185 210 220 260 260 340	Hafif ultras- yon yoluyla yan yüzeyle- rin mukavemeti arttırılmış
Sementasyon çeligi (TGL 6546)	C 10 C 15 16 MnCr 5 15 CrNi 6 20 MnCr 5 20 MnCr 5 18 CrNi 8	Sert- leştiril- miş	42...55 50...65 80...110 90...120 100...130 110...120 120...145	25 30 60 65 70 - 80	590 637 650 650 650 650 650	σ_B ve σ_{AK} için verilen deger- ler çukirdek için geçerlidir
Alev veya in- düksiyonla sert. çelik (TGL 6773)	C 45 37 MnSi 5 40 Cr 4	Sert- leştiril- miş	65...80 90...105 90...105	40 65 65	595 568 587	gaz ile kar- bürleşmiş
Siyahür banyosunda sert. çelik	40 Cr 4 37 MnSi 5	Sert- leştiril- miş	140...180 150...190	- 100...125	595 550	
Len.graf. dök.dem. (TGL 14400)	GGL-20 GGL-25	-	20 25	-	170 210	
Küresel graf. dök.dem. (TGL 8189)	GGG-45 GGG-50 GGG-60	-	45 50 60	35 35 42	170 200 230	

CETVEL 1 (cet A 22.6)

Ömür N	Yüz. bas. hesab. bağlı olan Ömür faktörü K_{Lo} (Silindirik ve konik diş- liler için)	Mukavemet hesabına bağlı olan Ömür faktörü K_L				
		Silindirik dişliler				Konik dişliler
		160 HB	250 HB	450 HB	Semen- tasyon†	Semen- tasyon†
10^3	...	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10^4	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
10^5	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
10^6	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10^7	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

† Sementasyon halinde yüzey sertliği minimum 55 HRC olmalı.

CETVEL 2 (cet 22.10)

Dişli Çark Malzemelerinin Yüzey Basınç Özellikleri

Malzeme çiftleri						Malzeme faktörü K _z [daN/mm ²]
Pinyon			Çark			
Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü E daN/mm ²	Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü E daN/mm ²	
	St	21 000	Çelik	St	21 000	85,7
			Çelik döküm	GS-60	20 500	85,2
				GS-52	20 500	85,2
			Küresel grafitli döküm	GGO-50	17 600	81,9
				GGO-42	17 500	81,7
			Dökme kalay bronsu	D-Sn82 14	10 500	70,0
			Dökme kalay bronsu	Sn82-8	11 500	72,1
Çelik döküm	GS-60	20 500	Lamelli grafitli döküm (gri döküm)	GGL-25	12 800	74,6
				GGL-20	12 000	73,1
Küresel grafitli döküm	GGO-50	17 600	Çelik döküm	GS-52	20 500	84,7
			Küresel grafitli döküm	GGO-50	17 600	81,4
			Lamelli grafitli döküm (gri döküm)	GGL-20	12 000	72,8
Lamelli grafitli döküm (gri döküm)	GGO-50	17 600	Küresel grafitli döküm	GGO-42	17 500	78,4
			Lamelli grafitli döküm (gri döküm)	GGL-20	12 000	70,7
Lamelli grafitli döküm (gri döküm)	GGL-25	12 800	Lamelli grafitli döküm (gri döküm)	GGL-20	12 000	65,8
				GGL-20	12 000	64,8

CETVEL 3 (cet A 22.7)

$\psi_d = b/d_o$	Her iki taraftan simetrik olarak yataklanmış dişli	Asimetrik olarak yerleştirilmiş dişli		Karışık şekilde yerleşmiş dişli
		Çok rijid mil	Rijidliği daha az olan mil	
0,2	1	1	1,05	1,15
0,4	1	1,04	1,10	1,22
0,6	1,03	1,08	1,16	1,32
0,8	1,06	1,13	1,22	1,45
1,0	1,10	1,18	1,29	—
1,2	1,14	1,23	1,36	—
1,4	1,19	1,29	1,45	—
1,6	1,25	1,35	1,55	—

CETVEL 4 (cet 22.6)

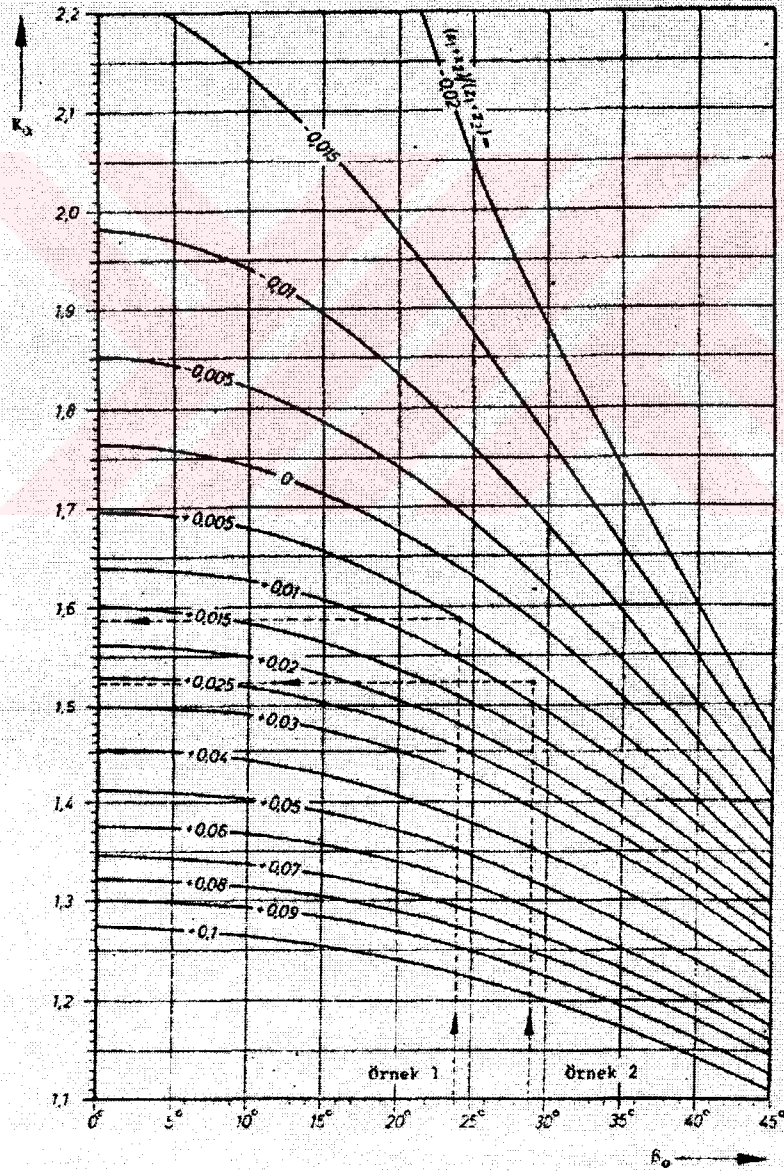
İş makinası (Yük ifadesi ile)	Motorun cinsi		
	Elektrik veya türbin	Çok silindirlil içten yanmalı	Tek silindirlil içten yanmalı
Düzensiz	1,00	1,25	1,5
Orta darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır darbeli	1,75	2,00	2,25

Düzensiz ifadesi santrifüj pompalar, sıvı karıştırıcı ;

Orta darbeli ifadesi körüklü pompalar, katı ve yarı katı karıştırıcılar,
bantlı konveyörler ;

Ağır darbeli ifadesi haddeleme, presleme değirmenler gibi makineler için geçerlidir

CETVEL 5 (cet 22.7)



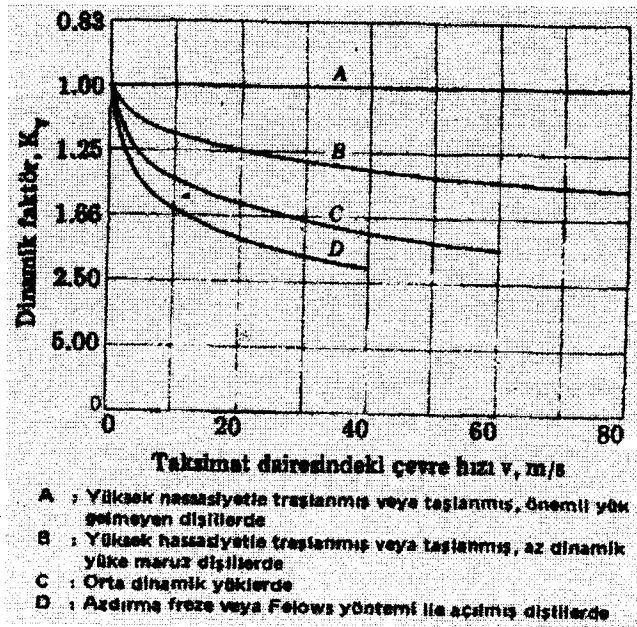
CETVEL 6 (sek 22.66)

R	z_R	K_R
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,300	0,814
99,9	3,095	0,752
99,99	3,700	0,704

CETVEL 7 (cet 22.9)

Kalite	Yüzey sertliği HB	Çevre hızı v, m/s				
		< 3	3-5	5-12	12-18	18-25
6	< 350	—	1	1.1	1.2	1.4
	> 350	—	1	1	1.1	1.2
7	< 350	1	1	1.2	1.3	1.5
	> 350	1	1	1.1	1.2	1.3
8	< 350	1.1	1.3	1.4	—	—
	> 350	1.1	1.2	1.3	—	—
9	< 350	1.2	1.4	—	—	—
	> 350	1.2	1.3	—	—	—

CETVEL 8 (cet 22.5)



CETVEL 9 (sek 22.56)

ÖZGEÇMİŞ

Burak Başaran, 1974 yılında Ankara 'da doğdu. 1992 yılında Ankara Gazi Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. Aynı yıl, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi (eski adı Anadolu Üniversitesi) Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Müh. Bölümü'nde lisans eğitimine başladı. 1996 yılında ODTÜ Makina Müh. Bölümü yüksek lisans programına dahil oldu. 1997 bahar döneminde Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. yüksek lisans programına geçiş yaptı ve aynı okulun Makina Müh. Bölümü, İmalat ve Konstrüksiyon Anabilimdalı'nda Araştırma Görevlisi oldu. Fulbright Program Of International Educational and Cultural Exchange eğitim bursunu kazanması sebebiyle, 2000 Haziran'ında bu görevinden ayrılarak, Amerika Birleşik Devletleri'ne gitti. Halen, Texas A&M Üniversitesi Makina Müh. Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine devam etmektedir.