

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM
PROGRAMLARINDA DİŞLİ TASARIMI

Mak. Müh. Hakan SÖNMEZLER

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. Boğoçlu

İSTANBUL,2006

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	v
KISALTIMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖNSÖZ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xv
1. GİRİŞ	1
1.1 Dişli Çarkların Sınıflandırılması	3
1.2 Paralel Millerle Kullanılan Dişliler	3
1.2.1 Düz (Alın) Dişliler	3
1.2.2 İç Dişliler	3
1.2.3 Kremayer (Çubuk) Dişliler	4
1.2.4 Helisel Dişliler	4
1.2.5 Çift Helisli (Ok) Dişliler	5
1.3 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler	6
1.3.1 Düz Konik Dişliler	6
1.3.2 Eğrisel Konik Dişliler	6
1.4 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler	7
1.4.1 Spiral Dişliler	7
1.4.2 Hipoid Dişliler	8
1.4.3 Sonsuz Vida Mekanizmaları	8
2. DİŞLİ ÇARKLARDA KULLANILAN ORTAK TASARIM KRİTERLERİ	9
2.1 Korozyon	9
2.2 Yağlama	9
2.2.1 Mineral Yağlar	10
2.2.2 Sentetik Yağlar	10
2.3 Dişli Çark Malzemeleri	10
2.4 Dişli Çarklarda Hatalar (DIN 3960-3964-3967)	13
2.4.1 Dişli Çarklarda Toleranslar	16
2.5 Dişli Çarkların Kontrolü	17
2.5.1 Mikrometre ile kontrol	17
2.5.1.1 Metod 1 – Form 1	18
2.5.1.2 Metod 1 – Form 2	20

2.5.2	Pim Üzerinden Kontrol.....	20
3.	DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN KONSTRÜKSİYONU.....	23
3.1	Düz Dişli Çark Mekanizmasının Standartlara Göre Boyutlandırılması	23
3.1.1	Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Parametreler	23
3.1.2	Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Büyüklükler.....	23
3.1.2.1	Çevrim Oranı	23
3.1.2.2	Çıkış Gücü ve İletilecek Döndürme Momentleri	23
3.1.3	Evolvent Dişli Çarkların Ana Boyutları	27
3.1.3.1	Diş Sayıları	27
3.1.3.2	Diş Genişlikleri.....	30
3.1.3.3	Dişli Kalitesi	32
3.1.3.4	Dişli Malzemesi.....	33
3.1.3.5	Çentik Faktörü	35
3.1.3.6	Emniyet Katsayısı.....	35
3.1.3.7	Modül.....	35
3.1.3.8	Taksimat Dairesi (DIN 867).....	39
3.1.3.9	Taksimat	40
3.1.3.10	Baş ve Taban Dairesi	40
3.1.3.11	Mil Eksenleri Arasındaki Uzaklık	41
3.1.3.12	Temel Daireler	41
3.1.3.13	Diş Başı ve Taban Yüksekliği	42
3.1.3.14	Diş Kalınlığı	43
3.1.3.15	Kavrama Eğrisi ve Kavrama Açısı	43
3.1.3.16	Kavrama Uzunluğu.....	45
3.1.3.17	Kavrama Oranı	46
3.1.4	Düz Dişli Çarklarda Tashih	47
3.1.4.1	Düzeltilme İlkeleri	47
3.1.4.2	Düzeltilme Yöntemleri	49
3.1.4.2.1	Kavrama Açısını Değiştirme	50
3.1.4.2.2	Diş Yüksekliğini Değiştirme	52
3.1.4.2.3	Diş Kalınlığını Değiştirme.....	52
3.1.4.2.4	Profil Kaydırma	53
3.1.5	Dişli Çarklardaki Mukavemet Hesapları	55
3.1.5.1	Dişli Kuvvetleri	58
3.1.5.2	Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Faktörler.....	59
3.1.5.3	Diş Dibi Mukavemeti	62
3.1.5.4	Yan Yüzey Mukavemeti.....	68
4.	DÜZ DİŞLİ HESAP PROGRAMI	78
4.1	Programın Akış Şeması	78
4.1.1	Parametreler Sekmesi	78
4.1.1.1	Diş Sayısı.....	78
4.1.1.2	Dişli Kalitesi	79
4.1.1.3	b/m Genişlik faktörü	80
4.1.1.4	K_A İşletme faktörü	80
4.1.2	Malzeme Sekmesi.....	82
4.1.3	Modül Sekmesi	82

4.1.4	Diş Geometrisi Sekmesi	85
4.1.5	Profil Kaydırma Sekmesi.....	86
4.1.6	Kuvvetler Sekmesi.....	89
4.1.7	Mukavemet Kontrolü Sekmesi	90
4.1.7.1	K_V Dinamik Faktör	91
4.1.7.2	Alın ve Malzeme Faktörleri.....	91
4.1.7.3	Gerilme Düzeltme ve Ömür Faktörleri.....	91
4.2	Örnek Uygulama.....	94
4.2.1	Parametreler	94
4.2.2	Klasik Yöntemle Hesap	95
4.2.3	Dişli Hesap Programı ile Hesap.....	101
4.2.4	Ticari Dişli Programları ile Karşılaştırma	102
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	103
KAYNAKLAR.....		104
ÖZGEÇMİŞ.....		106

SİMGE LİSTESİ

W_I	1 modül için mikrometre ölçüsü
w	Açısal hız
K_{Fa}	Alın yük dağılım faktörü
K_{Ha}	Alın yük dağılım faktörü
α_b	Basınç açısı
Z_H	Bölge faktörü
M_b	Burulma momenti
Y_X	Büyüklik faktörü
Z_X	Büyüklik faktörü
K_ζ	Çentik faktörü
σ_{Flim}	Çentiksiz muayeneden elde edilen sürekli mukavemet
v	Çevre hızı
b_d	Çevresel yan boşluk
i	Çevrim oranı
n_ζ	Çıkış devir sayısı
P_2	Çıkış gücü
M_{bc2}	Çıkış milinde çalışma momenti
K_V	Dinamik faktör
d_a	Diş başı dairesi çapı
h_a	Diş başı yüksekliği
d_f	Diş dibi dairesi çapı
K_{Fa}	Diş dibi mukavemetinde gerekli faktör
ρ	Diş dibi yuvarlatma yarıçapı
h_f	Diş dibi yüksekliği
σ_F	Diş dibindeki gerçek gerilme
σ_{Fmax}	Diş diplerinde taşınabilecek en büyük gerilme
Y_F	Diş form faktörü
s_0	Diş kalınlığı
h	Diş yüksekliği
b_y	Diş yüzeyine dik yan boşluk
w_t	Dişin birim genişliğine gelen yük
r	Dişlerin yuvarlanma dairesi yarıçapı

b	Dişli çarkın genişliği
F_D	Dişli kuvveti
z	Dişlinin diş sayısı
α_n	Dişlinin normal kavrama açısı
m_n	Dişlinin normal modülü
u	Döndüren dişli diş sayısının pinyon dişli diş sayısına oranı
d_2	Döndürülen dişli taksimat dairesi çapı
F_e	Eksenel kuvvet
a	Eksenler arası mesafe
Z_E	Elastisite faktörü
Z_c	Elastisite faktörü
E	Elastisite modülü
S	Emniyet katsayısı
σ_{Hmax}	En büyük bası gerilmesi
$K_{F\beta}$	Genişlik faktörü
$K_{H\beta}$	Genişlik faktörü
Ψ_d	Genişlik oranı
Ψ_m	Genişlik oranı
K_β	Genişlik temel faktörü
n_g	Giriş devir sayısı
P_g	Giriş gücü
M_{bc1}	Giriş milinde çalışma momenti
Y_δ	Göreceli destek sayısı
Y_R	Göreceli yüzey faktörü
σ_{F0}	Hatasız kabul edilen diş dibindeki maksimum gerilme
β	Helis açısı
Y_β	Helis faktörü
σ_{Hlim}	Hertz basıncı limit değeri
Z_V	Hız faktörü
K_A	İşletme faktörü
$K_{V\alpha}$	Kaliteye bağlı dişli faktörü
$K_{V\beta}$	Kaliteye bağlı dişli faktörü
Y_c	Kavrama faktörü

Y_c	Kavrama faktörü
ε	Kavrama oranı
e	Kavrama uzunluğu
G	Kayma modülü
Z_W	Malzeme çifti faktörü
f_p	Malzeme faktörü
σ_{Ak}	Malzemenin akma değeri
σ_{TD}	Malzemenin tam değişken mukavemet değeri
W	Mikrometre ile kontrol büyüklük ölçütü
Y_N	Ömür faktörü
Z_N	Ömür faktörü
d_r	Pim çapı
M_a	Pim üzerinden kontrol büyüklük ölçütü
d_l	Pinyon dişlisi taksimat dairesi çapı
ν	Poisson oranı
z_g'	Pratikte uygulanan sınır diş sayısı
Z_R	Pürüz faktörü
F_r	Radyal kuvvet
z_g	Sınır diş sayısı
p	Taksimat
U	Taksimat dairesi çevresi
d_0	Taksimat dairesinin çapı
F_t	Teğetsel kuvvet
B	Temas bölgesindeki şekil değişimi
r_b	Temel daire yarıçapı
Y_S	Teorik eğilme gerilmesi düzeltme faktörü
η	Verim
Z_L	Yağlama faktörü
ρ	Yağların yoğunluğu
σ_H	Yan yüzeyde oluşan basınç
f_w	Yük düzeltme faktörü
N	Yük tekrarı cinsinden ömür
σ_{HC}	Yüzey basıncı

KISALTIMA LİSTESİ

AGMA	American Gear Manufacturers Association
ANSI	American National Standards Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineering
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
DIN	Deutsche Industrie Norm
ISO	International Standards Organization
TSE	Türk Standartları Enstitüsü

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Düz (alın) dişli (Emerson, 2005).....	3
Şekil 1.2 Düz dişli (dış) (Emerson, 2005).....	4
Şekil 1.3 Kremayer dişli (çubuk) (Emerson, 2005).....	4
Şekil 1.4 Helisel Dişli (Emerson, 2005).....	5
Şekil 1.5 Çift helisli ok dişli (Emerson, 2005).....	5
Şekil 1.6 Düz konik dişli (Emerson, 2005).....	6
Şekil 1.7 Spiral konik dişli (Emerson, 2005).....	7
Şekil 1.8 Spiral dişliler (Emerson, 2005).....	7
Şekil 1.9 Hipoid dişli (Emerson, 2005).....	8
Şekil 1.10 Sonsuz vida mekanizması (Emerson, 2005).....	8
Şekil 2.1 Dişli çarklarda hatalar.....	14
Şekil 2.2 Dişli mikrometresi ile ölçüm.....	18
Şekil 2.3 Düz dişliler için pim üstünden kontrol (Düzgün, 1999).....	20
Şekil 3.1 Alttan kesme sınır durumu (Cürgül,2005).....	28
Şekil 3.2 Sınır diş sayısı ve alttan kesilme (Cürgül, 2005).....	30
Şekil 3.3 Dişlerin Yükleme Durumları (Akkurt, 2000).....	31
Şekil 3.4 Diş form faktörü YF (DIN 3990).....	37
Şekil 3.5 Düz dişlilerde temel büyüklükler.....	40
Şekil 3.6 Normal silindirik düz dişliye ait ölçüler.....	41
Şekil 3.7 Temel daireler.....	42
Şekil 3.8 Silindirik düz dişli için diş formu (DIN 867).....	42
Şekil 3.9 Kavrama eğrisinin oluşumu (Cürgül, 2005).....	43
Şekil 3.10 Evolvent profilli dişliye ait kavrama eğrisi (Cürgül, 2005).....	44
Şekil 3.11 Sikloid profilli dişliye ait kavrama eğrisi (Cürgül, 2005).....	44
Şekil 3.12 Kavrama uzunluğu (Cürgül, 2005).....	45
Şekil 3.13 Diş başı yüksekliklerinin limit değerleri (Cürgül, 2005).....	48
Şekil 3.14 Aktif Profil.....	49
Şekil 3.15 Kavrama açısının değiştirilmesi.....	50
Şekil 3.16 Sivri tepe diş durumu.....	51
Şekil 3.17 Tıknaz diş.....	52
Şekil 3.18 Profil kaydırma.....	53
Şekil 3.19 Profil kaydırma sonucu oluşan farklı mekanizmalar.....	54

Şekil 3.20 Kuvvet yönlerinin kavrama boyunca değişimi (Babalık, 2002)	55
Şekil 3.21 İki diş çiftinin temas hali	57
Şekil 3.22 Dişlerin yüklenme durumları (Akkurt, 2000)	58
Şekil 3.23 Dişlerin kavrama halinde döndüren ve döndürülen dişlere etkiyen kuvvetler	58
Şekil 3.24 Diş kuvvetinin diş başından etkimesi halinde oluşan gerilmeler (DIN 3990)	63
Şekil 3.25 Dişli kuvvetinin eğimi	64
Şekil 3.26 Y_S Gerilme düzeltme faktörü	67
Şekil 3.27 Y_N Ömür faktörü	67
Şekil 3.28 İki silindirin temas noktasında oluşan basınç (Babalık,2002).....	68
Şekil 3.29 Z_H Bölge faktörü	70
Şekil 3.30 Z_e Kavrama faktörü	70
Şekil 3.31 Z_N Ömür faktörü.....	73
Şekil 3.32 Z_L Yağlama faktörü	74
Şekil 3.33 Z_V Hız faktörü	75
Şekil 3.34 Z_R Pürüz faktörü.....	75
Şekil 3.35 ISO.VG Endüstriyel yağların vizkozitelerinin sıcaklıkla değişimi	76
Şekil 3.36 Z_X Büyüklük faktörü	77
Şekil 4.1 Parametreler sekmesinin ekran görüntüsü.....	78
Şekil 4.2 Diş sayısı ekran görüntüsü	79
Şekil 4.3 Dişli kalitesi ekran görüntüsü.....	79
Şekil 4.4 b/m Genişlik faktörü ekran görüntüsü.....	80
Şekil 4.5 KA İşletme faktörü ekran görüntüsü.....	80
Şekil 4.6 Parametreler ekranına ait akış şeması	81
Şekil 4.7 Malzeme sekmesinin ekran görüntüsü	82
Şekil 4.8 Modül sekmesinin ekran görüntüsü	83
Şekil 4.9 Modül seçimi ekran görüntüsü.....	83
Şekil 4.10 Modül seçimi akış şeması	84
Şekil 4.11 Diş geometrisi sekmesi ekran görüntüsü.....	85
Şekil 4.12 Profil Kaydırma sekmesi ekran görüntüsü	86
Şekil 4.13 Toplam profil kaydırma faktörü seçimi ekran görüntüsü.....	87
Şekil 4.14 Profil kaydırma katsayılarının paylaşılması ekran görüntüsü (hızlıdan yavaşa) .	87
Şekil 4.15 Profil kaydırma katsayılarının paylaşılması ekran görüntüsü (yavaştan hızlıya)	88
Şekil 4.16 Profil kaydırma sekmesi akış şeması	89

Şekil 4.17 Kuvvetler sekmesi ekran görüntüsü	90
Şekil 4.18 Mukavemet sekmesi ekran görüntüsü	90
Şekil 4.19 Genişlik faktörü K_{β} seçimi ekran görüntüsü	91
Şekil 4.20 Gerilme düzeltme faktörü Y_S seçimi ekran görüntüsü	92
Şekil 4.21 Ömür faktörü Y_N seçimi ekran görüntüsü	92
Şekil 4.22 Malzeme çifti faktörü Z_W seçimi ekran görüntüsü.....	93
Şekil 4.23 Büyüklük faktörü Z_X seçimi ekran görüntüsü	93
Şekil 4.24 Ömür faktörü Z_N seçimi ekran görüntüsü	94

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Sementasyon çelikleri (DIN 17210) ve otomat çelikleri (DIN 1651).....	11
Çizelge 2.2 Eğilme ve burulma için titreşimli ve tam değişken mukavemet değerleri.....	12
Çizelge 2.3 7 ve 8. Kalitede dişli çarklarda müsaade edilen hatalar (μm).....	15
Çizelge 2.4 Silindirik dişlilerde yataklar arası ölçüler için tolerans cetveli (DIN 3964).....	16
Çizelge 2.5 Düz dişliler için mikrometre ile kontrol (Düzgün, 1999).....	19
Çizelge 2.6 $\alpha_0=20$ olan düz dişlilerde pim üstü kontrol (DIN 3976) (Düzgün, 1999).....	21
Çizelge 3.1 Mekanizma verim değerleri (Akkurt, 2000).....	24
Çizelge 3.2 K_A İşletme faktörü (DIN 3990).....	25
Çizelge 3.3 Yük sınıflandırmaları (Yılmaz Redüktör Genel Katalog).....	26
Çizelge 3.4 Farklı kavrama açılarında sınır diş sayıları.....	30
Çizelge 3.5 Yüzey kalitesi ve yataklama durumuna göre genişlik sayıları (Bozacı, 2000).....	31
Çizelge 3.6 Düz ve helisel dişliler için b/d_1 oranları (Babalık, 2002).....	31
Çizelge 3.7 Çevresel hıza göre tavsiye edilen dişli kaliteleri (Düzgün, 1999).....	32
Çizelge 3.8 Üretim yöntemi, çevre hızı ve uygulama alanına göre dişli kaliteleri (DIN 3964).....	33
Çizelge 3.9 Dişli malzemelerinin değerleri (Rende, 1996).....	34
Çizelge 3.10 Diş form faktörü YF (DIN 3990).....	36
Çizelge 3.11 Yataklama şekline göre tavsiye edilen modül aralıkları.....	37
Çizelge 3.12 $K_{H\alpha}$ ve $K_{H\beta}$ Alın yük dağılım faktörleri.....	38
Çizelge 3.13 Standart modül değerleri (DIN 3960).....	38
Çizelge 3.14 Standart modül değerleri (ISO R701 / TS 429).....	39
Çizelge 3.15 Kavrama oranının diş yüksekliğine göre değişimi.....	52
Çizelge 3.16 $K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$	61
Çizelge 3.17 K_{β} Genişlik temel faktörü.....	62
Çizelge 3.18 Yük düzeltme faktörü f_w (DIN 3990).....	62
Çizelge 3.19 Malzeme faktörü f_p (DIN 3990).....	62
Çizelge 3.20 ZE Malzeme faktörü.....	72
Çizelge 3.21 Çevre hızına göre yağlama yöntemleri.....	73
Çizelge 3.22 ZW Malzeme çifti faktörü.....	75

ÖNSÖZ

Dişli çarklar, kuvvet ve hareket iletiminde kullanılan ve mekanik sistemlerde sıklıkla tercih edilen makine elemanlarıdır. Dişli çarkların tasarımında, tasarımın kendisinden beklenen görevi yerine getirebilirliğinin yanı sıra, bu tasarımda kullanılan parametrelerin, verilmiş kararların, yapılan varsayımların ilgili standartlara uygunluğu istenir.

Elle yapılan dişli hesaplarında harcanan süreyi, yapılan hataları ve dolayısı ile artan maliyetleri en aza indirebilmek için bilgisayar sistemlerinden faydalanmak, giderek daha verimli bir alternatif haline gelmektedir. Bu bakımdan, bahsedilen yöntemlerin hayata geçirilmesi tüm bu tasarım sürecini kökten değiştirmektedir.

Çalışmalarım sırasında katkılarını ve yardımını esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Muharrem Erdem BOĞOÇLU'ya teşekkürü borç bilirim.

İstanbul, 2006

Hakan SÖNMEZLER

ÖZET

Hakan SÖNMEZLER

Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi

Dişli çarklar, miller arasında hareket ve kuvvet aktarımı yapan makine elemanlarıdır. Güç aktarımının söz konusu olduğu, otomotivden tıbbi aletlere kadar pek çok sistemde kullanılmaktadırlar.

Dişli çarkların tasarımında kullanılan yöntemlerin dezavantajları; harcanan sürenin fazla olması, kullanılan yöntemlerin hataya açık olması ve dolayısı ile tasarım maliyetlerinin yüksek olmasıdır. Tasarımın gereksinimleri karşılayabilmesinin yanısıra, uluslararası standartlara uygunluğu da hedefler arasındadır.

Yüksek hızlı bilgisayar sistemlerinin artan bir hızla gelişmesi ve bu sistemlerin ekonomik olarak kullanılabilirliğinin artması, hemen her mühendislik alanında olduğu gibi makine mühendisliğinde de alışıldık yöntemlere alternatifler sunmaktadır. Tasarımcının belli kurallar, formüller, tablolar gibi veritabanlarının yanı sıra kendi muhakemesini de kullanarak oluşturabileceği bir veritabanı sayesinde, sistemin hangi ölçekte incelendiğine bağlı olarak tasarım kriterlerinin bir kısmının ya da tamamının bir bilgisayar programı tarafından tasarlanması ya da tasarımcının karar aşamasında desteklenmesi mümkündür.

Bu çalışmada, dişli çarklara ait genel bilgiler verilmiş, bilgisayar destekli dişli tasarımına örnek olması açısından evolvent profilli düz silindirik dişlilerin tasarlanabildiği bir program Visual Studio C#.NET dilinde görsel olarak yazılmıştır. Örnek bir vaka incelemesi yapılmış, dişli çiftinin önce standartlara uygun klasik yöntemlerle hesabı yapılmış, ardından “Dişli Hesap Programı” yardımı ile sonuçlar elde edilip karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Düz dişli çarklar, CAD, makine elemanları, tasarım, program

JÜRİ:

Kabul Tarihi: 16.03.2006

Sayfa Sayısı: 106

1. Yrd.Doç.Dr. Muharrem Erdem BOĞOÇLU (Danışman)

2. Doç.Dr. Ferhat DİKMEN

3. Prof.Dr. Ahmet Dursun ALKAN

ABSTRACT

Hakan SÖNMEZLER

Mechanical Engineering, M.S.Thesis

Gears are machine elements mostly used for transmitting motion and power through one shaft to another. From automotive industry to medical solutions, gears are being used whenever power transmission is mentioned.

The disadvantages of the classic gear design methodology is the period of time spent, the human error factor, thus the higher design costs. A gear is not only required to fulfill some specific needs, but also to be designed according to the international standards and codes.

As high speed computers are gaining popularity with an ever increasing speed and being more and more affordable, alternative methodologies are being offered to mechanical engineering, as are most engineering disciplines. With the help of a database consisting of previous user experience, technical codes, formulas, tables and standards, the user is able to have a computer program design some or all of the criteria set for a design, or consult the database for a specific need.

A description and classification information has been given in this study, and a program was written for involute cylinder spur gears in Visual Studio C# .NET application. A case study comparing the conventional design according to DIN and the computer program's results has been conducted.

Keywords: Spur gears, CAD, machine elements, design, program

JURY:

Date: 16.03.2006

Pages: 106

1. Yrd.Doç.Dr. Muharrem Erdem BOĞOÇLU (Supervisor)

2. Doç.Dr. Ferhat DİKMEN

3. Prof.Dr. Ahmet Dursun ALKAN

1. GİRİŞ

Yüksek hızlı bilgisayar sistemlerinin artan bir hızla gelişmesi ve bu sistemlerin ekonomik olarak kullanılabilirliğinin artması, hemen her mühendislik alanında olduğu gibi makine mühendisliğinde de alışıldık yöntemlere giderek artan sayıda ve kalitede alternatifler sunmaktadır. Özellikle karmaşık şekilli bir geometrinin gerçek kuvvetler altındaki davranışını analitik yollarla incelemek yerine, sayısal temelli çözüm önerileri kabul görmeye başlamıştır. “Uzman Sistem” adı verilen bir yaklaşım ile, tasarımcının belli kurallar, formüller, tablolar gibi veritabanlarının yanı sıra kendi muhakemesini de kullanarak oluşturabileceği bir veritabanı sayesinde, sistemin ne ölçekte incelendiğine bağlı olarak, tasarım kriterlerinin bir kısmını ya da tamamının bir bilgisayar programı tarafından tasarlanması, ya da tasarımcının karar aşamasında destek alması mümkündür.

Dişli çarklar, kuvvet ve hareket iletiminde kullanılan ve mekanik sistemlerde sıklıkla tercih edilen makine elemanlarıdır. Dişli çarkların tasarımında, tasarımın kendisinden beklenen görevi yerine getirebilirliğinin yanı sıra, bu tasarımda kullanılan parametrelerin, verilmiş kararların, yapılan varsayımların ilgili standartlara uygunluğu istenir.

Fetvacı ve İmrak'ın (2003,2004) düz dişlilerde görsel materyallerin bilgisayar ortamında elde edilmesiyle ilgili çalışmada, dişlilerin imalatı sırasında gerçekleşen sürecin simülasyonu yapılmış, kremayer takımla dişli imalatının bilgisayar ortamında simüle edilmesi sayesinde dişli çarklara ait resim ve animasyonlar elde edilmiştir. Diş profili kullanıcıdan alınan parametreler ile oluşturulmuş, yazılan program ile kremayer takım geometrisinin ve takım yerleşiminin diş geometrisi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Evolvent düz dişli profiline ait nokta koordinatlarının bulunması için Litvin'in geliştirmiş olduğu, evolvent ve trokoid formdaki eğrilerin parametrik formülleri kullanılmıştır. Burada elde edilen ifadeler ile GWBASIC dilinde yazılan program, diş sayısı, modül, kavrama açısı, profil kaydırma faktörü gibi parametreleri girdi olarak kabul ederek, diş profilini oluşturan noktaların koordinatlarını ve diş profiline ait büyüklükleri hesaplamaktadır. Buradan elde edilen noktalar, GRAPHER uygulaması ile görsel dişli resimleri haline getirilebilmekte, ya da yapısal analiz uygulamalarında kullanılmak üzere 2D ya da 3D model elde edilebilmektedir.

Karpat vd (2000) yaptıkları çalışmada, dişli çarkların ön tasarım ve sonlu elemanlar analizini kolaylaştıracak, olası hesap hatalarını ve süresini en aza indireyecek bir bilgisayar programını tanıtmışlardır. Visual Basic dilinde yazılan programla, düz, helisel, konik ve sonsuz vida dişli mekanizmalarının boyutlandırılması ve AutoCAD 2000 programında dişlilerin 2D profillerinin elde edilmesi gerçekleştirilmiştir. Burada da Colbourne'un önermiş

olduğu geometrik ifadeler kullanılmıştır.

Özkan ve Gülesin'in (1999) yaptıkları çalışmada, uzman sistem yaklaşımı ile civata ve dişli çarkların seçimini gerçekleştiren bir bilgisayar programı yazılmıştır. Veritabanında bulunan ilgili kurallar, sistem tarafından yorumlanarak elemanların tipi ve alt eleman tiplerini seçmek için gerekli faktörler belirlenmiştir. Diğer çalışmalardan farklı olarak, LEONARDO programlama dilinin yapay zekaya yatkın bir dil olması sebebiyle kullanılacak dişli veya civata tipini, çözülecek probleme göre program kendisi belirleyebilmektedir.

Hughson'un (1978) Ford Motor Company için geliştirdiği GODA5 (Gear Optimization and Design Analysis 5) yazılımı, otomotiv sektörüne özel dişli tasarımlarında, önceden yapılmış hataları ve sonuçları içeren bir veritabanı oluşturularak bilinen Lewis eşitliklerinin dışına çıkan çeşitli kurallardan faydalanmıştır. İlk versiyonu 1950'li yıllara dayanan uygulamada, otomotiv sektöründe kullanılacak olan dişlilerde mutlaka aranan özellikler olan diş oranlarının ve basınç açılarının diş kavrama oranlarını maksimuma çıkarken oluşan gürültünün minimumda tutulması ana hedefler olarak seçilmiştir.

Bu çalışmada, kullanıcıdan alınan başlangıç parametrelerine uygun olarak düz dişli çarkların boyutlarını, geometrisini, mukavemet hesaplarını yapabilecek ve hesaplamalar sırasında gerekli olabilecek katsayı seçimlerinde kullanıcıya yardımcı olacak ve oluşan geometrinin herhangi bir CAD uygulamasında kullanılabilmesi için gerekli çıktıyı oluşturan bir bilgisayar programı C# .NET dilinde yazılmıştır. Örnek olarak seçilen dişli mekanizmalarına ait hesaplamaların bu program ile alınan sonuçları elle yapılan sonuçlarla karşılaştırılıp sonuçların tutarlılığı araştırılmıştır.

1.1 Dişli Çarkların Sınıflandırılması

Dişli çarklar, iki mil arasında şekil bağıyla kuvvet ve dolayısıyla hareket ileten makine elemanlarıdır. Eş çalışan en az iki adet dişli çarktan meydana gelen sisteme de dişli çark mekanizması adı verilir. Dişli çark mekanizmalarında millerin birbirlerine göre konumları,

- Paralel
 - Kesişen
 - Aykırı
- durumda olabilir.

1.2 Paralel Millerle Kullanılan Dişliler

1.2.1 Düz (Alın) Dişliler

Paralel milleri bağlamak amacıyla kullanılan düz dişli çarklarda, döndüren ve döndürülen dişliler ters yönde dönmektedir. Diğer dişlere kıyasla tasarımı en kolay dişli türüdür. Dişler aksenal kuvvetlere maruz kalmazlar. Şekil 1.1’de alın dişliler görülmektedir.

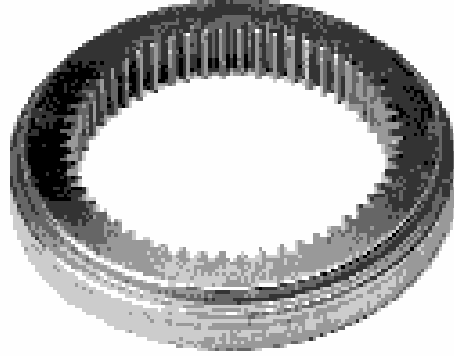


Şekil 1.1 Düz (alın) dişli (Emerson, 2005)

1.2.2 İç Dişliler

İç dişli mekanizmalarda, dış alın dişli pinyon çark iç tarafına dış açılmış delik dişliyi kavrar, böylece her iki dişli de aynı yönde döner. İç dişli mekanizmalarında iç bükey ve dış bükey iki yüzey birbirleriyle temas halinde olduğundan birbirlerine yaslanmaları dış dişli çark mekanizmalarından daha iyidir. Bu nedenle, yüzey basıncı daha düşük, mukavemeti daha

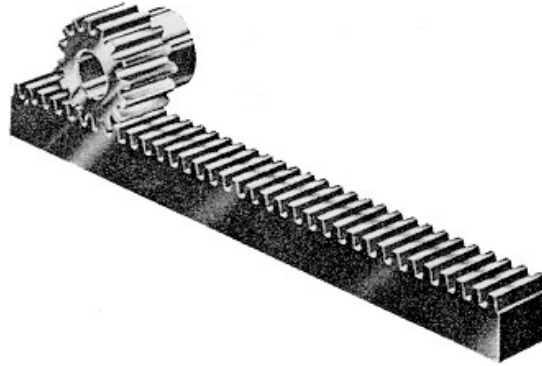
yüksek, kavrama oranı daha büyüktür. Planet mekanizmaları, elastik kaplinler, fren tamburu bu dişlilerin kullanıldığı çeşitli alanlardır. Şekil 1.2’de iç dişliler görünmektedir.



Şekil 1.2 Düz dişli (dış) (Emerson, 2005)

1.2.3 Kremayer (Çubuk) Dişliler

Dişli çapı sonsuza götürülürse kremayer dişliler elde edilir. Çoğunlukla düz formdadır, ancak helisel ve çift helisel kremayer dişliler de mevcuttur. Dönme hareketini ilerleme hareketine dönüştürmek için kullanıldığı gibi, düz, helisel, çift helisel dişli imalatında da kullanılır. Şekil 1.3’te kremayer dişliler görünmektedir.



Şekil 1.3 Kremayer dişli (çubuk) (Emerson, 2005)

1.2.4 Helisel Dişliler

Helisel dişli çarklarda diş alımları çark eksenine paralel olmayıp β açısı altında sağ veya sol yöne eğimlidirler. Helisel dişli çarklardan oluşan mekanizmalarda dişler birbirlerini tüm genişlikte darbe şeklinde kavradıklarından düz dişli çark mekanizmalarına göre daha gürültüsüz çalışırlar. Birbirini kavramış diş sayısı da daima 1’den fazla olduğu için hem

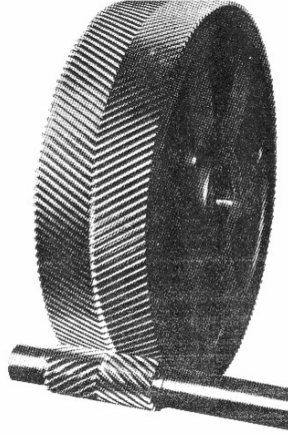
taşıyabilen kuvvetler hem de kavrama oranı daha büyük, izin verilen minimum diş sayısı daha küçüktür. Şekil 2.4'te helisel dişliler görülmektedir.



Şekil 1.4 Helisel Dişli (Emerson, 2005)

1.2.5 Çift Helisli (Ok) Dişliler

Bu dişlilerin diş formu yan yana getirilmiş karşıt iki helis şeklindedir. Helisel dişlilerde görülen aksenal kuvvetler çift helis dişlilerde görülmez. Şekil 2,5'te çift helis dişli görülmektedir.



Şekil 1.5 Çift helisli ok dişli (Emerson, 2005)

1.3 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler

1.3.1 Düz Konik Dişliler

Eksenleri ile kesişen iki mil arasında güç ve hareketi sabit bir çevrim oranı ile ileten konik dişli çark mekanizmaları, dönme sırasında birbirleri üzerine kaymaksızın yuvarlanan iki koniye sahiptirler. Kesişme açısı $\delta < 90$, $\delta = 90$, $\delta > 90$ olabilse de, pratikte en sık rastlanan durum $\delta = 90$ durumudur. Koniğin genişlik boyunca dişlerin şekline göre isimlendirilirler. Şekil 1.6'da düz konik dişlilere verilmiş bir örnek görülebilir.



Şekil 1.6 Düz konik dişli (Emerson, 2005)

1.3.2 Eğrisel Konik Dişliler

Yüksek hızlarda daha sessiz çalışma için dişleri helisel biçimde açılmış eğrisel konik dişliler kullanılır. Dişli çifti teması kesmeden diğer dişliler temasa geçtikleri için kinematik olarak düzgün çalışabilen dişlilerdir. Bu dişliler için kullanılan eğri türleri spiral ve evolvent profil türleridir. Şekil 1.7'de spiral konik dişliler görülmektedir.



Şekil 1.7 Spiral konik dişli (Emerson, 2005)

1.4 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler

1.4.1 Spiral Dişliler

Helisel iki dişlinin aykırı eksenlerde çalıştırılması ile elde edilir. Dişlilerin helis yönleri genelde aynı yöne doğrudur. Bu tür dişli mekanizmalarında nokta teması söz konusu olmasından dolayı sadece küçük çevrim oranları ve küçük güçler için kullanılabilir. Bu nedenle ağır darbeli yüklerde tercih edilmezler. Şekil 2.8'de spiral dişliler görülmektedir.



Şekil 1.8 Spiral dişliler (Emerson, 2005)

1.4.2 Hipoid Dişliler

Spiral konik dişlilere benzemekle beraber pinyon mili kaydırılmıştır. Dolayısıyla dişli eksenleri kesişmez. Otomobil diferansiyellerinde sıklıkla kullanılır. Şekil 2.9'da hipoid dişliler görülmektedir.



Şekil 1.9 Hipoid dişli (Emerson, 2005)

1.4.3 Sonsuz Vida Mekanizmaları

Sonsuz vida mekanizmaları spiral dişli mekanizmalarının özel bir hali olup aralarındaki çaprazlık açısı 90° olan aykırı miller arasında hareket iletirler. Dişler arasındaki temas noktasal olmayıp, çizgisel olduğundan spiral dişlilere göre daha büyük yük nakledebilir ve büyük çevrim oranları sağlarlar. Tek veya çok ağızlı bir vida (genelde döndüren) ile döndürülen dişli çarktan oluşur. Genel olarak hacimlerine oranla çok büyük gc iletilebilen, gürültüsüz ve darbesiz çalışan mekanizmalardır. Şekil 2.10'da sonsuz vida mekanizması görülmektedir.



Şekil 1.10 Sonsuz vida mekanizması (Emerson, 2005)

2. DİŞLİ ÇARKLARDA KULLANILAN ORTAK TASARIM KRİTERLERİ

2.1 Korozyon

Korozyon kimyasal olarak malzemeye zarar veren, malzemeyi bozan, kalite kaybına yolaçan ve özelliklerine zarar veren bir hatadır. Korozyon tamamen normal ve doğal bir işlemdir. Nadiren tam olarak yok edilebilir. Paslanmaz çelikler hariç tüm çelikler, demir oksit veya pas oluşumu olarak ifade edilen korozyon olayıyla karşı karşıya gelir. Bu durum uygun malzeme seçimi, tasarım, çeşitli metal ve metal olmayan malzemelerle kaplama, ve bazen de çalışma ortamını değiştirerek minimuma indirgenebilir. Bu metallere en sıklıkla kullanılanları çinko, kadmiyum ve kromdur. Bakır kaplama da kullanılmaktadır, fakat pas oluşumunu önlemede öncelik karbürize edilmiş parçalardır.

Gerilme korozyon kırılması; çalışma ortamı, çevresinden kolaylıkla etkilenen malzeme kullanımı ve eşdeğer gerilme değerinin üstünde etki eden gerilmeler nedeniyle meydana gelir. Sıcaklık kırılmaya belirgin şekilde etki eden bir faktördür. Malzemeye dışardan uygulanan akma gerilmesi değerinin altındaki yükler dişli malzemesinde artık gerilmeler oluşturabilir. Pitting oluşumu gerilme korozyon kırılması ile birleşmiştir. Durgun ortam pitting oluşumu için oldukça elverişli bir ortamdır. Gerilme korozyon kırılmasına karşı alüminyum ve paslanmaz çelikler sıklıkla kullanılan metallere aittir.

2.2 Yağlama

Dişli çark mekanizmalarının yağlanması önemi oldukça büyüktür. Uygun bir yağlama ile, yüzeyler arasındaki sürtünme ve dolayısıyla aşınma azalır, sürtünmeden dolayı oluşan ısının iletimini sağlar, makina elemanlarını korozyona karşı korur ve bu yağlama sırasında harcanan yağ ile kaplin ve yataklar da yağlanmış olur.

Dişli çark mekanizmalarının yağlanmasında gres yağı ve sıvı yağ uygulanır. Gres yağı ile yağlama ısı iletimi iyi olmadığından çok küçük güçlerde ve devir sayılarında ($v = 4 \text{ m/s}$) çalışan redüktörlerde uygulanır.

Çok yumuşak gres yağının kullanılması durumunda daha hızlı çalışan redüktörler gres yağı ile yağlanır. Kutunun içi gres yağı ile tam doldurulmamalıdır. Dişlileri sıvı yağa daldırma (yağ banyosu), büyük ve hızlı çalışan redüktörlerde yağ püskürtme ve yağ sisi oluşturarak yapılan yağlama yöntemleri vardır.

2.2.1 Mineral Yağlar

Mineral bazlı (maden) endüstriyel sıvı yağlar ISO tarafından 40 ° C ta mm²/s cinsinden yuvarlatılmış ortalama kinematik viskoziteler ; 2,3,5, ... 1000 ve 1500 şeklinde 18 viskozite sınıfına ayrılmıştır (DIN 51511).

2.2.2 Sentetik Yağlar

Kimyasal sentez yöntemiyle üretilen ve özel alanlarda kullanılan sentetik yağlar çok kaliteli ancak çok pahalı yağlardır. Katkılı mineral yağlarla zor tutuşma, viskozitenin sıcaklıkla fazla değişmemesi gibi arzu edilen özellikler elde edilemezse sentetik yağların kullanılması düşünülebilir.

Sentetik yağlar kimyasal açıdan sadece C ve H içeren hidrokarbonlar ve sentetik sıvılar olarak iki grupta incelenir. Sentetik hidrokarbonlar; polialfaolefin(PAO), alkilbenzol (DAB), polizobuten (PIB); sentetik sıvılar ise polifenileter, polifloralkileter, silikon yağ ve fosfor asiti esteridir.

Sentetik yağların avantajları, termik dayanım, zor oksitlenme, viskozite-sıcaklık değişiminin büyük olmaması, çok düşük ve çok yüksek sıcaklıklarda kullanılabilmesi ve zor tutuşmasıdır. Korozyon, zehirleyebilme, her malzemeyle uyum sağlamama, her katkıyı içinde çözümlenememe ve yüksek fiyatı da dezavantajlarıdır.

2.3 Dişli Çark Malzemeleri

Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetlerini geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör de malzemedir. Güç ileten dişliler çelikten, hassas cihazlarda olduğu gibi yalnız devir iletenlerde bronz, naylon, teflon ve sinterlenmiş malzemeden imal edilirler. Önemsiz ve çok düşük hızlarda çalışan dişli çarklar dökme demirden de imal edilebilirler.

Başta karbonlu ve alaşımlı çelikler birim hacme göre büyük yük taşıma kabiliyetine ve birim ağırlığa göre düşük maliyete sahip olduklarından, dişli çarkların imalinde en çok kullanılan malzemelerdir. DIN 17210 standardı ile sementasyon (Çizelge 2.1)ve ıslah çelikleri, DIN 1651 standardı ile otomat çelikleri standartlaştırılmıştır. Çeliklerin seçilmesi kopma ve buna bağlı olarak yorulma mukavemeti ve uygulanacak ısıl işleme göre yapılır.

Dişli çarkların dişleri hakkında yük taşıma bakımından iç kısmının eğilmeye ve dış kısmının pitting aşınmasına dayanıklı olması istenmektedir. Bu koşullar yüzey sertleştirme ile gerçekleşir. Bu nedenle dişli çarklarda ısıl işlem önemli rol oynar. Dişli çarkların yüzey sertleştirilmesinde kullanılan yöntemler sementasyon, endüksiyon, alev ve nitürleme ile sertleştirilmiştir.

Sementasyon çelikleri sürekli mukavemetin istendiği yerlerde dişli çarkın dış yüzeyinin aşınmaması için sert, iç kısmının ise elastikliğinin korunması için sünekliğin korunmasının arzu edildiği hallerde kullanılır. Dişli çarklar başta olmak üzere vidalı mil, krank mil, pernolar, çok kamalı mil gibi elemanlarda çok kullanılır. İçindeki karbon oranı %0,22'den, toplam alaşım oranı da %5'ten azdır. Krom en çok % 2.1 , Mn %1.4 , ve Ni %2.1 oranında bulunabilir. Sementasyon işlemi için karbon miktarı %0.1 ile %0.20 (%0.25) arasında olan çelikler seçilir. Yüzey sertliği ve sertleştirilen tabakanın kalınlığı önemlidir. Sementasyon sertleşmesi sıvı (tuz banyosu), gaz, ve kömür tozu (katı) ile yapılabilir.

Islah çelikleri, çeliğin sertleştirilip tavllanmasıyla mukavemet ve süneklik özelliğinin iyileştirilmesiyle elde edilir. Islah çeliklerinde karbon oranı %0,2 ile %0,6 arasında değişir. Alaşım maddesi olarak Cr, Ni ve Mo bulunabilir. Kopma mukavemeti $R_m = 500 - 1900 \text{ N/mm}^2$ arasındadır. Alaşimsız çeliklerin ıslahı ancak küçük boyutlu parçalarda mümkündür. Islah çelikleri 250 mm kalınlık veya çapa kadar hadde ürünleriyle kalıpta veya serbest dövme parçaların üretiminde (özellikle darbeli veya değişken yük altında çalışacaklarsa) ve dişli çarkların imalatında kullanılır.

Çizelge 2.1 Sementasyon çelikleri (DIN 17210) ve otomat çelikleri (DIN 1651)

Malzeme	Kısa Malz. No	Karşılaştırmalar			Kopma Muk.		Sürekli Mukavemet Değerleri N/mm^2									Teknolojik Özellikler		Teknolojik Özellikler
		Fiyat	Talaş v	Talaş vv	N/mm^2	%	Çeki-Bası			Eğilme			Burulma			1	2	
Gösterimi	No	%	%	%	$R_m (\sigma_k)$	A-5	I	II	III	I	II	III	I	II	III	1	2	
C 10	1.0301	122	100	140	420-520	19	250	250	190	360	360	250	170	170	150	1	-	1 : Çok iyi 2 : İyi 3x : Özel yöntemle kaynak 1 Kaynak edilebilme 2 Endüksiyon. Sertleştirme
Ck 10	1.1121	144	100	140														
10 S 20	1.0721	140	60	80														
C 15	1.0401	122		140	500-650	16	300	300	220	430	430	300	210	210	180	1	-	I : Statik yük II : Titreşimli yük III : Tam değişken yük
Ck 15	1.1141	144	100															
15 Cr 3	1.7015	165	110	150														
16MnCr 5	1.7131	190	110	150	800-1100	10	600	600	360	870	870	480	420	420	290	3x	-	
20MnCr 5	1.7147	210	115	160	1000-1300	8	700	700	450	1010	1010	600	490	490	360	3x	-	
18 CrNi 8	1.5920	290	130	180	1200-1400	7	800	800	540	1160	1160	720	560	560	430	3x	-	
Tüm çeliklerde ulaşılabilen sertlik : HRC 59 C 15, 16 MnCr 5 ve 20 MnCr 5 tercih edilir.																		

Sertleştirme işleminin çok kısa bir zaman sürecinde gerçekleştiği endüksiyon ile sertleştirmede dişlerin sertlik durumu sertleştirme yöntemine bağlıdır. Bu bakımdan dişin iç kısmı tamamen sertleşebilir ve bu durumda darbeler karşısında dişler çok çabuk kırılır. Kullanılacak çeliğin karbon miktarının % 0,4 ile % 0,6 arasında olması tavsiye edilir.

Alevle yüzey sertleştirme endüksiyon sertleştirmenin bir çeşididir.

Nitrüleme ile yüzey sertleştirmede çok sert fakat sementasyon işleminde olduğu gibi düzgün ve ince bir sertleştirilmiş tabaka elde edilir. Bu yöntemle sertleştirilen tabakanın çok ince olması, sonraki mekanik işlemlerde bu tabakanın kaybolma olasılığını yaratır.

Dişli çarkın imalatını hangi malzemedan yapacağımızı kestirebilmek için, seçeceğimiz malzemenin sürekli mukavemet değeri hakkında fikir sahibi olmakta yarar vardır (Çizelge 2.2).

Çizelge 2.2 Eğilme ve burulma için titreşimli ve tam değişken mukavemet değerleri

Malzeme	Eğilme		Burulma	
	$\sigma_{eT} \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{eTD} \text{ N/mm}^2$	$\tau_{TN} \text{ N/mm}^2$	$\tau_{TD} \text{ N/mm}^2$
İnşaat Çelikleri				
St37	340	200	170	140
St42	360	220	180	150
St50	420	260	210	180
St60	470	300	230	210
St70	520	340	260	240
İslah Çelikleri				
C22, Ck22	480	280	250	190
C35, Ck35	550	330	300	230
C45, Ck45	620	370	340	260
40Mn4,25CrMo4,37Cr4,46Cr2	750	440	450	300
41Cr4,34CrMo4	820	480	550	330
42 CrMo 4, 50 CrV 4	940	530	630	370
30CrNiMo8, 36CrMoV4,32CrMo12	1040	600	730	420

Sementasyon Çelikleri				
C15,Ck15	420	280	210	180
15Cr3	560	350	280	210
16MnCr5	700(840)	420	430	270
15CrNi6	900	550	450	300
20MnCr5	980	600	490	340
18CrNi8,17CrNiMo8	1060	650	550	410

2.4 Dişli Çarklarda Hatalar (DIN 3960-3964-3967)

İmalat sırasında dişli çarklarda meydana gelen hatalar: dişli taslağının imalatında, diş açmada ve dişlinin montajında oluşan hatalardır. Bu nedenle dişli çarkın kontrolü; taslağın kontrolü, diş açmadan sonra kontrol ve montajdan sonra kontrol şeklinde üç aşamadan oluşmalıdır. Alman standardı DIN 3960, bu hataların türlerini ve sınır değerlerine göre dişli kalitelerini belirlemiştir.

Her bir hata türü için ISO toleranslarında 12 kalite tespit edilmiş olup, hassas kaliteler master dişliler içindir. Dişli çevresel hızı arttıkça hataların gürültüye, diş ömrünün azalmasına etkenliği de artar, bu nedenle daha hassas kalitede dişlilere gereksinim vardır. 1 m/s den küçük çevresel hızlar için kalite 12–10 yeterli olup, 12 m/s den büyük hızlar için kalite 5'e uygun olarak imal edilmelidir.

Sıfır dişlilerde diş kalınlığının nominal büyüklüğü $p/2$ ye eşittir, ancak dişler arası boşluğu sağlamak için biraz daha küçük imal edilirler. Bu küçüklük de 12 kaliteye ayrılmış olup her biri h, g, f, e, d, c, b, a, h' , g' , f' , e' , d' , c' , b' ve a' tolerans bölgelerine ayrılmıştır. En küçük boşluk h, en büyük boşluk da a toleransı ile gösterilir.

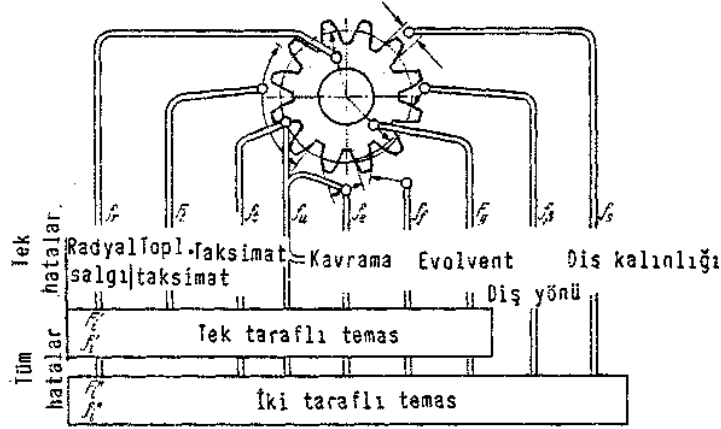
İmalat sırasında dişli çarklarda, meydana gelen hatalar: dişli taslağının imalatında, diş açmada ve dişlinin montajında oluşan hatalardır. Bu nedenle dişli çarkların kontrolünün taslağın kontrolü, diş açmadan sonra kontrolü ve montajdan sonra kontrolü olmak üzere üç aşamada

gerçekleştirilmesi gerekir.

Diş açmada diş profilinde ve buna bağlı olan boyutlarda meydana gelen hatalar tek tek veya tüm olarak ifade edilebilir. Bu ifade şekline göre tek hatayı veya tüm hataları ölçen veya kontrol eden sistemler mevcuttur.

Tek tek ifade edilen hatalar ve bunların simgelenme tarzı, DIN3962'ye göre, Şekil 2.1 yardımı ile şu şekilde ifade edilebilir:

- Bir dişe düşen taksimat hatası f_t
- Diş kalınlığı hatası f_s
- Radyal salgı f_r
- Toplam taksimat hatası F_t
- Temel dairesi hatası F_g
- Taksimat atlaması f_u
- Kavrama taksimat hatası f_c
- Diş yönü hatası f_β



Şekil 2.1 Dişli çarklarda hatalar

Bu hatalara ait izin verilen değerler dişli çarkların kalitesine, taksimat dairesine ve modüle göre belirlenmiştir, örneğin Çizelge 2.3'de $m=1,6$ ile 4 arasında değişen 7. ve 8. kalite için dişli çarkların izin verilen hatalar gösterilmiştir.

Çizelge 2.3 7 ve 8. Kalitede dişli çarklarda müsaade edilen hatalar (μm)

	Taksimat dairesi çapı (mm)						
	12...	25...	50....	100...	200...	400...	800...
	...25	...50	...100	...200	...400	...800	...1600
$f_t f_e f_u f_f$	9	10	11	12	14	18	22
F_c	8	8	9	10	12	14	18
F_t	32	36	40	45	50	63	80
F_s	20	22	25	28	32	36	40
F_r	28	32	36	40	45	50	56
$f_t f_e f_u f_f$	12	14	16	18	20	25	32
F_c	11	11	12	14	18	20	25
F_t	45	50	56	63	71	90	110
F_s	28	32	36	40	45	50	56
F_r	40	45	50	56	63	71	80

Eş çalışan iki dişliden birinin dişi, diğer dişlinin dişleri arasındaki boşluğa tam olarak girerse bir kilitleme meydana gelir. Bu nedenle dişli çarklarda hareket iletimi olabilmesi için dişler arasında bir yan boşluk bırakılması gereklidir. Dişli çarkların çalışmasını önemli ölçüde etkileyen yan boşluk, diş yüzeyine dik (b_y) yani kavrama doğrusu üzerinde veya çevresel yan boşluk (b_d) olarak isimlendirilen, yuvarlanma daireleri üzerinde ölçülür.

$$b_y = b_d \cdot \cos(\alpha) \quad (2.1)$$

Yan boşluk, diş kalınlığını küçültmek veya eksenler arası mesafeyi büyütmek veya her iki yöntem uygulanabilir. Pratikte en çok uygulanan birinci, yöntemdir.

$$s_0 = \frac{\pi m}{2} \quad (2.2)$$

2.4.1 Dişli Çarklarda Toleranslar

Teorik diş kalınlığı, tolerans değerleri ile küçültülür. Pratik bakımından bu küçültme kesici takım vasıtasıyla yapılır. Mekanizmayı oluşturan dişli çarklar eksenler arası mesafeye göre monte edildiği halde, yan boşluk kendiliğinden meydana gelir. Pratikte yan boşluk dişlerin kalınlığı (s_0) ve eksenler arası mesafe (a), toleranslarına bağlı olarak tayin edilir.

Diş kalınlığı toleransı dişli kalitelerine dahil edilmemiştir fakat kalite açısından dolaylı olarak önemlidir. Diş kalınlıklarında sıkılık söz konusu olmayıp, sadece boşluk olabileceği için toleransın sıfır çizgisinden mesafesini ifade açısından harf olarak a ile h küçük boşluğu gösterir, tolerans aralığı ise 21 – 30 arası tespit edilmiştir. Aralık 21 dar bir boşluk, aralık 30 ise geniş bir boşluk anlamına gelir. Makine imalatında çok küçük yan yüzey boşluklarına gereksinim duyulmadığı hallerde cd24 - cd26 toleransları tercih edilir. Dişe dinamik yük gelmiyorsa daha kaba olan c, be veya b tolerans dizisi seçilir. Çok küçük yan yüzey boşlukları isteniyorsa d, e ve f tolerans dizileri seçilmelidir.

Çizelge 2.4 Silindirik dişlilerde yataklar arası ölçüler için tolerans cetveli (DIN 3964)

DİŞLİ KALİTELERİ		Kalite 1...3		Kalite 4...6		Kalite 7...9		Kalite 10...11	
		ISO TOLERANS js							
		(değerler mikrondur.)							
a	5	6	7	8	9	10	11		
10	+ 4	+ 5,5	+ 9	+ 13,5	+ 21,5	+ 35	+ 55		
18	- 4	- 5,5	- 9	- 13,5	- 21,5	- 35	- 55		
18	+ 4,5	+ 6,5	+ 10,5	+ 16,5	+ 26	+ 42	+ 65		
30	- 4,5	- 6,5	- 10,5	- 16,5	- 26	- 42	- 65		
30	+ 5,5	+ 8	+ 12,5	+ 19,5	+ 31	+ 50	+ 80		
50	- 5,5	- 8	- 12,5	- 19,5	- 31	- 50	- 80		
50	+ 6,5	+ 9,5	+ 15	+ 23	+ 37	+ 60	+ 95		
80	- 6,5	- 9,5	- 15	- 23	- 37	- 60	- 95		
80	+ 7,5	+ 11	+ 17,5	+ 27	+ 43,5	+ 70	+ 110		
120	- 7,5	- 11	- 17,5	- 27	- 43,5	- 70	- 110		
120	+ 9	+ 12,5	+ 20	+ 31,5	+ 50	+ 80	+ 125		
180	- 9	- 12,5	- 20	- 31,5	- 50	- 80	- 125		
180	+ 10	+ 14,5	+ 23	+ 36	+ 57,5	+ 92,5	+ 145		
250	- 10	- 14,5	- 23	- 36	- 57,5	- 92,5	- 145		
250	+ 11,5	+ 16	+ 26	+ 40,5	+ 65	+ 105	+ 160		
315	- 11,5	- 16	- 26	- 40,5	- 65	- 105	- 160		
315	+ 12,5	+ 18	+ 28,5	+ 44,5	+ 70	+ 115	+ 180		
400	- 12,5	- 18	- 28,5	- 44,5	- 70	- 115	- 180		
400	+ 13,5	+ 20	+ 31,5	+ 48,5	+ 77,5	+ 125	+ 200		
500	- 13,5	- 20	- 31,5	- 48,5	- 77,5	- 125	- 200		
500	+ 14	+ 22	+ 35	+ 55	+ 87	+ 140	+ 220		
630	- 14	- 22	- 35	- 55	- 87	- 140	- 220		
630	+ 16	+ 25	+ 40	+ 62	+ 100	+ 160	+ 250		
800	- 16	- 25	- 40	- 62	- 100	- 160	- 250		
800	+ 18	+ 28	+ 45	+ 70	+ 115	+ 180	+ 280		
1000	- 18	- 28	- 45	- 70	- 115	- 180	- 280		
1000	+ 21	+ 33	+ 52	+ 82	+ 130	+ 210	+ 330		
1250	- 21	- 33	- 52	- 82	- 130	- 210	- 330		
1250	+ 25	+ 39	+ 62	+ 97	+ 155	+ 250	+ 390		
1600	- 25	- 39	- 62	- 97	- 155	- 250	- 390		
1600	+ 30	+ 46	+ 75	+ 115	+ 185	+ 300	+ 460		
2000	- 30	- 46	- 75	- 115	- 185	- 300	- 460		
2000	+ 35	+ 55	+ 87	+ 140	+ 220	+ 350	+ 550		
2500	- 35	- 55	- 87	- 140	- 220	- 350	- 550		
2500	+ 43	+ 67	+ 105	+ 165	+ 270	+ 430	+ 675		
3150	- 43	- 67	- 105	- 165	- 270	- 430	- 675		

Pratikte eş çalışan dişlilerde işleve göre şu toleranslar önerilir:

- Küçük dişli e/ büyük dişli f:

Takım tezgahlarında dönme yönün değiştiren dişliler, türbinler, otomobillerde yüksek vites dişlileri, sessiz mekanizmalar, taşlanmış veya raspalanmış dişliler, küçük yan yüzey boşluğu.

- Küçük dişli c/ büyük dişli d:

Düzgün dönene normal mekanizmalar, raspalanmış veya frezelenmiş dişliler, yan yüzey boşluğu orta, otomobillerin küçük ve geri vites dişlileri, küçük pres dişlileri.

- Küçük dişli b/ büyük dişli c:

Büyük boşluklu ve çevresel hızı 3 m/s'den küçük dişli mekanizmalar

- Küçük dişli a/ büyük dişli a:

Döküm dişliler, çevresel hızı 1 m/s'den küçük dişliler.

2.5 Dişli Çarkların Kontrolü

Dişli kalınlığı toleransını kontrol edebilmek için daha imalat aşamasında bunun ölçülmesi gerekmektedir. Ancak yay şeklindeki bu büyüklüğü ölçmek kolay değildir. Alın dişlilerde, k adet diş seçilerek en sağ ve en sol yan yüzeylere teğet olan paralel düzlemler arası mesafe ölçülür: W (DIN 3960).

$$W = m_n \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \left[(z' - 0.5) \pi + z \cdot \text{inv}(\alpha_t) \right] \pm 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin(\alpha_n) \quad (2.3)$$

Dişlilerin doğruluğunu kontrol için genel olarak,

1) Dişler üzerinden mikrometre ile kontrolü yapılır (W)

2) Pimler üzerinden kontrolü yapılır (M_a). Ayrıca çok çeşitli kontrol aletleri ile dişlinin

yanak profili, hatve salgısı, yalpası, sertliği kontrol edilir.

2.5.1 Mikrometre ile kontrol

Dişlinin diş sayısına göre kaç diş üzerinden ölçülmesi gerektiği

Çizelge 2.5'te görülmektedir. Burada;

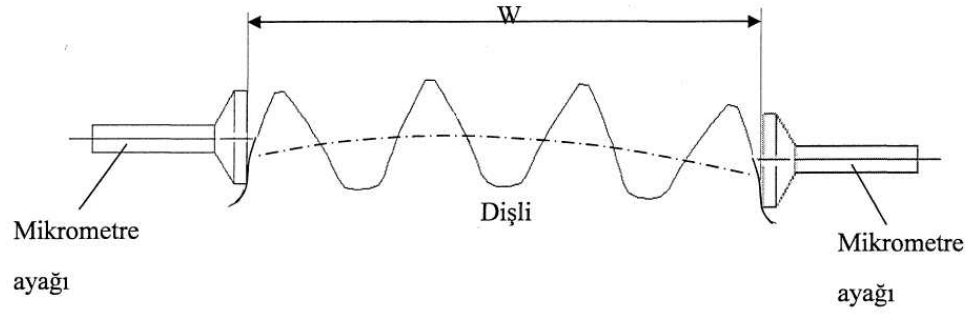
z : Dişlinin diş sayısı

z' : Ölçüm yapılacak diş sayısı

W_1 : 1 modül için miktar

2.5.1.1 Metod 1 – Form 1

Silindirik düz ve silindirik helis dişlilerde mikrometre (W) ölçüsünü hesaplamada kullanılır.



Şekil 2.2 Dişli mikrometresi ile ölçüm

Çizelge 2.5 Düz dişliler için mikrometre ile kontrol (Düzgün, 1999)

z	z'	W _z	z	z'	W ₁	z	z'	W ₁	z	z'	W ₁	z	z'	W ₁
			51	6	16,9510	101	12	35,3640	151	17	50,8250	201	23	69,2380
			52	6	16,9650	102	12	35,3781	152	17	50,8390	202	23	69,2520
			53	6	16,9790	103	12	35,3921	153	18	50,8531	203	23	69,2660
			54	7	19,3451	104	12	35,4061	154	18	50,8671	204	23	69,2800
			55	7	19,3591	105	12	35,4201	155	18	50,8811	205	23	69,2940
			56	7	19,3732	106	12	35,4341	156	18	50,8951	206	23	69,3080
			57	7	19,3872	107	12	35,4481	157	18	50,9091	207	24	72,2742
8	2	4,5402	58	7	20,0012	108	13	38,4142	158	18	50,9231	208	24	72,2882
9	2	4,5542	59	7	20,0152	109	13	38,4282	159	18	50,9371	209	24	72,3022
10	2	4,5683	60	7	20,0292	110	13	38,4422	160	18	50,9511	210	24	72,3162
11	2	4,5822	61	7	20,0432	111	13	38,4562	161	18	50,9651	211	24	72,3302
12	2	4,5963	62	7	20,0572	112	13	38,4702	162	19	50,9791	212	24	72,3442
13	2	4,6103	63	8	22,0213	113	13	38,4842	163	19	50,9931	213	24	72,3582
14	2	4,6243	64	8	22,0353	114	13	38,4982	164	19	51,0071	214	24	72,3722
15	2	4,6383	65	8	22,0493	115	13	38,5123	165	19	51,0211	215	24	72,3862
16	2	4,6523	66	8	22,0633	116	13	38,5262	166	19	51,0351	216	25	75,3524
17	2	4,6663	67	8	22,0773	117	14	41,4924	167	19	51,0491	217	25	75,3664
18	3	7,6324	68	8	22,0913	118	14	41,5064	168	19	51,0631	218	25	75,3804
19	3	7,6464	69	8	22,1054	119	14	41,5204	169	19	51,0771	219	25	75,3944
20	3	7,6604	70	8	22,1194	120	14	41,5344	170	19	51,0911	220	25	75,4084
21	3	7,6744	71	8	22,1334	121	14	41,5484	171	20	51,1051	221	25	75,4224
22	3	7,6884	72	9	25,1015	122	14	41,5624	172	20	51,1191	222	25	75,4364
23	3	7,7025	73	9	25,1155	123	14	41,5764	173	20	51,1331	223	25	75,4504
24	3	7,7164	74	9	25,1295	124	14	41,5904	174	20	51,1471	224	25	75,4644
25	3	7,7305	75	9	25,1435	125	14	41,6044	175	20	51,1611	225	26	78,4306
26	3	7,7445	76	9	25,1575	126	15	44,5706	176	20	51,1751	226	26	78,4446
27	4	10,7106	77	9	25,1715	127	15	44,5846	177	20	51,1891	227	26	78,4586
28	4	10,7246	78	9	25,1855	128	15	44,5986	178	20	51,2031	228	26	78,4726
29	4	10,7386	79	9	25,1995	129	15	44,6126	179	20	51,2171	229	26	78,4866
30	4	10,7526	80	9	25,2135	130	15	44,6266	180	21	51,2311	230	26	78,5006
31	4	10,7666	81	10	29,1797	131	15	44,6406	181	21	51,2451	231	26	78,5146
32	4	10,7806	82	10	29,1937	132	15	44,6546	182	21	51,2591	232	26	78,5286
33	4	10,7946	83	10	29,2077	133	15	44,6686	183	21	51,2731	233	26	78,5426
34	4	10,8086	84	10	29,2217	134	15	44,6826	184	21	51,2871	234	27	81,5087
35	4	10,8226	85	10	29,2357	135	16	47,6488	185	21	51,3011	235	27	81,5227
36	5	13,7888	86	10	29,2497	136	16	47,6628	186	21	51,3151	236	27	81,5367
37	5	13,8028	87	10	29,2637	137	16	47,6768	187	21	51,3291	237	27	81,5507
38	5	13,8168	88	10	29,2777	138	16	47,6908	188	21	51,3431	238	27	81,5647
39	5	13,8308	89	10	29,2917	139	16	47,7048	189	22	51,3571	239	27	81,5787
40	5	13,8448	90	11	32,2579	140	16	47,7188	190	22	51,3711	240	27	81,5927
41	5	13,8588	91	11	32,2719	141	16	47,7328	191	22	51,3851	241	27	81,6067
42	5	13,8728	92	11	32,2859	142	16	47,7468	192	22	51,3991	242	27	81,6207
43	5	13,8868	93	11	32,2999	143	16	47,7608	193	22	51,4131	243	28	84,5869
44	5	13,9008	94	11	32,3139	144	17	50,7269	194	22	51,4271	244	28	84,6009
45	6	16,8670	95	11	32,3279	145	17	50,7409	195	23	51,4411	245	28	84,6149
46	6	16,8810	96	11	32,3419	146	17	50,7549	196	23	51,4551	246	28	84,6289
47	6	16,8950	97	11	32,3559	147	17	50,7689	197	23	51,4691	247	28	84,6429
48	6	16,9090	98	11	32,3699	148	17	50,7829	198	23	51,4831	248	28	84,6569
49	6	16,9230	99	12	35,3360	149	17	50,7969	199	23	51,4971	249	28	84,6709
50	6	16,9370	100	12	35,3500	150	17	50,8109	200	23	51,5111	250	29	84,6849

mn: Dişlinin normal modülü

α_n : Dişlinin normal kavrama açısı

z': Ölçüm yapılacak diş adedi

z: Dişlinin diş sayısı

$\pm 2.x.mn.\sin(\alpha_n)$: Dişlide profil kaydırma varsa uygulanır.

2.5.1.2 Metod 1 – Form 2

Aynı amaç için hazırlanan fakat daha pratik olan bir kontrol yöntemidir. Dişlinin doğruluğu için hesap sonrası dişli mutlaka kontrol edilmelidir. W işaretinin yanındaki indis dişlinin kaç diş üzerinden ölçülmesi gerektiğini belirtir.

Normal (profil kaydırılmamış) silindirik düz dişliler için;

$$W = m_n \cdot W_1 \quad (2.4)$$

W : Dişler üzerinden ölçü (mm)

m_n : Dişlinin normal modülü

W_1 : Kavrama açısı 20° için Çizelge 2.6'dan alınacak değerler.

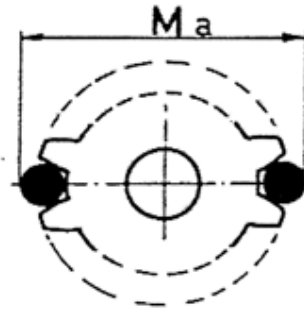
2.5.2 Pim Üzerinden Kontrol

Standart pim çapı(d_r) düz dişli için aynı çapta pim mevcut değilse mevcut olan en yakın pim ile hesaplanabilir. İmal edilen dişli eğer bir master dişlisi veya uçak dişlisi gibi çevre hızı yüksek dişliyse bu dişli hem dişler üzerinde mikrometre (W) hesabı yapılmalı, hem de pimler üzerinden (M_a) hesabı yapılmalıdır. Pim çapı;

$$d_r = 1/728 \cdot m \quad (2.5)$$

$$M_a = d_0 \cdot \frac{\cos \alpha_{s0}}{\cos \alpha_{SM}} + d_r \quad (2.6)$$

α_{s0} : Helis dişlide alın kavrama açısıdır. Düz dişlide pim üstü hesabı yapılırken normal kavrama açısı kullanılır.



Şekil 2.3 Düz dişliler için pim üstünden kontrol (Düzgün, 1999)

Çizelge 2.6 $\alpha_0=20$ olan düz dişlilerde pim üstü kontrol (DIN 3976) (Düzgün, 1999)

No. of teeth	1.728 wire dia.		Alternate 1.92 wire dia.		Alternate 1.68 wire dia.	
	M	K_{α}	M	K_{α}	M	K_{α}
5	7.0153	1.47	7.5271	1.48	6.8809	1.75
6	8.3032	1.83	8.8440	1.62	8.1600	1.91
7	9.1260	1.88	9.6702	1.67	8.9522	1.96
8	10.3271	1.94	10.8907	1.72	10.1753	2.01
9	11.1905	1.98	11.7523	1.77	11.0410	2.06
10	12.3445	2.01	12.9252	1.81	12.1914	2.10
11	13.2332	2.05	13.8173	1.84	13.0795	2.13
12	14.3578	2.09	14.9525	1.87	14.2013	2.16
13	15.2639	2.12	15.8618	1.91	15.1068	2.19
14	16.3483	2.14	16.9748	1.93	16.2091	2.21
15	17.2571	2.17	17.8964	1.96	17.1273	2.24
16	18.3708	2.19	18.9934	1.98	18.2154	2.26
17	19.3053	2.21	19.9244	2.01	19.1432	2.28
18	20.3840	2.23	21.0091	2.03	20.2205	2.29
19	21.3309	2.25	21.9475	2.05	21.1561	2.31
20	22.3990	2.26	23.0227	2.07	22.2249	2.33
21	23.4321	2.28	23.9670	2.08	23.1665	2.34
22	24.3952	2.29	25.0346	2.10	24.2386	2.35
23	25.3423	2.30	25.9837	2.12	25.1754	2.36
24	26.3997	2.32	27.0450	2.13	26.2318	2.38
25	27.3511	2.33	27.9982	2.15	27.1828	2.39
26	28.4036	2.34	29.0543	2.16	28.2346	2.40
27	29.3586	2.35	30.0109	2.17	29.1892	2.41
28	30.4071	2.36	31.0626	2.19	30.2371	2.42
29	31.3552	2.37	32.0222	2.20	31.1948	2.43
30	32.4102	2.38	33.0701	2.21	32.2392	2.43
31	33.3710	2.39	34.0323	2.22	33.1997	2.44
32	34.4120	2.40	35.0768	2.23	34.2419	2.45
33	35.3761	2.41	36.0413	2.24	35.2041	2.45
34	36.4155	2.41	37.0830	2.25	36.2430	2.46
35	37.3807	2.42	38.0495	2.26	37.2679	2.47
36	38.4178	2.42	39.0886	2.27	38.2445	2.48
37	39.3849	2.43	40.0569	2.28	39.2113	2.48
38	40.4198	2.44	41.0338	2.29	40.2400	2.49
39	41.3886	2.45	42.0636	2.29	41.2147	2.49
40	42.4217	2.45	43.0986	2.30	42.2473	2.50
41	43.3920	2.46	44.0899	2.31	43.2174	2.50
42	44.4234	2.46	45.1030	2.32	44.2485	2.51
43	45.3951	2.47	46.0756	2.32	45.2300	2.51
44	46.4250	2.47	47.1071	2.33	46.2496	2.52
45	47.3980	2.48	48.0809	2.34	47.2224	2.52
46	48.4245	2.48	49.1169	2.34	48.2506	2.53
47	49.4007	2.49	50.0858	2.35	49.2246	2.53
48	50.4279	2.49	51.1144	2.35	50.2516	2.53
49	51.4031	2.50	52.0902	2.36	51.2266	2.54
50	53.4292	2.50	53.1177	2.37	52.2525	2.54

Çizelge 2.7 (devam) $\alpha_0=20$ olan düz dişlerde pim üstü kontrol (DIN 3976) (Düzgün, 1999)

No. of teeth	1.728 wire dia.		Alternate 1.92 wire dia.		Alternate 1.68 wire dia.	
	M	K_m	M	K_m	M	K_m
51	53.4053	2.50	54.0995	2.37	53.2284	2.54
52	54.4304	2.51	55.1208	2.38	54.2533	2.55
53	55.4074	2.51	56.0985	2.38	55.2302	2.55
54	56.4315	2.52	57.1237	2.39	56.2541	2.55
55	57.4093	2.52	58.1022	2.39	57.2318	2.56
56	58.4325	2.52	59.1265	2.40	58.2548	2.56
57	59.4111	2.53	60.1057	2.40	59.2333	2.56
58	60.4345	2.53	61.1291	2.41	60.2555	2.56
59	61.4128	2.53	62.1090	2.41	61.2347	2.57
60	62.4364	2.54	63.1315	2.41	62.2561	2.57
61	63.4144	2.54	64.1121	2.42	63.2360	2.57
62	64.4352	2.54	65.1338	2.42	64.2567	2.57
63	65.4159	2.54	66.1150	2.43	65.2372	2.58
64	66.4361	2.55	67.1360	2.43	66.2572	2.58
65	67.4173	2.55	68.1177	2.43	67.2383	2.58
66	68.4369	2.55	69.1381	2.44	68.2577	2.58
67	69.4186	2.55	70.1203	2.44	69.2394	2.59
68	70.4376	2.56	71.1401	2.44	70.2582	2.59
69	71.4198	2.56	72.1228	2.45	71.2405	2.59
70	72.4383	2.56	73.1420	2.45	72.2587	2.59
71	73.4210	2.56	74.1252	2.45	73.2414	2.59
72	74.4390	2.57	75.1438	2.46	74.2592	2.60
73	75.4221	2.57	76.1274	2.46	75.2423	2.60
74	76.4396	2.57	77.1455	2.46	76.2595	2.60
75	77.4232	2.57	78.1295	2.47	77.2432	2.60
76	78.4402	2.57	79.1471	2.47	78.2600	2.60
77	79.4242	2.58	80.1316	2.47	79.2440	2.60
78	80.4408	2.58	81.1486	2.48	80.2604	2.61
79	81.4252	2.58	82.1336	2.48	81.2448	2.61
80	82.4413	2.58	83.1501	2.48	82.2607	2.61
81	83.4262	2.58	84.1354	2.48	83.2456	2.61
82	84.4418	2.58	85.1516	2.49	84.2611	2.61
83	85.4271	2.59	86.1372	2.49	85.2463	2.61
84	86.4423	2.59	87.1529	2.49	86.2614	2.61
85	87.4279	2.59	88.1389	2.49	87.2470	2.62
86	88.4428	2.59	89.1542	2.50	88.2617	2.62
87	89.4287	2.59	90.1405	2.50	89.2476	2.62
88	90.4433	2.59	91.1555	2.50	90.2620	2.62
89	91.4295	2.60	92.1421	2.50	91.2482	2.62
90	92.4437	2.60	93.1567	2.50	92.2624	2.62
91	93.4302	2.60	94.1436	2.51	93.2489	2.62
92	94.4441	2.60	95.1579	2.51	94.2626	2.63
93	95.4310	2.60	96.1450	2.51	95.2494	2.63
94	96.4445	2.60	97.1590	2.51	96.2629	2.63
95	97.4317	2.60	98.1464	2.52	97.2500	2.63
96	98.4449	2.61	99.1601	2.52	98.2632	2.63
97	99.4323	2.61	100.1477	2.52	99.2596	2.63
98	100.4453	2.61	101.1631	2.52	100.2635	2.63
99	101.4329	2.61	102.1490	2.53	101.2511	2.63
100	102.4456	2.61	103.1621	2.53	102.2638	2.63

3. DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN KONSTRÜKSİYONU

3.1 Düz Dişli Çark Mekanizmasının Standartlara Göre Boyutlandırılması

3.1.1 Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Parametreler

Dişli çark mekanizmasına ait parametreler dahilinde, dişli çarklara ait giriş devri, çıkış devri, çevrim oranı, çalışma şartları, eksenler arası mesafe, günlük çalışma süresi gibi sistemden sağlanması beklenen şartlar belirlenebilir.

3.1.2 Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Büyüklükler

3.1.2.1 Çevrim Oranı

Bir mekanizmanın en önemli özelliği çevrim oranıdır, mekanizmanın fonksiyonunu ifade eder. Büyük çevrim oranlarını tek kademede gerçekleştirmek ekonomik ve güvenli olmaz; bu durumda mekanizma iki veya daha çok kademeli olur. Çevrim oranı dönme hızının değerini ve yön değişimini ifade etmektedir. Bu faktör, 1 den büyük olduğu takdirde hız düşürücü yani redüktör adını almaktadır, $i < 6$ olduğunda tek kademeli mekanizma söz konusudur. $i \geq 6$ olması durumunda ise, birden fazla kademe ile tasarım yapılmalıdır. Bununla birlikte eğer kesin koşul öne sürülmediyse dişlerin birbirinin tam katı olmaması ; sürekli aynı dişlerin kısa aralıklarla birbirlerini kavramamasının doğuracağı titreşim, gürültü ve tek yönlü aşınmayı önlemesi bakımından tercih edilmektedir.

3.1 eşitliği yardımıyla, dişli çarklara ait açısal veya çevresel hızlarından faydalanarak i_{12} çevrim oranı hesaplanabilir.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{\pi \cdot n_1}{30}}{\frac{\pi \cdot n_2}{30}} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.1)$$

3.1.2.2 Çıkış Gücü ve İletilecek Döndürme Momentleri

Çıkış gücünün hesaplanması esnasında, mekanizmanın verimi gözönüne alınmalıdır. Mekanizmanın verimi ile ilgili yaklaşık değerler Çizelge 3.1'de görülebilir.

Çizelge 3.1 Mekanizma verim değerleri (Akkurt, 2000)

Dişli Çarklarda Tek Kademe İçin Verim Değerleri		
Silindirik Dişli	η	0,97+0,99
Konik Dişli	η	0,96+0,98
Sonsuz Vida Mekanizması:		
Otoblokajlı	η	0,3+0,45
Otoblokajsız	η	0,65+0,85
Diğer Mekanizmalar İçin Verim Değerleri		
Rulmanlı Yataklar	η	0,97 alınabilir
Kaymalı Yataklar	η	0,94 alınabilir
Düz Kayış Kasnak Mekanizması	η	0,95+0,98
V Kayış Kasnak Mekanizması	η	0,92+0,94
Dişli Kayış Kasnak Mekanizması	η	0,96+0,98
Zincir Mekanizması	η	0,96+0,98
Sürtümlü Çark	η	0,90+0,97

Döndüren ve döndürülen elemanın dönme momentleri,

$$M_{b1} = \frac{P}{w_1} = 9550 \frac{P_1}{n_1} \text{ ve} \quad (3.2)$$

Mb: Döndürme (burulma) momenti (N.m)

P: Güç (kW)

n: Dönme hızı (devir/dk)

w: Açısal hız (sn⁻¹)

$$M_{b2} = \frac{P}{w_2} = 9550 \frac{P_2}{n_2} \quad (3.3)$$

eşitlikleriyle hesaplanabilir. Burada kullanılan P₂ gücü, Çizelge 3.1'de verilen mekanizma verim değerleri ile çarpıldıktan sonra kullanılmalıdır:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta \quad (3.4)$$

Motor ve iş makinasına bağlı olarak güç ve hareket iletim elemanlarından iletilen moment, düzgün, orta darbeli ya da darbeli olabilir. Bu nedenle güç ve hareket iletim elemanlarının hesabında motor ve iş makinalarının çalışma tarzları K_A işletme faktörü ile dikkate alınır. Buna göre, güç ve hareket elemanlarının ilettiği moment

$$M_{tc} = K_A \cdot M_b \quad (3.5)$$

eşitliği ile belirlenir.

Çizelge 3.2 K_A İşletme faktörü (DIN 3990)

İs Makinesi	Tahrik Motoru			
	Elektrik Motoru Düzenli Çalışan	Türbin Hafif Darbe	Çok Silindri Motor Orta Darbe	Tek Silindri Motor Siddetli Darbe
Düzenli çalışan jeneratör, bantlı konveyör, hafif asansör, turbo kompresör	1.00	1.10	1.25	1.50
Orta darbeli tezgah motorları, karıştırıcılar, pompalar, krenler	1.25	1.35	1.50	1.75
Orta darbeli kauçuk ekstrüzyon makineleri, kırıcılar, ağaç işleme makineleri	1.50	1.60	1.75	2.00
Siddetli darbe haddehaneler, zimba, kepçe, ağır makineler, taş kırıcılar	1.75	1.85	2.00	2.25

Çizelge 3.3 Yük sınıflandırmaları (Yılmaz Redüktör Genel Katalog)

Yük Sınıflandırması	Düzdün ve Sabit	Orta Darbeli	Ağır Darbeli
Krenler	Kaldırma Dişlileri	Bomlu Vinç Dişlileri	Yürütme Dişlileri
	Palanga Dişlileri	Yana Döndürme Dişlileri	
Pompalar	Santrifüj(ince sıvı)	Santrifüj(yarı sıvı)	Basınçlı Pompalar Dalgaç Pompalar
Tekstil Makineleri		Basma ve Boyama Mak.	
		D okuma Tezgahları	
		Hallaç Makineleri	
		Harman Makineleri	
Yağ Sanayi		Taaneleme Tekneleri	
		Besleme Pompaları	
Yiyecek Sanayi		D öner D elme Teçhizatları	
		Kutu Bıçaklar	Kenar Açma
		Kutu Kaplama	
	Mayalama Tekneleri		
Çamaşır Yıkama		Döner Kurutucular	
		Yıkama Makineleri	
Hadde Makineleri		Hız Ayarlı Silindirler	Çubuk Kesme Makineleri
		Sabit Silindirler	Soğuk Haddeleme
		Sarma Makineleri	Silindir Haddeleme
		Tel Çekme	Plaka Haddeleme
			Kabuk Sıyırma Makineleri
			Döner Tablalar (büyük)
İnşaat Makineleri		Beton Mikserleri	
		Ağır Yük Asansörleri	
Kauçuk Makineleri		Kalenderler	Ekstruderler
		Mikserler	Silindirler
			Hamur Karma Makineleri
Kimya Sanayi		Ağitatörler(yarı sıvı)	
		Kurutma Merdaneleri	
		Mikserler ve Silindirler	
Konveyörler		Bant Ceppli Konveyörler	Yük Asansörleri
		Çelik Bantlı Konveyörler	Parça Yüklü Kayış Kon.
		Dökme Yüklü Kayışlı Kon.	
Taş ve Kil İşleme		Çekiçli Değirmenler	
		Döner Fınlılar	
		Dövücü Değirmenler	
		Kıncılar	
		Kürelü Değirmenler	
		Tuğla Presi	
		Tüp Değirmenler	
Kağıt Makineleri		Islak Presler	
		Kağıt Hamur Makineleri	
		Kurutma Silindirleri	
		Perdahlama Silindirleri	

3.1.3 Evolvent Dişli Çarkların Ana Boyutları

Dişli yan yüzey geometrisini dışında, dişliyi belirleyen ana boyutlar; taksimat dairesi, taksimat, diş sayısı ve modüldür. Düzeltme uygulanmamış bir dişlide, diğer boyutlar bunlara bağlı olarak belirlenir. Eğer dişlide düzeltme yoluna gidilmişse, düzeltme katsayısı olarak bilinen faktörler yardımıyla evolvent dişli çarkın ana boyutları belirlenebilir.

3.1.3.1 Diş Sayıları

Döndüren dişliye ait diş sayısı, çevre hızına bağlı olarak ve diş sayısından büyük olacak şekilde seçilir. $i12$ çevrim oranından da faydalanılarak, döndürülen dişliye ait diş sayısı da hesaplanabilir.

Dişlinin çevresel hızına göre seçim yaparken kullanılacak olan tavsiye edilen sınır durumları şunlardır:

$$z_1 = 14\sim 20; \quad v < 1 \text{ m/s (orta ve yüksek hızlar)}$$

$$z_1 = 20\sim 30; \quad v > 5 \text{ m/s (çok yüksek hızlarda)}$$

Çevre hızının çapa ve devir sayısına bağlı olarak hesaplanması için aşağıdaki bağıntı kullanılabilir:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} \quad (3.6)$$

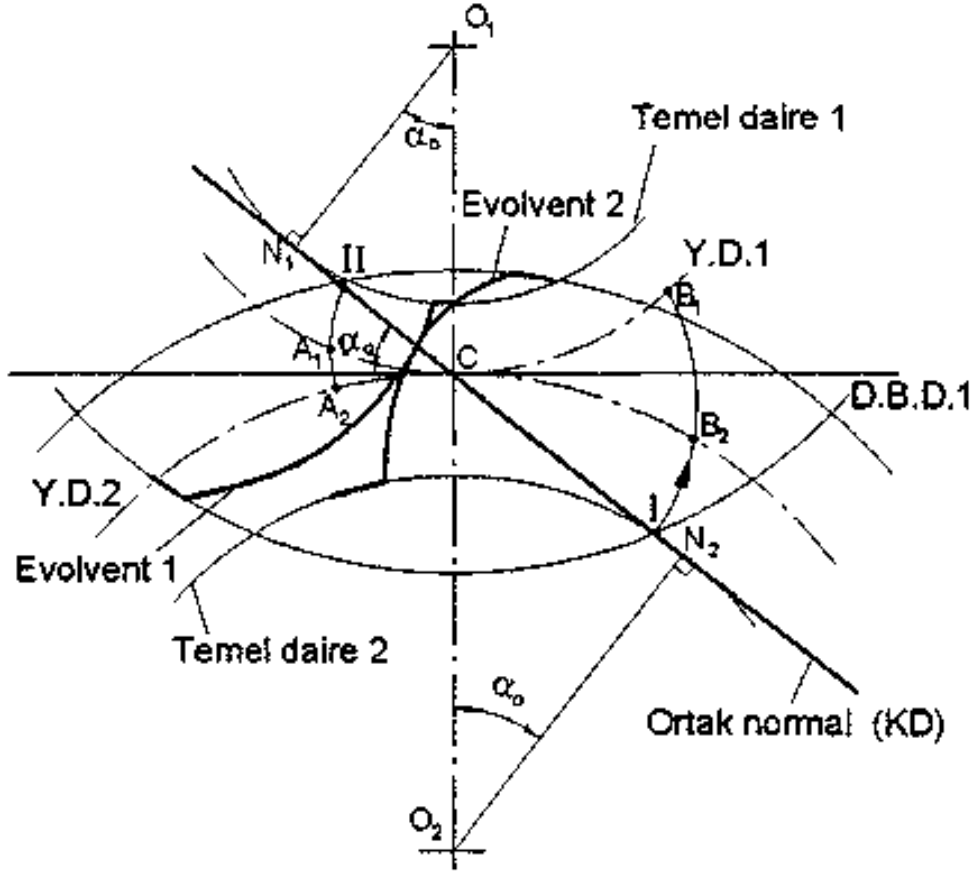
d_1 : Döndüren dişli çapı [mm]

n_1 : Döndüren dişli devir hızı [devir/dakika]

v : Döndüren dişli çevresel hızı [m/s]

Eş çalışan dişli çarklarda diş profilleri sadece iki diş başı dairesi arasında kavramaya girerler. Kavrama doğrusunun bu kısmının (I ve II noktaları arası uzaklığın) yuvarlanma dairesi üzerindeki izdüşümüne kavrama uzunluğu denmektedir. Şekil 3.1'deki N_1 ve N_2 noktalarına temel noktaları, I ve II noktalarına da baş noktaları adı verilir. Sınır durumda; temas noktaları N_1 ve N_2 ile baş noktaları I ve II üst üste düşmelidir (Şekil 3.1). Baş noktaları I ve II, temel noktaları N_1 ve N_2 dışına çıkarsa diş profili evolventten başka bir profil ile temasta demektir. Bu durum dişlilerde alttan kesilmeye sebep olur. Çünkü I ve II baş noktalarının N_1 ve N_2 temel noktalarının dışına düşmesi; evolvent temel dairesinin diş taban dairesinden daha büyük

olduğunu gösterir ki bu durumda temel daireden sonraki diş profili evolvent olmayan (eş çalışma özelliği olmayan) kısımlarda meydana gelirse, bu durumda dişler birbirine girer ve genellikle büyük dişli küçüğünün tabanını oyar. Alttan kesme olayı denen bu hadisenin sonucunda dişin taban kesiti küçülür ve yük taşıma mukavemeti azalır.



Şekil 3.1 Alttan kesme sınır durumu (Cürgül,2005)

Şekil 3.2'deki N_1CO_2 üçgeninde, cosinus teoremi yazılırsa,

$\overline{O_1C} = r_1$ ve $\overline{O_2C} = r_2$ olduğuna göre

$$(r_2 + m)^2 = (r_1 \cdot \sin \alpha_0)^2 + r_2^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos(90 + \alpha_0) \quad (3.7)$$

Bu eşitlikte $r = m \cdot z/2$ yazılır ve tamamı m ile bölünürse,

$$\left(\frac{z_2}{2} + 1\right)^2 = \left(\frac{z_1}{2} \sin(\alpha_0)\right)^2 + \left(\frac{z_2}{2}\right)^2 - \frac{z_1 \cdot z_2}{2} \sin^2(\alpha_0) \quad (3.8)$$

sonucuna ulaşılır ve buradan

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2} \cdot \sin \alpha_0\right)^2 - 1}{1 - \frac{z_1}{2 \cdot \sin^2 \alpha_0}} \quad (3.9)$$

z_1 : Küçük dişlinin diş sayısı

z_2 : Büyük dişlinin diş sayısı

minimum diş sayısına ait eşitlik bulunur. Dişli imalinde olduğu gibi, çoğu zaman büyük dişli bir kremayer (düz-çubuk dişli) olmaktadır. Bu nedenle $z_2 = \infty$ olur. Bu eşitliğin ∞ olabilmesi için paydanın sıfır olması gerekir, yani

$$1 - \frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha_0 = 0 \quad (3.10)$$

ve buradan

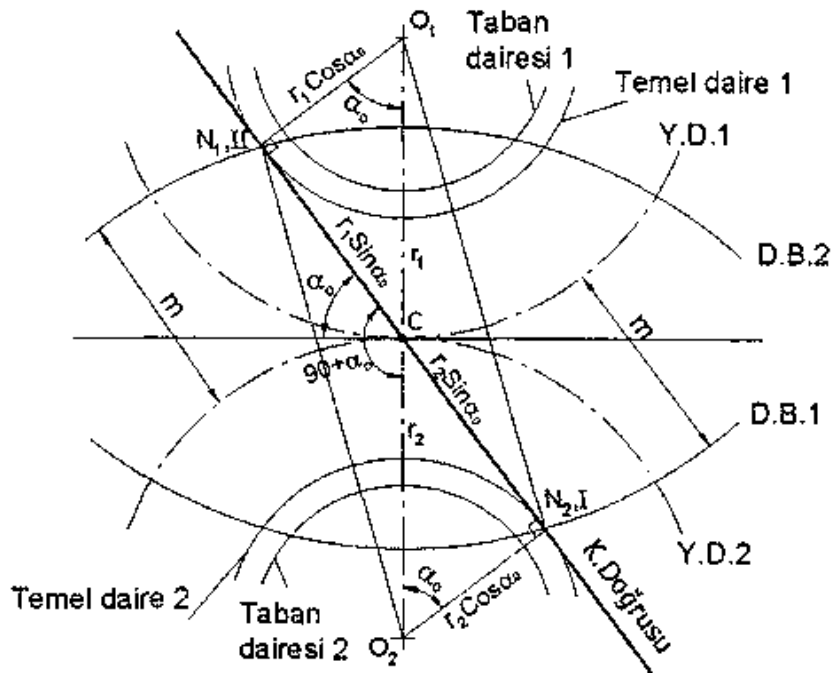
$$(z_1)_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_0} \quad (3.11)$$

bulunur. Teorik olarak, $z_2 = 0$ için $(z_1)_{\min} = 17$ olur. Ancak pratikte bir miktar alttan kesilme büyük bir sakınca teşkil etmemektedir. Bu sebepten, dişli mekanizmalarında pratik olarak sınır diş sayısı $(z_1)_{\min} = 14$ olarak alınabilmektedir.

Silindirik düz dişli çarklarda alttan kesilme duruma ilişkin teoride ve pratikte kullanılabilecek diş sayıları, Çizelge 3.4'te belirtilmiştir. Helisel dişli çarklarda alttan kesilme olmaksızın ulaşılabilecek en küçük diş sayısı (sınır diş sayısı), helis eğim açısına bağlı olarak 1'e kadar inebilmektedir.

Çizelge 3.4 Farklı kavrama açılarında sınır diş sayıları

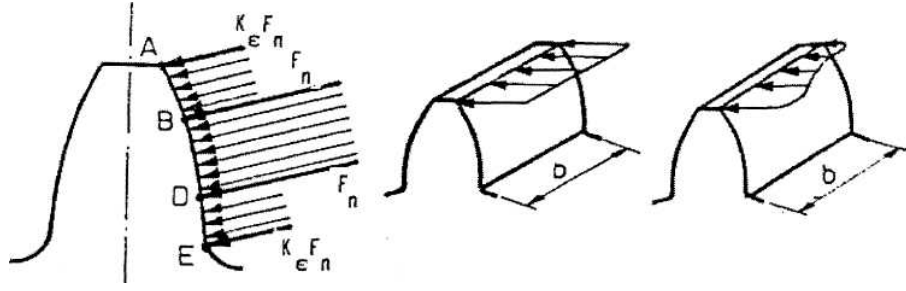
Kavrama Açısı (derece)	Teorik sınır diş sayısı Z_g	Pratikte uygulanabilecek sınır diş sayısı Z_g
15	30	25
17.5	22	18
20	17	14
25	11	9
30	8	7



Şekil 3.2 Sınır diş sayısı ve alttan kesilme (Cürgül, 2005)

3.1.3.2 Diş Genişlikleri

Diş genişliği b standartlaştırılmıyıp dişlerin yüzey basıncı ve mukavemet hesabında belirlenir. İki taraftan yataklanmış rijit millerde çalışan dişlilerin geniş olması üstünlük sağlar. Deformasyonlardan ötürü diş genişliği boyunca yük dağılımı düzgün değildir.



Şekil 3.3 Dişlerin Yükleme Durumları (Akkurt, 2000)

Pratik bakımdan kolaylık sağlamak amacıyla dişli çarkın b genişliği; genişlik oram Ψ_d vasıtasıyla pinyon dişlisinin taksimat dairesinin çapı d_0 'a bağlı olarak veya genişlik oram Ψ_m yardımıyla modüle bağlı olarak belirlenir (Çizelge 3.5).

Çizelge 3.5 Yüzey kalitesi ve yataklama durumuna göre genişlik sayıları (Bozacı, 2000)

Yüzey Kalitesi ve Yataklama Durumu	$\Psi_m = \frac{b}{m}$	$\Psi_d = \frac{b}{d_1}$
İşlenmemiş döküm dişlilerde (Kalite 12)	4 – 5	0.23 – 0.28
İşlenmiş dişlilerde (Kalite 9 – 7)	7 – 9	0,4 – 0.5
Hassas işlenmiş dişlilerde (Kalite 6 – 4)	14 – 16	0.7 – 0.9
Hassas işlenmiş ve iki taraftan yataklanmış dişlilerde	18 – 23	1 – 1.3
Hassas işlenmiş ve iki taraftan yataklanmış helisel dişlilerde	20 - 40	1.1 - 2

Çizelge 3.6 Düz ve helisel dişliler için b/d_1 oranları (Babalık, 2002)

	b/d_1
İki uçtan yataklanmış, simetrik	
Normalize (HB ≤ 180)	≤ 1.6
Islah edilmiş (HB ≤ 180)	≤ 1.4
Sementasyon	≤ 1.1
Nitrülenmiş	≤ 0.8
Ok dişli	Yukarıdaki değerler x 1.8
İki uçtan yataklanmış, asimetrik	Yukarıdaki değerler x 0.8
İki dişli aynı boyda, $i=1$	Yukarıdaki değerler x 1.2
Tek taraftan yataklı	Yukarıdaki değerlerin x 0.5
Çelik konstrüksiyon gövde	Yukarıdaki değerlerin x 0.6
Simetrik yataklanmış, sertleştirilmemiş	
Kalite 5-6	<1.3
Kalite 7-8	<1.1
Kalite 9-10	<0.9

Ψ_d veya Ψ_m oranlarını belirleyebilmek için öncelikle dişli kalitesinin belirlenmesi gerekir. Çevresel hıza göre tavsiye edilen dişli kaliteleri Çizelge 3.7’de görülebilir.

Çizelge 3.7 Çevresel hıza göre tavsiye edilen dişli kaliteleri (Düzgün, 1999)

Çevresel hız	Tavsiye edilen kalite
$v < 2.5 \text{ m/s}$	8e
$0.25 < v < 6 \text{ m/s}$	7d
$6 < v < 12 \text{ m/s}$	6c
$12 < v \text{ m/s}$	5b

3.1.3.3 Dişli Kalitesi

İmalatın şekline göre her dişlide çeşitli boyut sapmaları ve hatalar vardır. Ancak dişlinin kullanılacağı yere göre bu hatalar belirli sınırlar içinde kalmalıdır. Alman Standardı DIN 3960, bu hataların türlerini ve sınır değerlerine göre dişli kalitelerini belirlemiştir. Hatalar, dişe ait tekil hatalar, toplam hatalar ve bir dişli çiftinin hataları olmak üzere üç grupta toplanır. Başlıca hata türleri: Diş taksimat hatası, kavrama taksimat hatası, taksimat atlaması, yan yüzey şekil atlaması, diş kalınlığı hatası, radyal salgı, ve temel daire hatasıdır. Dişli çiftinin hataları ise:

- Eksenler arası mesafe hatası,
- Eksenler arası açısı hatası,
- Boşluk hatası,
- İki dişlinin toplam hatalarının birleşmesinden oluşan mekanizma toplam hatasıdır.

Bu hatalar özellikle yüksek hızlarda, dişlere ait kuvveti etkileyerek dinamik kuvvet denilen ek bir kuvvet oluşturmaktadır; tüm dişli kutusu sisteminde titreşim ve bunun sonucu olan titreşim meydana getirmektedir. Bu nedenle dişli çarkların daha iyi bir şekilde çalışması için hataların parçanın doğruluğunu ifade eden toleranslar yardımıyla sınırlandırılması gerekmektedir. Ancak parçalar amaca göre daha sıkı veya daha kaba toleranslarla imal edilebildiğinden parça, amaca göre çeşitli doğrulukta olabilir. Kalite, bir parçanın belirli bir doğrulukta, yani belirli toleranslarla imal edilmesi demektir. Her bir hata türü için DIN 3964 toleranslarında 12 kalite tespit edilmiştir. 1. kalitenin doğruluk derecesi en yüksek ve buna karşılık gelen hataların değeri en küçük, 12. kalitenin doğruluk derecesi ise en kaba ve buna karşılık gelen hataların değeri en büyüktür. Çizelge 3.8’de dişli çarkların uygulama alanlarına göre dişli kaliteleri gösterilmiştir.

Çizelge 3.8 Üretim yöntemi, çevre hızı ve uygulama alanına göre dişli kaliteleri (DIN 3964)

Dişli Kalitesi	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Üretim Yöntemine Göre						Kesme, Pres, Pres Döküm						
						Vargel, Freze, Azdırma						
						Raspalama						
Çevre Hızına Göre						Taslama						
									1 - 3 m/sn			
							3 - 6 m/sn					
Uygulama Alanına Göre						20 - 40 m/sn						
									6 - 20 m/sn			
									3 - 6 m/sn			
								Tarım Makineleri				
								Zimbada kesilmiş, preslenmiş, püskürtülmüş dişliler				
								Frezede, planyada üretilmiş dişliler				
							Raspalanmış					
							Kaldırma ve iletme makineleri, büro makineleri					
							Tekstil makineleri, lokomotif					
							Buhar makineleri					
						Kimya endüstrisi makineleri						
						Takım tezgahları, saatler, büyük kara taşıtları, uçaklar						
						Türbinler						
					Ölçü aletleri							

3.1.3.4 Dişli Malzemesi

Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetlerini geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör de malzemedir. Dişli çarkların dişleri hakkında yük taşıma bakımından iç kısmının eğilmeye ve dış kısmının pitting aşınmasına dayanıklı olması istenmektedir. Sementasyon çelikleri sürekli mukavemetin istendiği yerlerde konstrüksiyon elemanının dış yüzeyinin aşınmaması için sert, iç kısmının ise elastikliğinin korunması için sünekliliğin korunmasının arzu edildiği hallerde kullanılır. Bununla beraber belirlenen emniyet katsayısının da sağlanması istenmektedir. Dolayısıyla σ_{Hlim} Hertz basıncı limit değeri 1200 N/mm² nin altına inmemelidir.

Çizelge 3.9 Dişli malzemelerinin değerleri (Rende, 1996)

MALZEME CİNSİ	DIN	Simgesi	SERTLİK	σ_{Flim} N/mm ²	σ_{Hlim} N/mm ²
Lamel grafitli dökme demir	1691	GG-20 GG-25	180 HB 220 HB	40 55	300 330
Temper döküm	1692	GTS-35 GTS-65	150 HB 220 HB	130 155	350 440
Küresel grafitli döküm (Sfero döküm)	1693	GGG-40 GGG-60 GGG-100	180 HB 250 HB 350 HB	140..190 165..220 260	390..470 490..570 700
Çelik döküm	1681	GS-52.1 GS-60.1	160 HB 180 HB	110 120	280 310
Yapı çelikleri	17100	St37 St50 St60 St70	120 HB 160 HB 190 HB 210HB	125 140 150 200	320 360 380 450
Islah çelikleri	17200	Ck45N 34CrMo4 V 42CrMo4 V 34CrNiMo4 V 30CrNiMo8 V 34NiCrMol2.8 V	190 HB 270 HB 300 HB 310HB 320 HB 350 HB	155..200 220..290 225..310 225..315 230..320 240.....325	470..530 630..710 680..760 680..770 700.. 780 750..830
Endüksiyon veya alevle sertleştirilmiş ıslah çelikleri		Ck45 34CrMo4 42CrMo4 34CrNiMo6	50....55HRC	Diş dibi sertleştirilmiş 220....370 sertleştirilmemiş 140....200	1000..1230
Islah ve sementasyon çelikleri, nitürleşmiş (gaz ortamda)		42CrMo4 V Rm > 800 N/mm ² 16MnCr5 V Rm > 700 N/mm ²	48....55HRC	300....370	780.. 1000
Nitrür çeliği (Nitrülenmiş)		31CrMoV9V Rm > 900 N / mm ² 14CrMoV 6,9 V Rm > 900 N / mm ²	60.. .63 HRC	270 420	1000 1100
Sementasyon çelikleri (Semente edilmiş)	17210	16MnCr5 15CrNi6 17CrNiMo6	58....62HRC	315..500	1300..1500

Diş kavramadayken yüklendiğinden zorlanma dinamiktir. Bu nedenle emniyetli gerilme değeri σ_{Fem} için çentiksiz numunedan elde edilen sürekli mukavemet değerleri esas alınabilir. Daha detaylı bir listeye, uygulama içerisindeki “malzeme” sekmesinden ulaşılabilir.

Dişli malzemelerinin seçimi, malzemenin dayanım değerlerinin belirlenmesinin yanı sıra, malzemeye özgü

- Elastisite modülü E_1, E_2 [N/mm²]
- Kayma modülü G_1, G_2 [N/mm²]
- Poisson oranı ν_1, ν_2 [birimsiz]

gibi diğer parametrelerin belirlenmesi için de gereklidir.

3.1.3.5 Çentik Faktörü

K_σ çentik faktörü diş dibi yuvarlatma yarıçapı $\rho > 0,25.m$ için geçerlidir.

Genelde $K_\sigma = 1,4 \dots 1,6$ arasında alınabilir. (3.12)

Ayrıca sertleştirilmiş çelikler için ortalama bir değer olarak $K_\sigma = 1,5$ alınmaktadır.

3.1.3.6 Emniyet Katsayısı

Emniyet katsayısı olarak normal koşullar için ;

$S = 1,5 \dots 2$ (3.13)

ve darbeli çalışmalarda ise;

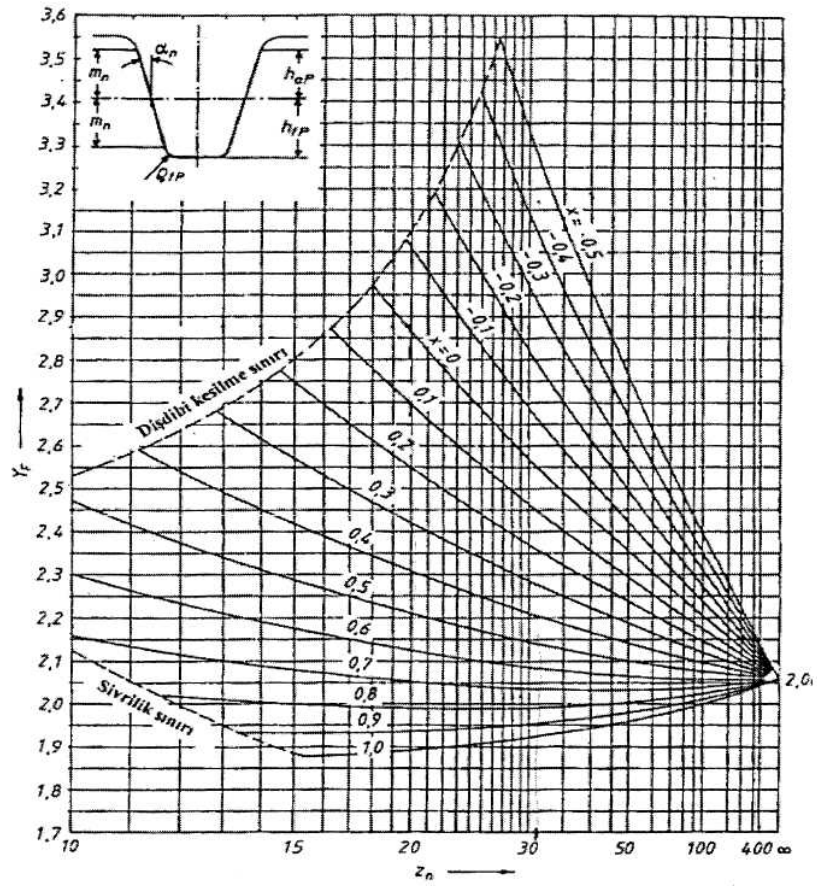
$S = 1,8 \dots 3$ (3.14)

değerleri önerilmektedir. Oluşturulacak olan mekanizmanın arz ettiği öneme göre belirlenebilir.

3.1.3.7 Modül

Modül için yataklama şekli ve dişli kalitesine bağlı olarak , konstrüksiyon, diş rijitliği ve üretim kalitesi açısından, diş genişliğinin belli değerlerinin altına inmemelidir. Bu değerler Çizelge 3.11'da görülmektedir.

Modül için verilen bu tavsiyelerin ötesinde, mukavemet kontrol hesaplarından hareketle çeşitli önerilere rastlanır. Sertleştirilmiş dişlilerde yan yüzeyde meydana gelecek ezilmeye göre elde edilen modül değeri, diş dibi mukavemetine göre elde edilen modül değerinden küçüktür. Bu nedenle diş dibi mukavemeti esas alınarak DIN 867'ye göre modül değeri 3.15 eşitliğinden yararlanılarak bulunur.



Şekil 3.4 Diş form faktörü YF (DIN 3990)

Çizelge 3.11 Yataklama şekline göre tavsiye edilen modül aralıkları

Dişli kalitesi	Yataklama şekli	Minimum modül
11-12	Çelik konstrüksiyon, hafif gövde	b/10....b/15
8-9	Çelik konstrüksiyon, tek taraflı yataklama	b/15....b/25
6-7	İki taraftan yataklanmış	b/20....b/30
6-7	Çok iyi, rijit yataklanmış	b/40....b/60
5-6	b/di<1, çok iyi, rijit yataklanmış	b/40....b/60
	Hassas cihazlarda düz dişli	b/10
	Hassas cihazlarda helisel dişli	b/16

Çizelge 3.12 $K_{H\alpha}$ ve $K_{H\beta}$ Alın yük dağılım faktörleri

$K_A \cdot F/b$			> 100 N/mm						≤ 100 N/mm	
Dişli Kalitesi →			6	7	8	9	10	11	12	< 6
Sertleştirilmiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_e^2 \geq 1,2$ $1/Y_e \geq 1,2$			
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_{\alpha}/\cos^2\beta_b \geq 4$			
Sertleştirilmemiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0			1,1	1,2	$1/Z_e^2 \geq 1,2$ $1/Y_e \geq 1,2$		
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	1,4	$\epsilon_{\alpha}/\cos^2\beta_b \geq 4$		

Çizelge 3.13 Standart modül değerleri (DIN 3960)

MODÜL m [mm]					
Dizi 1	Dizi 2	Dizi 1	Dizi 2	Dizi 1	Dizi 2
0.05			0.65		
	0.055	0.7		6	
0.06			0.75		7
	0.07	0.8		8	
0.08			0.85		9
	0.09	0.9		10	
0.1			0.95		11
	0.11	1		12	
0.12			1.125		14
	0.14	1.25		16	
0.16			1.375		18
	0.18	1.5		20	
0.20			1.75		22
	0.22	2		25	
0.25			2.25		28
	0.28	2.5		32	
0.3			2.75		36
	0.35	3		40	
0.4			3.5		45
	0.45	4		50	
0.5			4.5		55
	0.55	5		60	
0.6			5.5		70

Çizelge 3.14 Standart modül değerleri (ISO R701 / TS 429)

Seri I	Seri II
1	1.125
1.25	1.375
1.5	1.75
2	2.25
2.5	2.75
3	3.5
4	4.5
5	5.5
6	6.5
8	7
10	9
12	11
16	14
20	18
25	22
32	28
40	36
50	45

Ön hesaplarda seçilen modül değerine göre oluşturulan dişli tasarımı sonunda, diş dibi ve yan yüzey mukavemeti kontrolü esnasında, seçilen bu modülün kontrolü yapılmalıdır.

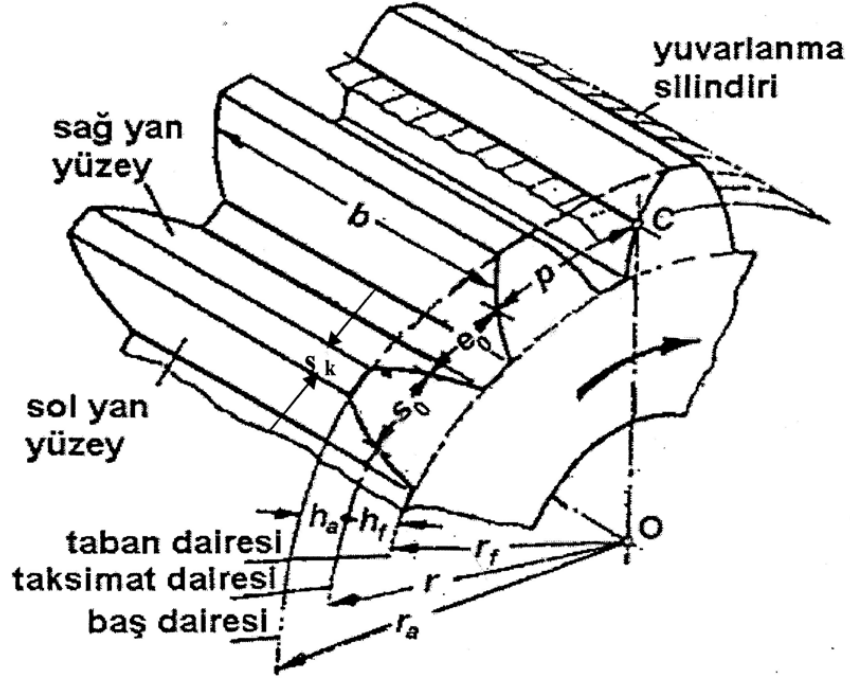
3.1.3.8 Taksimat Dairesi (DIN 867)

Diş kalınlıklarının, diş aralıklarıyla eşit olarak taksim olduğu daireye taksimat dairesi denir. Üzerinde dişlerin çevreye paylaştırılmasının tanımlandığı dairedir. Dişlilerin çalışması esnasında taksimat daireleri yuvarlanma dairesi adını alır. Yuvarlanma dairesi çapları döndüren ve döndürülen dişli için d_{01} ve d_{02} olup, dişli üzerinde bir düzeltme yoluna gidilmediyse taksimat daireleriyle aynı değerdedir. Yuvarlanma daireleri çalışma esnasında 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.

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad \text{Döndüren dişlinin taksimat dairesi çapı} \quad (3.16)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 \quad \text{Döndürülen dişlinin taksimat dairesi çapı}$$

Amerikan literatüründe taksimat dairesi ve yuvarlanma dairesine Pitch Circle denir. Ayırt etmek amacıyla Standart Pitch Circle (Taksimat dairesi), Operating Pitch Circle (Yuvarlanma Dairesi) adlarıyla anılırlar (ISO 1990). ASME standartlarında, dişlinin boyutlandırılması esnasında DIN ve ISO standartlarından farklı olarak taksimat dairesi temel büyüklük olarak esas alınır.



Şekil 3.5 Düz dişlilerde temel büyüklükler

3.1.3.9 Taksimat

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

$$p = m \cdot z \quad (3.17)$$

3.1.3.10 Baş ve Taban Dairesi

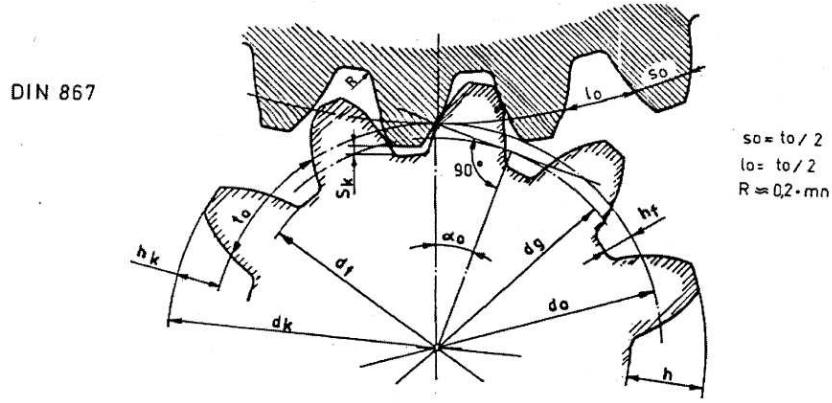
Diş başlarından geçen daireye baş dairesi, diş tabanlarından geçen daireye de taban dairesi denir.

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a \quad \text{Döndüren dişli baş dairesi çapı} \quad (3.18)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a \quad \text{Döndürülen dişli baş dairesi çapı}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f \quad \text{Döndüren dişli diş dibi dairesi çapı} \quad (3.19)$$

$$d_{f2} = d_1 - 2 \cdot h_f \quad \text{Döndüren dişli diş dibi dairesi çapı}$$



Şekil 3.6 Normal silindirik düz dişliye ait ölçüler

3.1.3.11 Mil Eksenleri Arasındaki Uzaklık

Profil kaydırmaz mekanizmalar için, eksenler arası mesafe (3.20) eşitliği ile ifade edilebilir.

$$a = \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right) \quad (3.20)$$

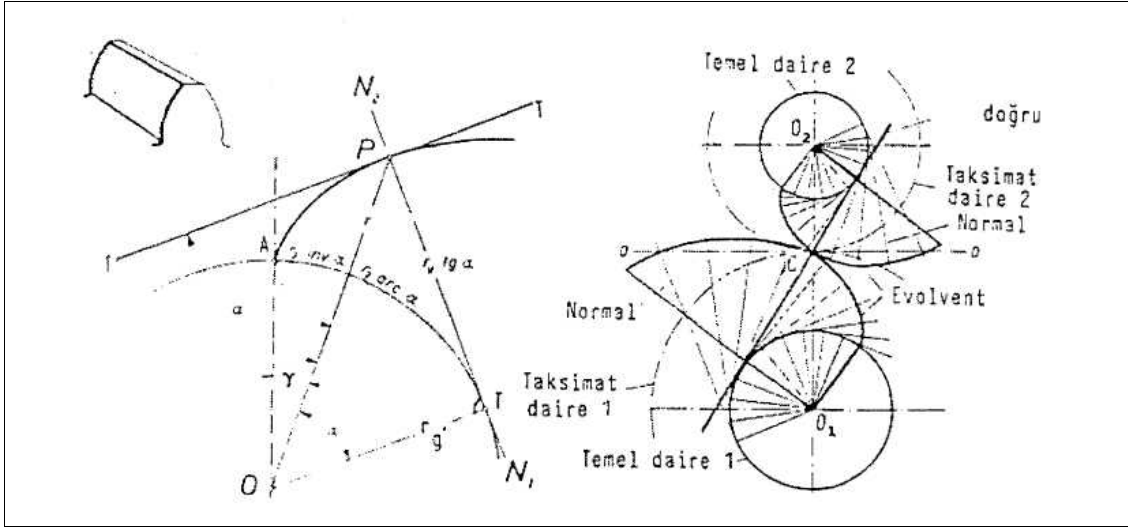
Profil kaydırma durumunda ise, d_1 ve d_2 çaplarının değişme ihtimali bulunduğundan, x_1 ve x_2 profil kaydırma faktörleri göz önüne alınmalıdır.

3.1.3.12 Temel Daireler

Şekil 3.7'da görüldüğü üzere bir dişli çarkta diş, biri sağ diğeri sol olmak üzere iki evolventten meydana gelir. Profillerin her hangi bir noktasında belirli bir basınç açısı karşılık gelir. Bu açılardan taksimat dairesine karşılık gelen ve dişli çark teorisinde ve konstrüksiyonunda önemli yer tutan basınç açısı α_0 'dır. Diş başı dairesine karşılık gelen basınç açısı α_b ve her hangi bir r yarıçapında karşılık gelen basınç açısı α ile gösterilir. Evolvent profilli dişlilerde taksimat, baş ve taban dairelerinin yanı sıra, profilleri tayin eden dördüncü bir daire temel daire adını alır.

$$d_{b1} = d_{01} \cdot \cos \alpha_0 \quad \text{Döndüren dişli temel daire çapı} \quad (3.21)$$

$$d_{b1} = d_{01} \cdot \cos \alpha_0 \quad \text{Döndürülen dişli temel daire çapı}$$



Şekil 3.7 Temel daireler

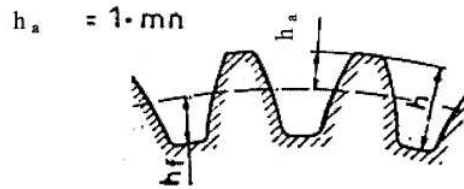
3.1.3.13 Diş Başı ve Taban Yüksekliği

Takım dişinin baş kısmı dişli çarkın taban kısmını ve takımın taban kısmı dişli çarkın baş kısmını açtığı dikkate alınır, dişlinin diş yükseklikleri aşağıdaki gibi bulunmaktadır. Bu ölçüler Şekil 3.8’de görülmektedir.

$$\text{Diş başı yüksekliği: } h_a = m \quad (3.22)$$

$$\text{Taban (diş dibi) yüksekliği : } h_f = m + S_k = 1,25 \cdot m \quad (3.23)$$

$$\text{Diş yüksekliği: } h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m \quad (3.24)$$



Şekil 3.8 Silindirik düz dişli için diş formu (DIN 867)

3.1.3.14 Diş Kalınlığı

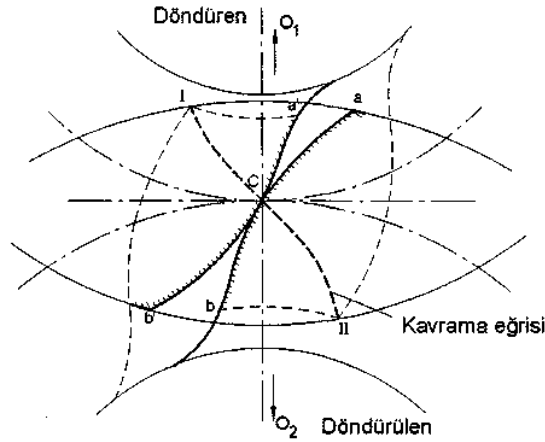
Teorik diş kalınlığı, dişlinin yan boşluksuz hali için eşitliği ile hesaplanır. (Şekil 3.5)

$$\text{Diş kalınlığı } s_0 = \frac{p}{2} = \frac{n.m}{2} \quad (3.25)$$

$$\text{Diş aralığı } e_0 = \frac{p}{2} = \frac{n.m}{2} \quad (3.26)$$

3.1.3.15 Kavrama Eğrisi ve Kavrama Açısı

Eş çalışan dişli çark sistemlerinde bir dişin karşı bir dişi kavradığı ilk andan ayrıldığı ana kadar temas noktalarının geometrik yerine kavrama eğrisi adı verilir.



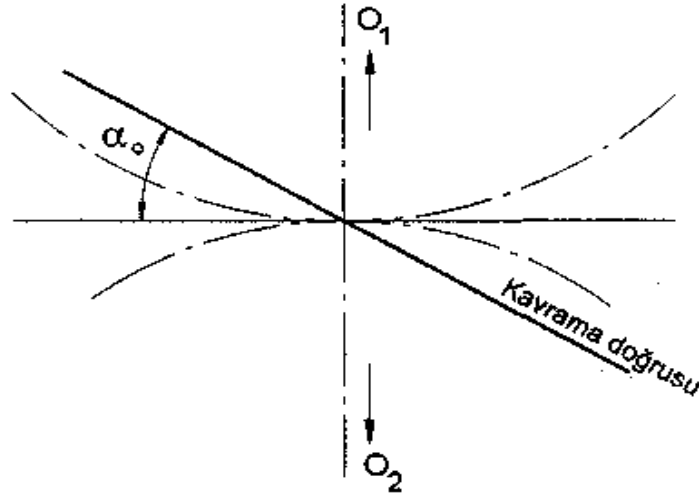
Şekil 3.9 Kavrama eğrisinin oluşumu (Cürgül, 2005)

Dişli çiftindeki temas, eş çalışan profillerden döndüren dişlinin (1 nolu dişli) tabanına ait (a') noktasının, döndürülen dişlinin (2 nolu dişli) baş noktasına ait (a) noktası ile temasa geçtiği anda başlar (I. noktası) ve döndüren dişlinin diş başına ait (b') noktasının döndürülen dişlinin diş tabanına ait (b) noktasını terk etmesiyle sona erer. (II noktası) (Şekil 3.9) Benzer şekilde işlem yapılırsa diğer temas noktaları için de birçok ortak nokta bulunabilir. Böylece eş çalışan profillerin her konumundaki temaslarının geometrik yeri kavrama eğrisini oluşturur.

Değişik diş sayılarındaki dişli çarklarda eş çalışmanın var olabilmesi için diş profillerine ait kavrama eğrileri birbirlerinin üzerine düşmelidir, yani çakışmalıdır. Ayrıca kavrama eğrisi yuvarlanma noktasına göre simetrik olmalıdır.

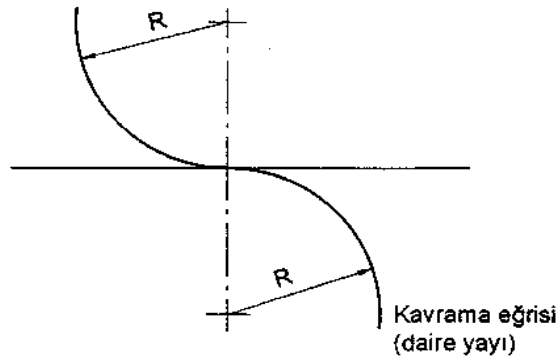
Dişli çark üretiminde kavrama eğrisi olarak doğru ya da daire yayı gibi basit eğriler seçilir.

Dişli çarkın profili evolvent ise kavrama eğrisi bir doğrudur ve kavrama doğrusu adını alır. (Şekil 3.10)



Şekil 3.10 Evolvent profilli dişliye ait kavrama eğrisi (Cürgül, 2005)

Dişli çarkın profili sikloidal ise kavrama eğrisi iki daire yayından ibarettir. (Şekil 3.11) Evolvent profilli dişli çarklar; yapım kolaylığı, eksenler arası uzaklıktaki küçük hataların dişlilerin çalışmasını etkilememesi, gerek taşıma kapasitesini arttırmak gerekse montaj kolaylıkları sağlamak bakımından düzeltme yöntemleriyle değişik mekanizmalar üretilmesine kolaylıkla olanak tanımaları, takım dişli şartını doğrudan doğruya sağlamaları ve düşük devirlerde büyük güçler iletmeleri sebebiyle geniş ölçüde kullanılmaktadır. Sikloidal dişliler ise çalışma nedeniyle kullanma üstünlüklerinin yanı sıra hassas şekilde imal edilmeleri zorunluluğundan dolayı dişli pompalar, saat dişlileri gibi daha dar kullanma sahası içinde kalmıştır.

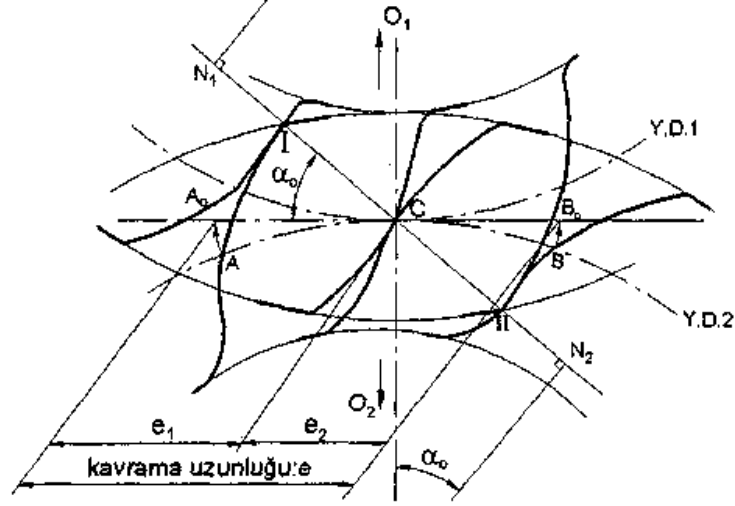


Şekil 3.11 Sikloid profilli dişliye ait kavrama eğrisi (Cürgül, 2005)

Evolvent profilli dişli çarklarda yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti ile kavrama doğrusu arasındaki açiya kavrama açısı (α_0) adı verilir ve bu açı standart dişli çarklarda 20° 'dir.

3.1.3.16 Kavrama Uzunluğu

Herhangi iki diş arasındaki temasın başlangıcından sona ermesine kadar geçen zaman içinde, bu dişlerden birisinin yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen dönme miktarına kavrama uzunluğu denir.



Şekil 3.12 Kavrama uzunluğu (Cürgül, 2005)

Şekil 3.12'e göre 1 numaralı dişli döndüren 2 numaralı dişli de döndürülen olsun. Döndüren dişlinin diş dibi döndürülen dişlinin diş başı ile (Şekil 3.12'de I noktası) temasa başlar ve yine döndüren dişlinin diş başı döndürülen dişlinin diş dibinden ayrılır (Şekil 3.12'de II noktası). Şekil 3.12'deki AB yay uzunluğu kavrama uzunluğunu göstermektedir.

Burada

$$\widehat{AC} + \widehat{CB} = \overline{A_0B_0} \quad (3.27)$$

ve

$$\overline{A_0B_0} = e = e_1 + e_2 \quad (3.28)$$

olarak işaretlenmiştir. Buradaki kavrama uzunluğu \overline{AB} ; I ve II noktalarının yuvarlanma daireleri üzerindeki izdüşümleridir. Kavrama doğrusunun faydalı uzunluğu, temel dairelerinin

kavrama doğrusuna teğet olduğu noktalar arasındaki uzaklıktır (Şekil 3.12'de N_1 ve N_2 noktaları arasındaki uzaklık). Kolayca görüleceği gibi kavrama doğrusunun teorik uzunluğu ($\overline{N_1N_2}$) daha büyük olmakla beraber faydalı uzunluk (I-II) daha küçüktür.

3.1.3.17 Kavrama Oranı

Dişli çarkın dişlerinin taksimatı (yuvarlanma dairesi üzerindeki adımı) t ise kavrama oranı

$$\varepsilon_p = \frac{\text{kavrama uzunluğu}}{\text{taksimat}} = \frac{e}{t} \quad (3.29)$$

olarak bulunur. Kavrama uzunluğunun dişli ana kanununu gerçekleyebilmesi için; yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen ardışık iki diş arasındaki uzaklıktan (taksimat) daha büyük olmalıdır. Dolayısıyla bu oran (kavrama oranı) 1'den büyük olmalıdır. Kavrama oranı 1'den küçük olursa bir diş çiftinin teması bittikten bir müddet sonra arkadan gelen diş çifti temasa başlayacak, bu sebepten arada bir boş ilerleme olacaktır. Bunun sonucu olarak da darbeli kavrama ve gürültülü bir çalışma şekli ortaya çıkacaktır.

Gerekli bağıntılar yazılarak düzenleme yapıldığında kavrama oranı olarak

$$\varepsilon_p = \frac{1}{2\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{z_1+2}{\cos \alpha_0}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{\cos \alpha_0}\right)^2 - z_1^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_0 \right) \quad (3.30)$$

eşitliği bulunur.

$$d_b = m.z.\cos \alpha_0 \quad (3.31)$$

$$a_0 = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$$

Eşitlikleri (3.30) eşitliği ile birleştirilince,

$$\varepsilon_p = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 + d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 + d_{b2}^2} - 2.a.\sin \alpha_0}{2.\pi.m.\cos \alpha_0} \quad (3.32)$$

bulunmuş olur.

3.1.4 Düz Dişli Çarklarda Tashih

Günümüzde evolvent profilli dişliler, dişli mekanizmalarının temel elemanları durumundadır. Ancak standart kavrama açısında ve standart büyüklüklerdeki evolvent dişliler; günümüz teknolojisinin artan yüksek güç iletme ve işletme emniyeti isteklerine cevap veremez olmuştur. Bu nedenle yeni dişli sistemlerinin araştırılmasına başlanmıştır. Bu arada mevcut sistemler üzerinde bazı değişiklikler yapmak suretiyle belirli isteklere cevap verebilen dişliler ve mekanizmalar yapmanın mümkün olduğu görülmüştür. Bu tip dişlilere genel olarak düzeltilmiş dişliler adı verilmektedir

Başlangıçta düzeltme daha çok alttan kesme olayını önlemek ve bu suretle de daha küçük diş sayılarına inmek için yapılan bir işlem olarak kullanılıyordu. Teknikteki gelişmelere paralel olarak bu gün düzeltme; özellikle yüksek güçlü mekanizmalarda, örneğin planet mekanizmalarında, zorunlu bir yöntem haline gelmiştir. Çünkü uygun düzeltme yöntemleri ile dişlilerin yük taşıma yeteneklerini 1,2 ile 2 misli arttırmak mümkün olmuştur. Planet mekanizmalarında ise montaj şartlarını yerine getirmek ancak düzeltme sayesinde gerçekleştirilebilmektedir.

Dişli çarklarda düzeltme yapmanın sebepleri şu şekilde özetlenebilir:

- Alttan kesmeyi önlemek
- Montaj şartlarını iyileştirmek
- Küçük diş sayılarına gidebilmek
- Mukavemeti arttırmak

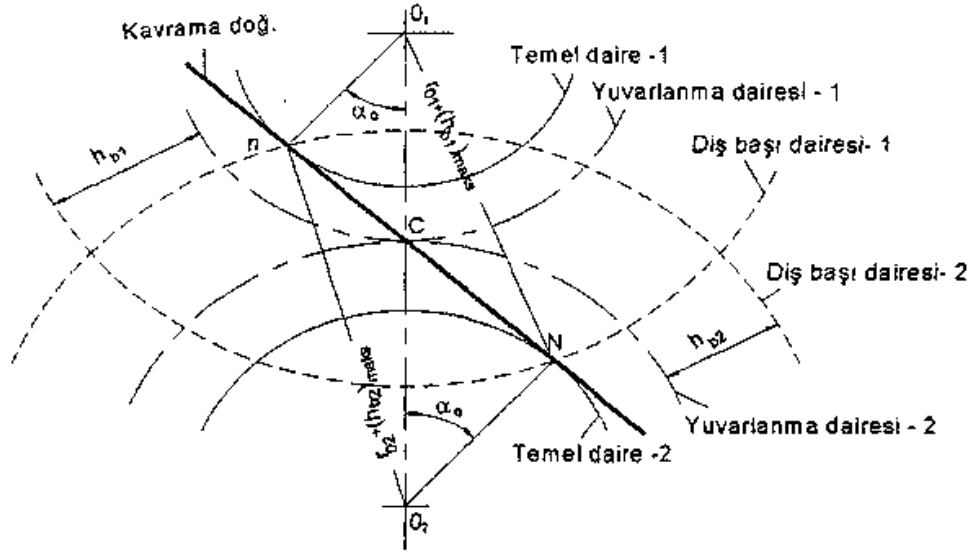
3.1.4.1 Düzeltme İlkeleri

Hangi yöntemle düzeltme yapılırsa yapılsın hepsinde de göz önüne alınması gereken bazı hususlar vardır.

1) **Bir evolvent dişli çiftinde diş başı yükseklikleri (h_b) sınırlıdır.** Dişlilerin diş başı daireleri kavrama doğrusunu temel noktaları (n ve N) dışında kesemez. (Şekil 3.13) Bu şarta göre diş başı yüksekliklerinin en büyük değeri

$$(h_{b1})_{\max} \leq m \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{z_1}{2} \cdot \cos \alpha_0 \right)^2 + \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \sin \alpha_0 \right)^2} - \frac{z_1}{2} \right) \quad (3.33)$$

Olarak bulunur.



Şekil 3.13 Diş başı yüksekliklerinin limit değerleri (Cürgül, 2005)

Altan kesilme olmaksızın 2 nolu dişlinin diş başı dairesi en çok (n) noktasından geçebilir. Bunun dışına taşarsa evolventten farklı bir eğri ile temas olacağından alttan kesme meydana gelecektir.

Normal dişli çarklarda diş başı yüksekliği için $h_b = y.m$ ifadesi kullanılabilir. Böylece

$$(r_{o2} + y.m)^2 \leq \overline{O_2N}^2 + \overline{Nn}^2$$

Ve

$$\overline{Nn} = \overline{nC} + \overline{NC} = (r_{o1} + r_{o2}) \cdot \sin \alpha_0$$

Olması gerekir. Diğer taraftan,

$$\overline{O_2N} = r_{b2} = r_{o2} \cdot \cos \alpha_0 = \frac{z_2 \cdot m}{2} \cdot \cos \alpha_0$$

$$\overline{Nn} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \cdot \sin \alpha_0$$

Bu bağıntılar yeniden yazılarak düzenlenince,

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2} \sin \alpha_0\right)^2}{y - \frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha_0}$$

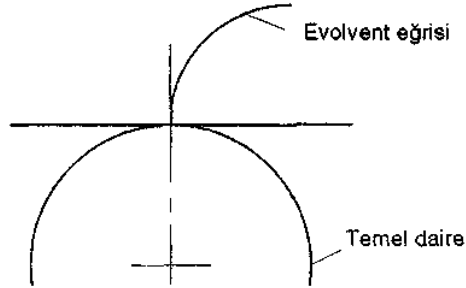
Standart dişlilerde genel olarak $y=1$ alınabileceğinden,

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2} \sin \alpha_0\right)^2}{1 - \frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha_0} \quad (3.34)$$

Eşitliği ile eş çalışacak olan dişli çarkın diş sayısı bulunmuş olur.

2) **Kavrama oranı** $\varepsilon > 1$ **olmalıdır**. Pratikte bu limit değeri 1,25 hatta 1,50'ye kadar çıkabilir. Normal dişli çarklarda kavrama oranının bu limitten büyük olması, dişlilerin yüksek hızlarda daha sessiz çalışmalarını temin eder.

3) Düzeltme yapılırken aktif profilin mümkün mertebe büyük ve uygun bölgede bulunması temin edilmelidir. Evolvent eğrisinin diş profili olarak çalışan kısmına aktif profil adı verilir (Şekil 3.14) Evolventin temel daireye yakın bölgelerinin eğrilik yarıçapları çok küçüldüğü için bu bölgelerin kavramaya girmesi durumunda Hertz gerilmeleri çok büyük olacaktır. Ayrıca bu noktalarda kayma hızı da yüksek olduğundan aşınma büyük olmaktadır.



Şekil 3.14 Aktif Profil

3.1.4.2 Düzeltme Yöntemleri

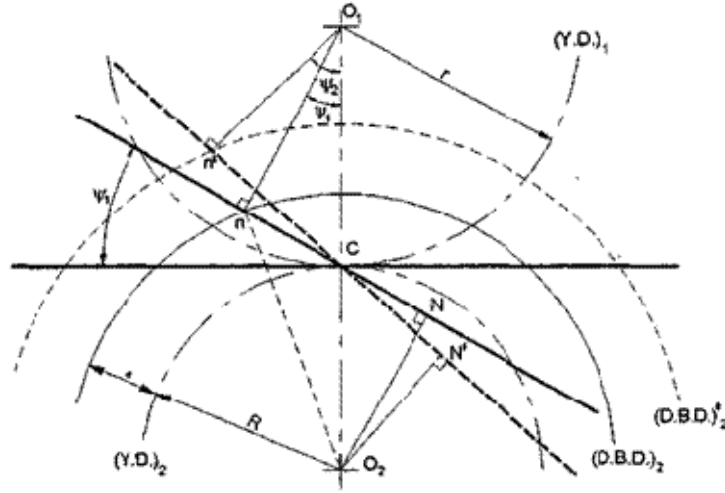
Tarihi gelişmeye bağlı olarak çeşitli düzeltme yöntemleri denenmiştir. Bunlar

- Kavrama açısını değiştirmek,
- Diş yüksekliğini değiştirmek,
- Diş kalınlıklarını değiştirmek,

- Profil kaydırmak, şeklinde sıralanabilir. Bunlardan en çok kullanılan profil kaydırma yöntemidir. Ancak sınırlı da olsa kullanılan diğer yöntemler hakkında da kısa bir bilgi verilmesi uygun olacaktır.

3.1.4.2.1 Kavrama Açısını Değiştirme

Evolvert dişli çiftinde büyük dişlinin diş başı dairesi kavrama doğrusunu hiç bir zaman temel noktası (Şekil 3.15'te n noktası) dışında kesmemelidir. Aksi takdirde büyük dişlinin diş başı küçük dişlinin aktif profilini keser ve diş dibini zayıflatır (alttan kesme).



Şekil 3.15 Kavrama açısının değiştirilmesi

Kavrama açısı Ψ_1 iken Ψ_2 değerine çıkarıldığında dişli çarkın temel dairesinin çapı küçülecek ve böylece kavrama doğrusu ile temel noktası arasındaki açıklık artacaktır. Ters işlem yapılarak açı küçültülmüş olsaydı evolvent temel dairesi büyüyecek ve böylece temastaki profiller ise evolventten başka bir eğri olacaktır. Bu durum dişli çarkta alttan kesmeye sebep olmaktadır.

Sınır değerdeki açı Ψ_1 olsun. O halde

$$\begin{aligned} \overline{Cn} &= \overline{O_1C} \cdot \sin \psi_1 \\ &= r \cdot \sin \psi_1 \\ \text{ve} \\ \overline{O_2n} &= R + a \end{aligned}$$

yazılabilir. $\widehat{O_2Cn} = 90^\circ + \psi_1$ olduğuna göre, $\triangle O_2Cn$ üçgeninde cosinus teoremi yazılırsa

$$(R+a)^2 = R^2 + r^2 \cdot \sin^2 \psi_1 + 2.r.R \cdot \sin^2 \psi_1$$

$$= R^2 + \sin^2 \psi_1 \cdot (r^2 + 2.r.R)$$

$$\sin \psi_1 = \sqrt{\frac{a^2 + 2.a.R}{r^2 + 2.r.R}} \quad (3.35)$$

olarak alttan kesme olmaksızın seçilebilecek en küçük kavrama açısını veren değer bulunmuş olur. Sınır durumunda diş sayıları arasındaki ilişki,

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2 \cdot \sin \alpha_0}\right)^2 - y^2}{y - \left(\frac{z_1}{2 \cdot \sin^2 \alpha_0}\right)}$$

şeklinde dir. Büyük dişlinin diş sayısı $z_2 = \infty$ olursa, yani kremayer bıçağı durumunda bu eşitlik

$$z_1 \geq \frac{2 \cdot y}{\sin 2\alpha_0} = z_{\min}$$

olur.

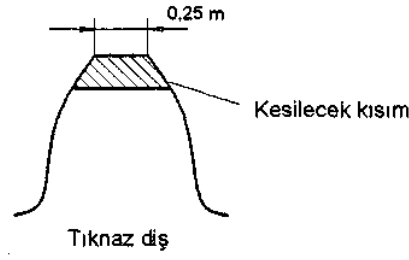
Kavrama oranı, α_0 kavrama açısının büyük değerlerinde bile yeterli büyüklükte olabilmekte, ancak $\alpha_0 > 25^\circ$ durumunda diş sayısı sınır değere inmeden diş başları çok sivrileşmektedir.

(Şekil 3.16)



Şekil 3.16 Sivri tepe diş durumu

Örneğin, $\alpha_0 = 30^\circ$ için $z_1 = 14$ 'de diş başı kalınlığı 0,25m değerinin altına düşmektedir. Özellikle sertleştirilmiş dişlilerde diş başı tamamen sertleşeceğinden kırılğan duruma gelir. Diş başının bir miktar kesilmesi durumunda bu sakıncanın önlenmesi düşünülebilirse de bu defa kavrama oranı küçülecektir. Büyük dişlilerde bu yol izlenerek tıknaz dişliler yapılabilir. (Şekil 3.17)



Şekil 3.17 Tıknaz diş

Sonuç olarak, kavrama açısını büyütmeyle daha küçük diş sayılarına inilebilir. Eğilme ve ezilme bakımından daha dayanıklı bir diş formu elde edilebilir. Buna karşılık kavrama oranı biraz küçülür, diş başı sivrilir, en önemlisi imalatla özel kesme bıçakları gerektirir.

3.1.4.2.2 Diş Yüksekliğini Değiştirme

Diş yükseklik faktörünün standart değerinden ($y = 1$) küçük veya büyük alınması sınır diş sayısı ve kavrama oranını değiştirir. Örneğin, $z_1=z_2=30$ için diş yükseklik faktörüne bağlı olarak sınır diş sayısı ve kavrama oranının değişimi Çizelge 3.15'deki gibidir.

$y < 1$ olan dişlere tıknaz, $y > 1$ olanlara ise uzun dişli denir. Tıknaz dişlilerde genel olarak $y=0,8$ alınır. Örneğin, $z_1=z_2=14$ ve $y = 0,8$ 'de $\varepsilon = 1,32$ olup yeteri derecede büyüktür. Tıknaz dişliler daha rijit olup diğerlerine nazaran daha az aşınmaktadır. Ancak yüksek hızlarda gürültülü çalışmaktadır. Uzun dişlilerde ise daha çok $y = 1,2$ alınır. Kavrama oranı $\varepsilon=2$ mertebesindedir. Diş sayıları 28'den küçük alınmaz. Dişliler daha sessiz çalışırlar. En büyük sakıncaları özel kesici takım (imalat bıçakları) gerektirmeleridir.

Çizelge 3.15 Kavrama oranının diş yüksekliğine göre değişimi

y	z _{min}	ε
0.5	9	0.86
0.8	14	1.32
1	17	1.66
1.2	21	1.89
1.5	26	2.3

3.1.4.2.3 Diş Kalınlığını Değiştirme

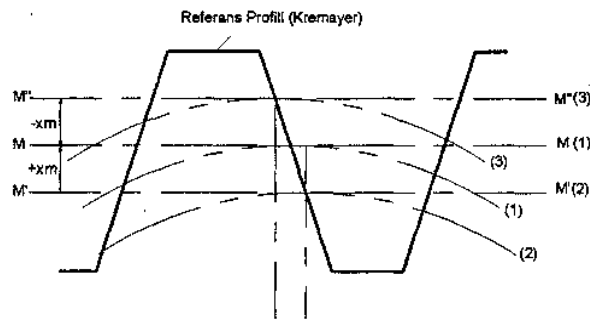
Çok az kullanılan bir düzeltme yöntemidir. En büyük özelliği standart dişlilerde kullanılan takımlar ve makinelerle imal edilmeleridir. Ancak imalat esnasında kesici takım diş profilinin

önce bir tarafını, sonra diğer tarafını imal eder veya her iki diş yanağı için farklı bıçak kullanılır.

3.1.4.2.4 Profil Kaydırma

Dişli çark imalatında en çok kullanılan düzeltme yöntemidir. Bunun sebebi, dişli sisteminin standart dişlilerde kullanılan takımlarla ve makinelerle doğrudan yapılabilmesidir. Bu düzeltme yönteminin esasını; evolvent profilli dişlilerde sistemin kinematik durumunda tek etkenin temel daire oluşu, dolayısıyla temel daire merkezlerinin birbirlerine nazaran çeşitli konumlara getirilebilmesi teşkil eder. Bu şekilde iki temel daireye ait evolventleri çeşitli kesimlerinde birbiriyle dişli ana kanununa uygun olarak eş çalıştırabiliriz. Eğer dişlilerden birinin diş sayısı sonsuz olursa (kremayer bıçak) bununla imal edilecek dişliler de kendi aralarında çeşitli eksen konumlarında eş olarak çalıştırılabilir. Aynı referans profili ile imal edilen dişliler de tekrar birbirleri ile eşleştirilebilir. Bu şekilde yeni bir mekanizma elde edilmiş olur.

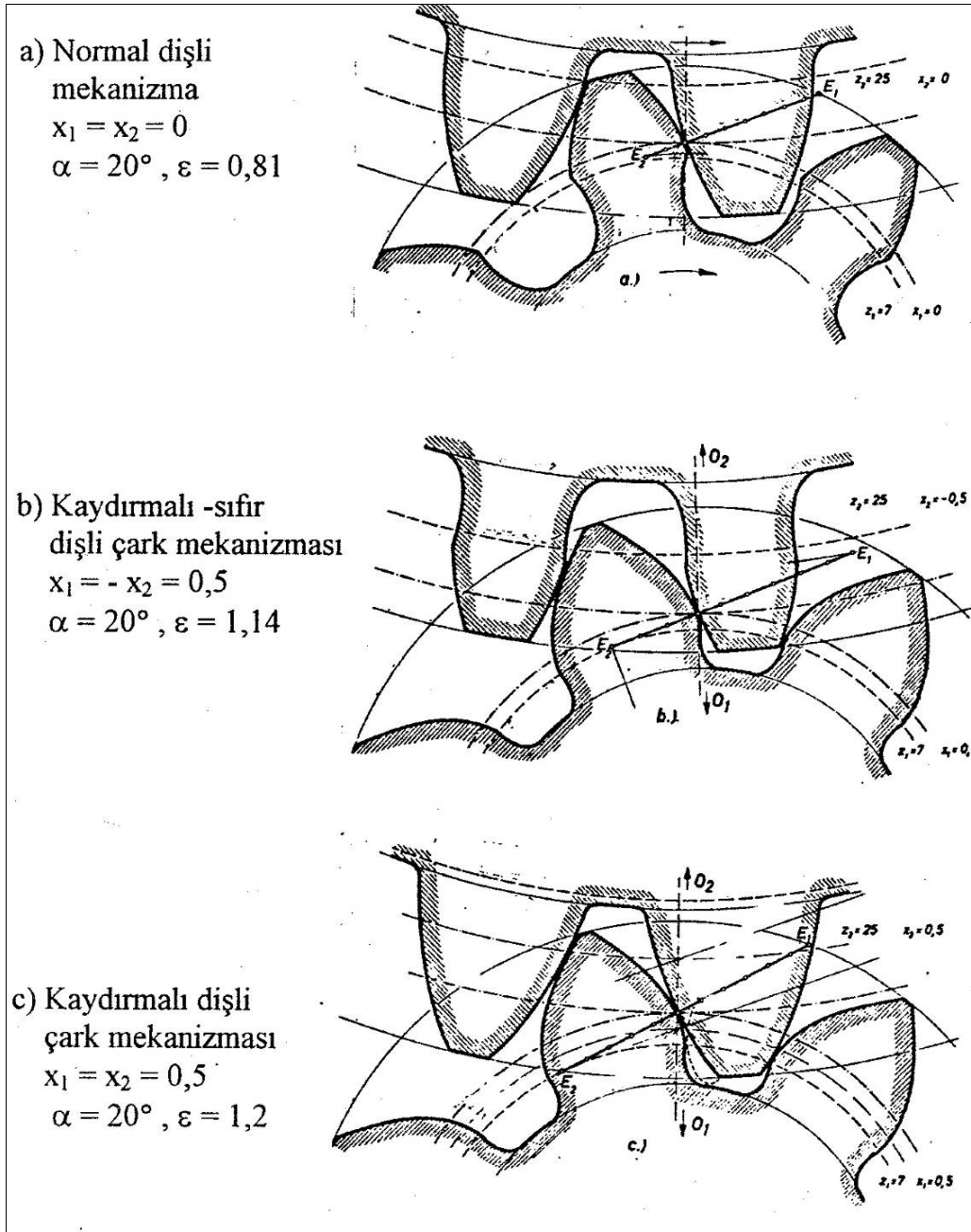
Şekil 30.7'de standart bir kremayer bıçağın, imal edeceği dişli ile, çeşitli konumlarda çalışabileceği gösterilmiştir. Eğer imal edilecek dişlinin yuvarlanma dairesi (imalat yuvarlanma veya imalat taksimat dairesi) referans profilinin $M - M$ orta doğrusu üzerinde yuvarlanıyorsa standart dişli elde edilir. Bu tür dişlilere 0 dişlisi (sıfır dişlisi) de denir (Şekil 3.18 'de 1. konum) İkinci olarak kremayer bıçağı, imal edeceği dişlinin yuvarlanma dairesinden $(+xm)$ kadar yukarı kaydırılmış ve imalat esnasında dişli $M' - M'$ doğrusu üzerinde yuvarlanıyorsa bu şekilde artı düzeltmeli V dişlisi elde edilir. (Şekil 3.18 'de 2. konum) Üçüncü bir durum olarak kayma $(-xm)$ kadar aşağıya doğru olup yuvarlanma $M'' - M''$ doğrusu üzerinde ise eksi düzeltmeli V dişlisi elde edilir. (Şekil 3.18 'de 3. konum) Burada X faktörüne "profil kaydırma faktörü" adı verilir.



Şekil 3.18 Profil kaydırma

Profil kaydırma faktörünün büyüklük ve işaretinin diş formu üzerindeki etkisi büyüktür. Genel olarak artı profil kaydırmada X büyüdükçe diş formu kuvvetlenmekte, diş tepesi sivrilmektedir. Aynı temel dairesi taksimatına sahip ve uygun diş başı boşlukları olan 0 ve V dişlilerini kendi aralarında eş çalıştırarak çeşitli dişli mekanizmaları elde edilebilir.

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



Şekil 3.19 Profil kaydırma sonucu oluşan farklı mekanizmalar

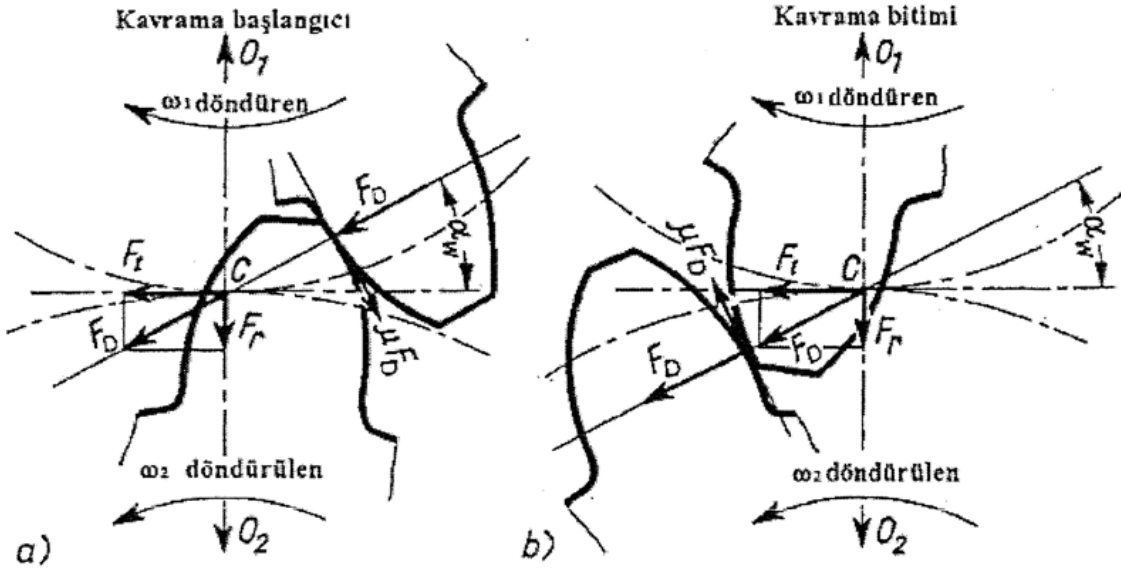
3.1.5 Dişli Çarklardaki Mukavemet Hesapları

Dişli çarklar arasındaki kuvvet iletiminde en kritik durum , sadece bir diş çiftinin birbirini kavradığı durumdur. Mukavemet hesaplarında bu kritik durum göz önüne alınmıştır.

Şekil 3.20'de birbirini kavramış konumdaki dişli çarklarda döndürenden döndürülene etkiyen kuvvet, etkilediği noktada dişli profillerinin ortak normali doğrultusundaki normal kuvvet dişli kuvveti F_D 'dir. Diğer bir deyişle kavrama sırasında diş üzerine gelen ve diş kuvveti veya normal kuvvet adım taşıyan kuvvet, dişli ana kanununa göre evolvent dişlilerde kavrama doğrusu boyunca etkimekte yani kavrama doğrusuyla çakışmaktadır. Dişler yuvarlanma noktası C'nin dışında birbirleri üzerinde ayrıca bir kayma hareketi yaptıklarından, bu hareket ilave olarak dişler arasında sürtünme kuvvetine neden olur.

$$F_s = \mu.F_D \quad (3.36)$$

Sürtünme kuvvetini yönü; kavrama başladıktan C noktasına kadar döndürenin merkezinden uzaklaşan , C'den kavrama bitimine kadar da döndürülenin merkezinden uzaklaşan yödedir. Bu kuvvetler altında her diş veya diş çifti eğilme + bası ya zorlanır ve aşınma ile karşı karşıyadır.



Şekil 3.20 Kuvvet yönlerinin kavrama boyunca değişimi (Babalık, 2002)

Diş kuvveti F_D 'nin etkisi altında diş dibi kesiti eğilme, bası ve kaymaya zorlanacak, ayrıca iki dişin temas noktasındaki yüzey basıncı ezilmeler meydana getirebilecektir ki bunlar

uygulamada karşılaştığımız hasarların ana sebepleridir.

Dişli çarklar hesaplanırken üç kontrol hesabı yapılmaktadır:

1) *Diş dibi mukavemeti:*

Eğilme, bası ve kayma zorlanmalarından dolayı diş dibinin kırılıp kırılmayacağını kontrol edilmesidir. Yüzeyi sertleştirilmiş dişlilerde önemlidir.

2) *Yan yüzey mukavemeti:*

Yan yüzeylerde Hertz basıncından dolayı ezilme ve küçük kraterler olup olmadığının kontrolüdür. Sertleştirilmemiş dişliler için önemlidir.

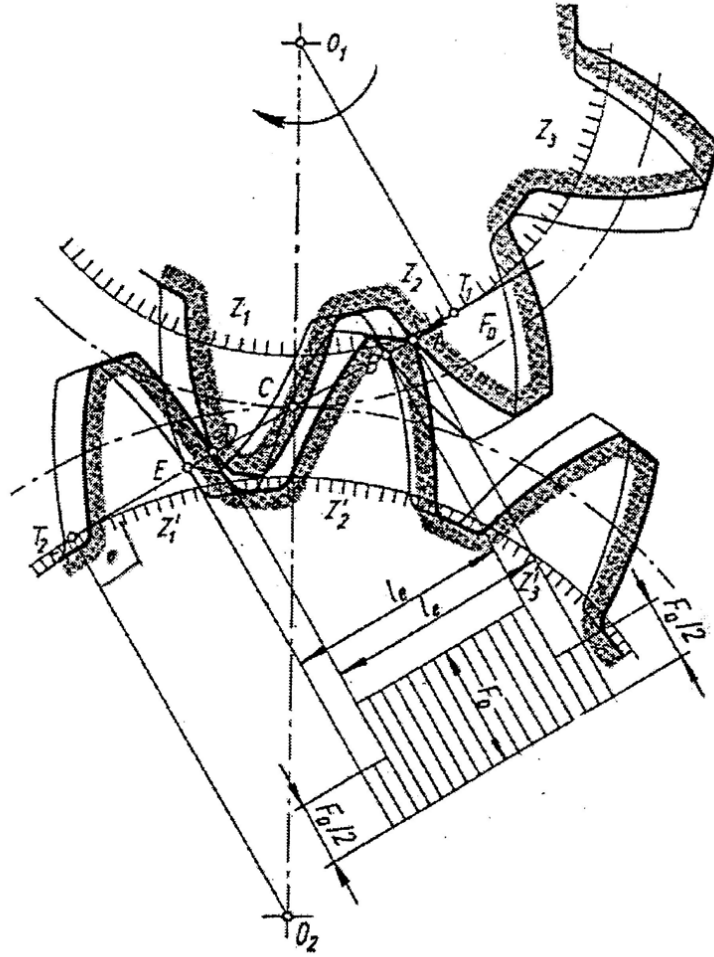
3) *Aşınma kontrolü :*

Dişli çarklar temas yüzeyleri arasında yağ filmi oluşması için yağlanırlar. Yük, kayma hızı, yüzey kalitesi, seçilen yağın viskozitesi arasında bazen arzu edilmeyen bir kombinasyon meydana gelebilir. Bu durum dişler arasındaki yağ filminin kopmasına ve metal - metal temasına neden olur, aşınma meydana gelir, kayma aşınması, yenme olayıyla karşılaşılır. Ayrıca yan yüzeylerin yeterince yağlanamamasından doğan yüzey pürüzlenmeleri aşınmaya sebep olur. Bu nedenle aşınma kontrolünün de yapılması gereklidir.

Eş çalışan dişlilerin temas yeri yuvarlanma dairesi üzerinde olduğu takdirde, F_D kuvveti aynı kalır fakat kavrama açısı değiştiği için teğetsel ve radyal bileşenler değişir.

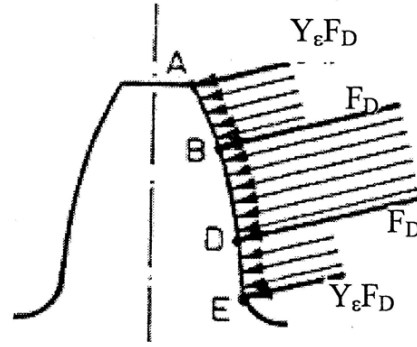
Kavrama oranının mutlaka 1'den büyük olması demek kuvvet naklinin kavrama uzunluğu boyunca zaman zaman iki, zaman zaman da tek diş çifti tarafından gerçekleştirildiği anlamına gelir.

Şekil 3.21'de kavrama oranı $\epsilon > 1$ olan eş çalışan iki diş çiftinin (z_1 ve z_1' ile z_2 ve z_2') birbiri ile temas hali görülmektedir. z_2 ve z_2' çifti birbirlerini henüz kavramaya başlamışlardır. A noktası z_2 ve z_2' için kavrama başlangıcıdır (Kavramaya giriş). z_1 ve z_1' ise hala birbirleriyle D noktasında temasa devam etmektedirler. Diş kuvveti F_D iki diş çifti tarafından ortaklaşa karşılanmaktadır. Üst tekil noktası olarak isimlendirilen B noktasında z_1 ve z_1' E noktasına gelip birbirlerinden ayrılmaktadırlar. B'den itibaren diş kuvveti sadece z_2 ve z_2' diş çifti tarafından karşılanmaktadır. Alt tekil noktası olarak isimlendirilen D noktasında z_2 ve z_2' diş çiftinin birbirini kavraması sona yaklaşmaktadır. z_2 dişi z_1 dişinin yerini alacak kadar dönmektedir. Bir sonraki diş çifti z_3 ve z_3' , z_2 ve z_2' nin yerini almış yani birbirlerini kavramaya başlamış dolayısıyla diş kuvvetini taşımaya ortak olmuştur. Kavramadan çıkış noktası E noktası z_2 ve z_2' diş çiftinin birbirinden ayrıldığı noktadır.



Şekil 3.21 İki diş çiftinin temas hali

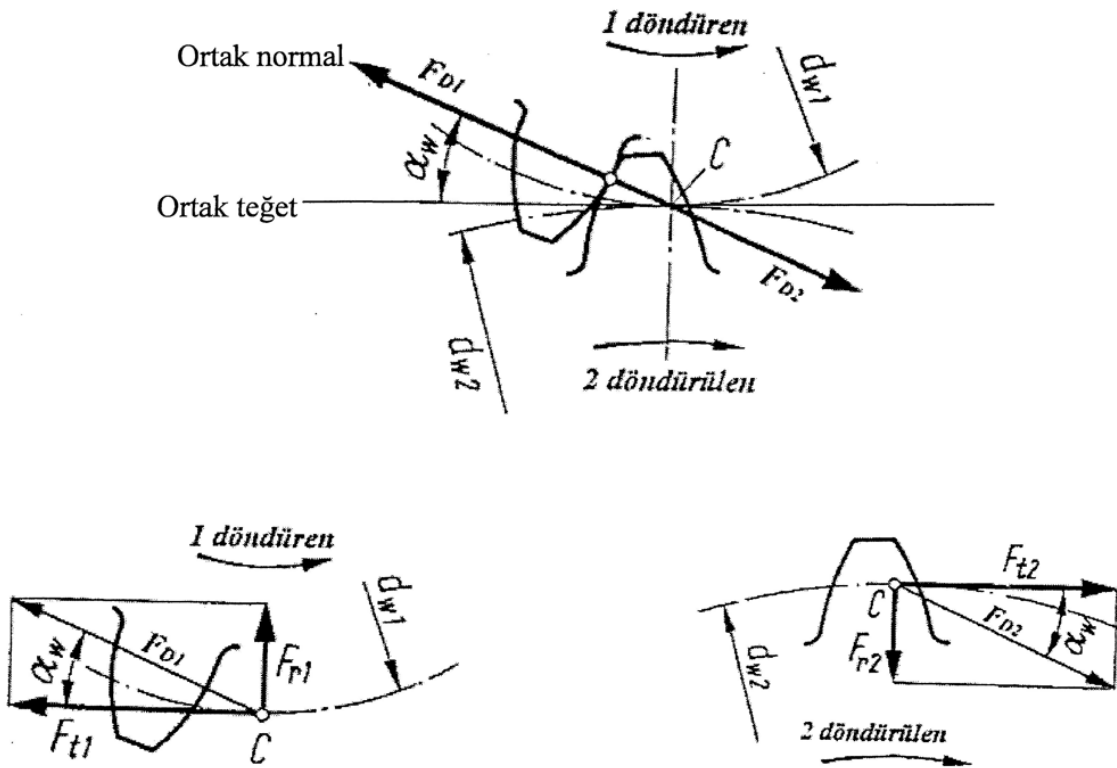
Şekil 3.21’de görüldüğü üzere z_2 den z_2' dişine etkiyen kuvvet A, B noktaları arasında $F_D / 2$; B noktasından E noktasına kadar F_D ; D noktasında E noktasına kadar da $F_D / 2$ dir. Dişli çarkın bir devir yapmasıyla herhangi bir diş sıfır ile F_D değerleri arasında değişken bir kuvvete ve dolayısıyla 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 noktaları üst ve alt tekil yüklenme noktalarıdır. (Şekil 3.22)



Şekil 3.22 Dişlerin yüklenme durumları (Akkurt, 2000)

3.1.5.1 Dişli Kuvvetleri

Birbirini kavrayan iki düz dişli söz konusudur.



Şekil 3.23 Dişlerin kavrama halinde döndüren ve döndürülen dişlere etkiyen kuvvetler

Dişler arasında kuvvet nakli temas yüzeyleri üzerinden olacaktır ve temas noktalarından iletilen bu kuvvetlerin yönü, yan yüzeylerin temas noktasındaki ortak normalleri doğrultusunda olacaktır, dolayısıyla hangi noktada etki ederlerse etsinler kuvvetlerin uzantısı

yuvarlarına noktasından geçecektir. Dişli kuvveti F_D 'yi yuvarlanma C'ye kadar kuvvet doğrultusunda kaydırıp C noktasında teğetsel (F_t) ve radyal bileşenlerine (F_r) ayırmak mümkündür. Etki tepki yasasından dolayı $F_{D1}=F_{D2}$ olur. Dolayısıyla;

$$F_{t1}=F_{t2} \quad (3.37)$$

$$F_{r1}=F_{r2}$$

Düz dişlilerde helis açısı $\beta=0^\circ$ olduğundan aksenal kuvvet $F_e = 0$ olup, dişli kuvveti F_D sadece F_t ve F_r 'nin bileşkesidir.

Dişli kuvvetinin radyal bileşeni dişlilerin merkezlerine doğru, çevresel (teğetsel) bileşeni de dönme yönüne bağlıdır. Döndüren dişliye çevresel yönde, döndürülen dişliye döndürenin dönme yönüne ters direnç uygulanacaktır: F_{t1} . Döndüren den döndürülene ise ona hareket vermek için dönme yönünde çevresel kuvvet uygulanır: F_{t2} .

Radyal kuvvet F_r her zaman dişli merkezine yöneliktir. Çevresel kuvvetler ise F_t ; dişli çarkların dönme yönü değiştiğinde yön değiştirirler. Döndüren dişliye etkiyen çevresel kuvvet dönme yönünün zıddı, döndürülene etkiyen ise dönme yönündedir.

Dişli kuvvetlerin hesaplanmasında çevresel bileşenden hareket edilir. İletilecek döndürme (burulma) momenti sadece bir diş çiftinin birbirini kavramasıyla iletiildiği kabulüyle, mukavemet hesapları için en kritik hal dikkate alınarak çevresel kuvvet hesaplanır.

Eş çalışan dişlilerin temas yeri, taksimat dairesi üzerinde bulunduğu durumda; Çarkların birbirine uyguladığı teğetsel kuvvetler:

$$F_t = \frac{2.K_A.M_{d1}}{d_1} \quad (3.38)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_0 \quad (3.39)$$

$$F_r = F_D \cdot \sin \alpha_0 \quad (3.40)$$

3.1.5.2 Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Faktörler

Dişlinin mukavemet hesaplarını yaparken; dişliden beklenen ömür boyunca diş dibi kırılması ve yüzey ezilmesi olaylarının meydana gelmemesini sağlamamız gerekmektedir. Dişli çarklar iletmeleri gereken dönme momentinden dolayı etkiyen çevresel kuvvetlerden başka işletme

şartlarından (ağır darbeleri) , imalat ve konstrüksiyon özelliklerinden doğan ek dinamik kuvvetler tarafından da zorlanmaktadır. Dişli çark mekanizmasını süren hareketin aktarıldığı milde ilgili hesapları yapmak yerine çoğu deneylerden elde edilmiş katsayılarla bu kuvvetlerin etkileri hesaba dahil edilir.

İşletme Faktörü K_A :

DIN3990'a göre işletme faktörleri Çizelge 3.2'de verilmiştir. Motor ve iş makinesinin özellikleri, aradaki milin kütlesi darbe ve moment düzgünsüzlükleri oluşturur, bu etki işletme faktörüyle hesaba katılmalıdır.

Dinamik faktör K_V :

DIN 3990'a göre dişli yan yüzeylerinde yön sapmaları, bombeleşme, dişlide, gövdede, milde meydana gelen deformasyonların sistemde meydana getirdiği titreşimlerin etkisi dinamik faktörle hesaba katılmalıdır. Bu iç dinamik kuvvetler hız arttıkça artarlar, yük arttığında ise azalır. Kritik altı bölgede çalışan düz dişli çark için;

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_{V\alpha}}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_{V\beta} \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} \quad (3.41)$$

$K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$: Kaliteye bağlı dişli faktörü (çizelge)

v : Taksimat dairesindeki çevresel hız

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

Çizelge 3.16 $K_{v\alpha}$ ve $K_{v\beta}$

Kalite	$K_{v\alpha}$								$K_{v\beta}$
	5	6	7	8	9	10	11	12	Hepsi
Düz dişli	5,7	9,6	15,3	24,5	34,5	53,6	76,6	122,5	0,0193
Helis dişli	5,1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1	0,0087

Dişin birim genişliğine gelen yük:

$$w_t = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_V \quad (3.42)$$

Eşitliği ile hesaplanır. w_t 'nin 50 ... 500 N/mm arasında olması istenir.

Genişlik faktörü $K_{F\beta}$ ve $K_{H\alpha}$:

Dişlilerin taşıdıkları yük nedeniyle uğradıkları elastik deformasyon ve üretimlerinde ideal geometriden sapmalar nedeniyle diş genişliği boyunca yük dağılımı eş değerde olmayabilir. Özellikle eş çalışan dişliler birbirlerine alışırken bu farklılıkların önemi büyüktür. Bu farklılıkların diş dibi mukavemetine etkisi $K_{F\beta}$ yan yüzey mukavemetine etkisi ise $K_{H\alpha}$ faktörleriyle dikkate alınır.

$$K_{F\beta} \cong 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \quad (3.43)$$

K_β : Genişlik temel faktörü (Çizelge 3.17)

f_w : Yük düzeltme faktörü (Çizelge 3.18)

f_p : Malzeme faktörü (Çizelge 3.19)

Çizelge 3.17 K_{β} Genişlik temel faktörü

Diş genişliği		Diş Kalitesi									
>	≤	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	20	1,06	1,06	1,07	1,08	1,10	1,13	1,17	1,23	1,32	1,48
20	40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,11	1,14	1,19	1,25	1,36	1,53
40	100	1,08	1,08	1,09	1,09	1,13	1,16	1,20	1,28	1,40	1,59
100	160	1,10	1,10	1,12	1,13	1,16	1,19	1,23	1,33	1,46	1,66
160	315	1,12	1,13	1,14	1,15	1,18	1,21	1,26	1,34	1,48	1,69
315	560	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21	1,24	1,28	1,37	1,51	1,70
560		1,21	1,21	1,22	1,24	1,27	1,29	1,32	1,40	1,54	1,74

Çizelge 3.18 Yük düzeltme faktörü f_w (DIN 3990)

w_t (N/mm)	> 350	300	250	200	≤ 100
f_w	1	1,15	1,3	1,45	1,6

Çizelge 3.19 Malzeme faktörü f_p (DIN 3990)

Malzeme çifti	Çelik / Çelik	Çelik / DD	DD / DD
f_p	1	0,75	0,5

Alın yük dağılım faktörü K_{Fa} , K_{Ha} :

Dişlilerin üretildiği malzemenin elastikiyetine ve dişli üretim kalitesine bağlı olarak kuvvetlerin çevresel yönde dişe dağılımı da düzgünsüzlük gösterebilir. Bu düzgünsüzlükler hesapta alın yük dağılım faktörüyle dikkate alınır.

3.1.5.3 Diş Dibi Mukavemeti

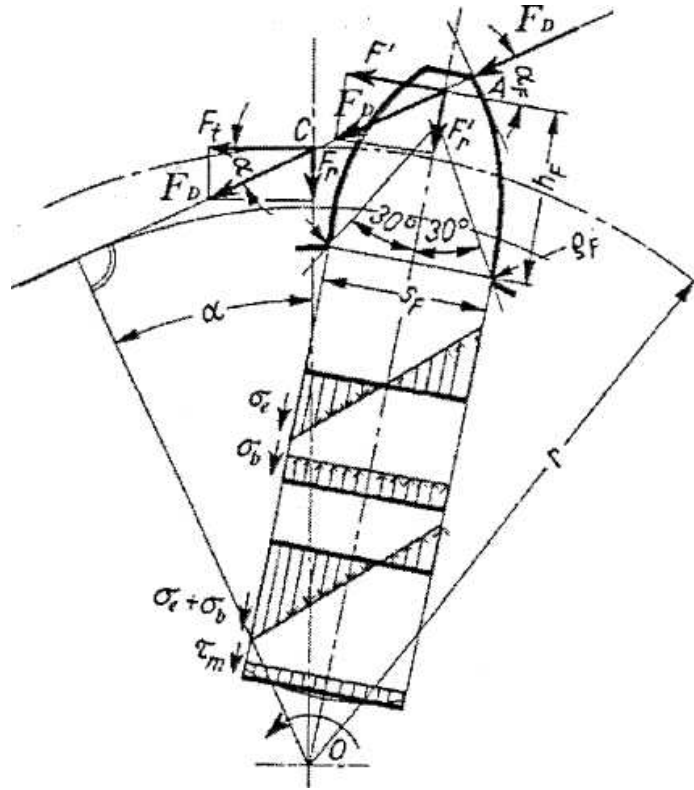
Fotoelastisite yöntemiyle elde edilen sonuçlara göre eş çalışan dişlilerde en büyük gerilmeler dişli tabanında meydana gelir. Dişli tabanında meydana gelen kırılmalar, çekme gerilmelerinin bulunduğu yerde bir çatlak ile başlar, bu çatlak zamanla yavaş yavaş ilerler ve yükü taşıyamayacak hale geldiğinde birden bire kopma gösterir. Diş dibindeki gerilme yığılmalarının değeri büyük oranda diş dibinin kavis yarıçapına bağlıdır. Diş dibi gerilmeleri açısından zorlamanın en büyük olduğu hal diş kuvvetinin dişin tepe noktasından etki ettiği andır. Ayrıca tüm dişli kuvvetinin sadece bir tek diş tarafından iletildiği kabul edilerek

yapılan araştırmalarda en büyük gerilmenin diş simetri eksenine 30° eğim yapan doğruyun diş dibi kavislerine teğet olduğu noktada meydana geldiği görölmüştür. DIN 3990 standardına göre kuvvetin uygulanma noktası kavramanın başlangıcını belirten A noktasıdır. Bu standarda göre Niemann yönteminde diş dibi gerilmesi sadece eğilme gerilmesi dikkate alınarak hesaplanmaktadır. Bası ve kayma gerilmelerinin etkisi ise Y_s gerilim düzeltme faktörüyle dikkate alınmaktadır.

Üç ön koşul geçerlidir :

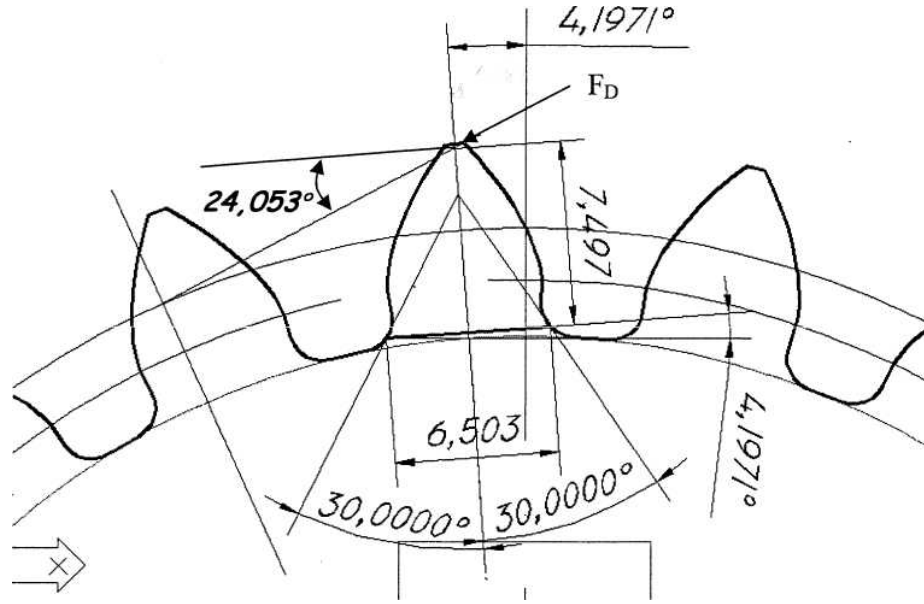
- Diş kuvveti diş yan yüzeyinin en tepe noktasından etkimektedir.
- Diş kuvveti tek bir diş tarafından karşılanmaktadır.
- En büyük gerilme, diş dibi kavisine 30 ° eğimli teğet noktasındadır.

Diş dibi mukavemetinin hesaplanmasında en kritik durum, sadece bir diş çiftinin birbiri ile temas ettiği gibi yani sadece bu dişli çifti ile kuvvet iletiliyormuş gibi düşünölen durumdur.



şekil 3.24 Diş kuvvetinin diş başından etkimesi halinde oluşan gerilmeler (DIN 3990)

Bu yöntemeye göre diş tabanındaki her iki kavisten diş simetri eksenine 30° lik açı yapan bir doğru çizilirse s_F kırılma kesiti belirlenmiş olur. Eğilme kolu h_F kavrama doğrusunun diş simetri eksenini kestiği noktadan kırılma kesiti s_F ye kadar olan mesafedir.



Şekil 3.25 Dişli kuvvetinin eğimi

$$\sigma_e = \frac{w}{m} \cdot \frac{6 \cdot (h/m) \cdot \cos \alpha_F}{(S_F/m) \cdot \cos \alpha} \quad (3.44)$$

$$\sigma_e = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_F$$

Burada Y_F diş geometrisi ile ilgili değerleri içeren diş form faktörüdür. Profil kaydırma faktörüne bağlı olarak Çizelge 3.10'dan okunur.

Diş dibindeki gerçek gerilme σ_F , teorik eğilme gerilmesinden farklıdır. DIN 3990 a göre;

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (3.45)$$

σ_{F0} , hatasız kabul edilen dişin diş dibindeki maksimum nominal gerilmesidir.

Y_S : Teorik eğilme gerilmesi düzeltme faktörü

Y_ϵ : Kavrama faktörü

Y_β : Helis faktörü

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b.m} \cdot Y_F \cdot Y_s \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (3.46)$$

Diş form faktörü Y_F :

Diş şeklinin eğilme gerilmelerine etkilerini içeren faktör profil kaydırmaya bağlıdır. (Çizelge 3.10)

Gerilme düzeltme faktörü Y_s :

Diş dibi kavisini çentik etkisiyle, diş dibindeki eğilmenin dışında mevcut kayma ve bası gerilmelerini dikkate alan faktördür. (Şekil 3.26)

Kavrama faktörü Y_ε :

Kuvvetin her zaman dişin en üst noktasından etkemediğini ifade eden, profil kavrama oranına ve helis açısına bağlı faktördür.

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \cdot \cos^2 \beta \quad (3.47)$$

Eşitliği ile hesaplanır.

Helis faktörü Y_β :

Hesaba esas alınan eşdeğer düz dişli ile helis dişli arasındaki farkı dikkate alan faktördür.

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \quad (3.48)$$

Eşitliği ile hesaplanır. Düz silindirik dişliler için 1'e eşittir.

Güvenlik katsayısı S :

Diş dibi gerilmesi σ_F , yapıldığı malzemeye bağlı olarak dişli çarkın diş diplerinde

taşıyabileceği en büyük gerilme σ_{Fmax} 'tan küçük olmalıdır.

$$S = \frac{\sigma_{Fmax}}{\sigma_F} \quad (3.49)$$

Sanayide kullanılan dişli çark mekanizmalarında $S = 1,3... 1,5$; ağır darbeli dişli çark mekanizmalarında ise $S=1,8...3$ kat emniyetli olacak şekilde tasarım ve imalat gerçekleştirilir.

Diş dibinde taşınabilecek maksimum gerilme :

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \quad (3.50)$$

σ_{Flim} : Çentiksiz numunedan elde edilmiş eğilme sürekli mukavemet değeri

σ_{Hlim} : Hertz basıncı limit değeri

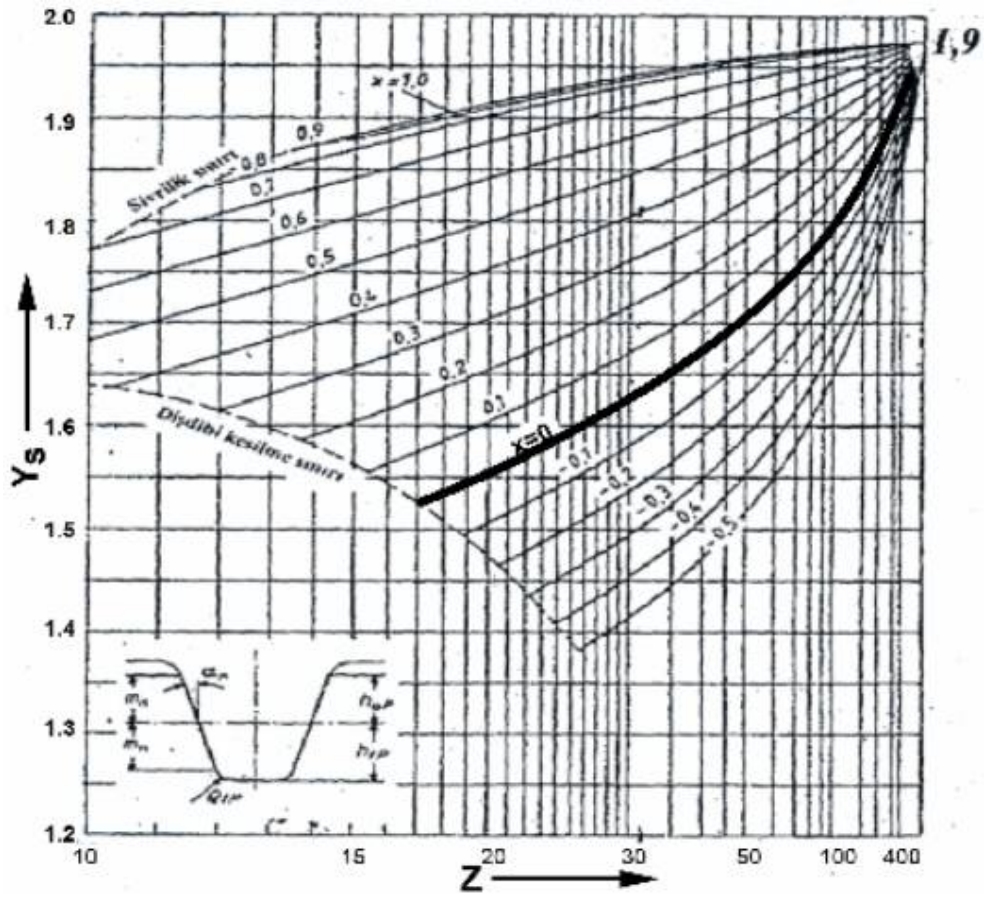
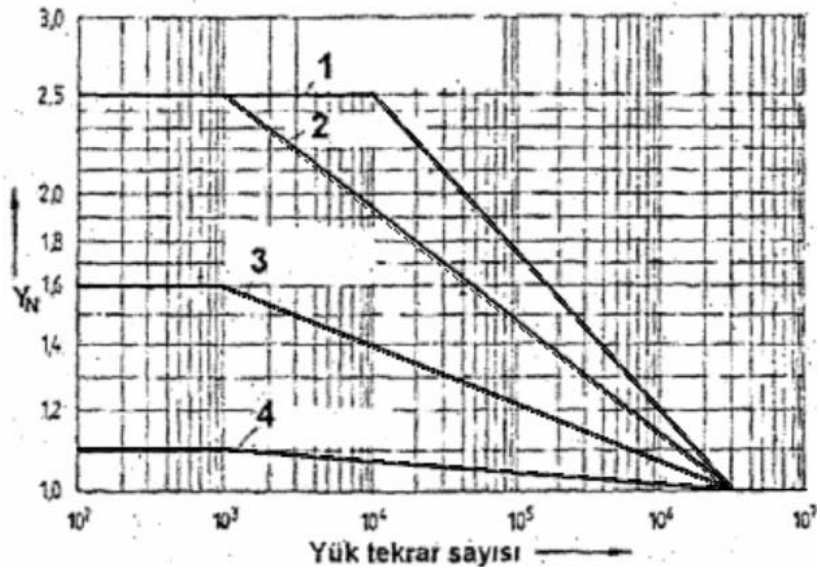
Y_N : Ömür faktörü. Dişli çark mekanizması sonsuz mukavim olacaksa, başka bir deyişle yük tekrarı 10^7 'den fazla olacaksa 1 olarak alınır. Belli bir sayıda yük tekrarı için yapılan tasarımlarda Şekil 3.27'deki değerler alınır.

Y_δ : Göreceli destek sayısı, dişli malzemesinin çentiğe karşı duyarlılığını ifade eder.

Y_R : Göreceli yüzey faktörü, diş dibi kavisindeki yüzey pürüzlerini dikkate alır.

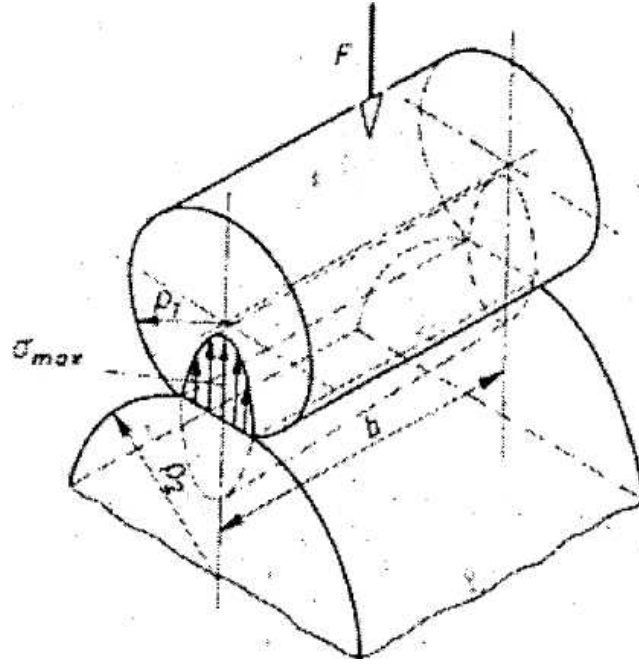
Y_X : Büyüklük faktörü

Sürekli mukavemet istenen dişli çarklarda, $Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X$ değeri 1'e yakınsadığı için $Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X = 1$ alınabilir.

Şekil 3.26 Y_S Gerilme düzeltme faktörüŞekil 3.27 Y_N Ömür faktörü

3.1.5.4 Yan Yüzey Mukavemeti

Eş çalışan dişli çarkların birbirlerine temas ettikleri noktalarda dişler dişli kuvveti F_D 'nin etkisi altında bir miktar deforme olurlar. Burada temas çizgi teması değil yüzey temasıdır. Hertz Teorisine göre hesaplanan yüzey basıncı izin verilen değeri aşınca özellikle yuvarlanma dairesi civarındaki yüzeyde yorulma aşınmaları yani pitting denilen çukurcuklar meydana gelir, pitting olayı ile yüzey bozulmaya başlar (Şekil 3.28)



Şekil 3.28 İki silindirin temas noktasında oluşan basınç (Babalık,2002)

Dişli çarklarda temas yüzeyleri eğrilik yarıçapları boyunca değiştiğinden ve bası kuvvetinin de genişlik boyunca sabit kalmamasından dolayı, basit iki silindir için tanımlanabilecek ezilme modeli dişli çarklara aynen uygulanamaz. Hertz basıncı eşitliği dişli çarklara uygulandığında, özellikle tehlikeli nokta olarak belirlenen yuvarlanma dairesi için eşdeğer eğrilik yarıçapı;

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

Ve C noktasındaki eğrilik yarıçapları ;

$$\rho_{1C} = \frac{r_1 \cdot \sin \alpha}{\cos \beta} \quad (3.51)$$

$$\rho_{2C} = u \cdot \frac{r_2 \cdot \sin \alpha}{\cos \beta} \quad (3.52)$$

Yan yüzeyleri birbirine bastıran, kavrama doğrusu doğrultusundaki diş kuvvetinin çevresel bileşeninin

$$F_D = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

olduğu hatırlanırsa, yuvarlanma noktasındaki bası gerilmesi

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}} \cdot \sqrt{0,35 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (3.53)$$

elde edilir. Buradaki üç çarptandan ilki, kuvvet ve çevrime bağlı olup dişlinin işlevini içerir. İkinci çarpan, geometriye bağlı olup yan yüzeylerin eğrilik yarıçapı ile ilişkilidir, bölge faktörü adı verilen bu çarpan Z_H ile gösterilir. Düz alın dişli söz konusu olduğundan, $\beta_b=0$, $\alpha_0=\alpha=20^\circ$ dir. Profil kaydırma olmadığı durumlarda $\alpha_{wt} = \alpha_w = 20^\circ$ geçerlidir.

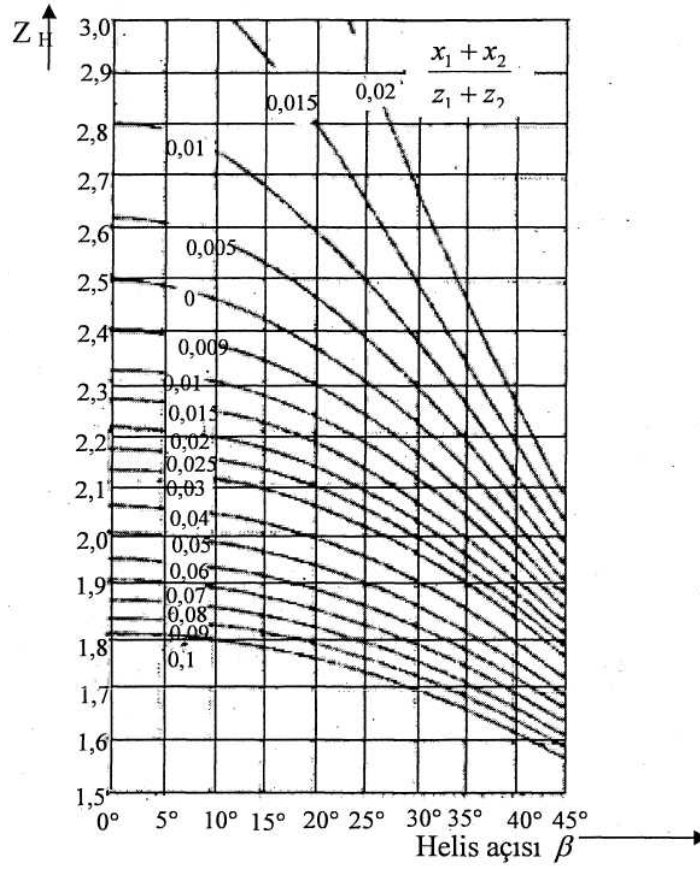
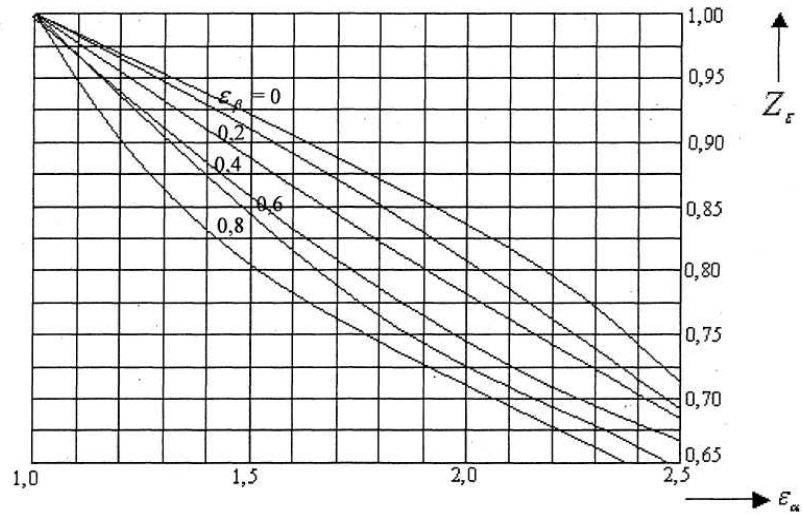
Z_H değeri,

$$Z_H = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos 0}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha}} \quad (3.54)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.

Üçüncü çarpan ise dişlinin üretildiği malzemeye bağlı elastisite faktörüdür, Z_E ile gösterilir.

$$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot E} \quad (3.55)$$

Şekil 3.29 Z_H Bölge faktörüŞekil 3.30 Z_ϵ Kavrama faktörü

Kavrama oranı 1'den büyük olduğu için, Z_ϵ Kavrama faktörü de hesaba katılmalıdır. Şekil 3.30'dan alınabilir.

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b.d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \quad (3.56)$$

(3.56 Eşitliği ile ifade edilen basınç, hatasız imal edilmiş dişlideki yüzey basıncıdır. Diş dibi mukavemetinde olduğu gibi iç ve dış kuvvetlerin etkileri de hesaba katılmalıdır:

$$\sigma_H = \sigma_{HC} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (3.57)$$

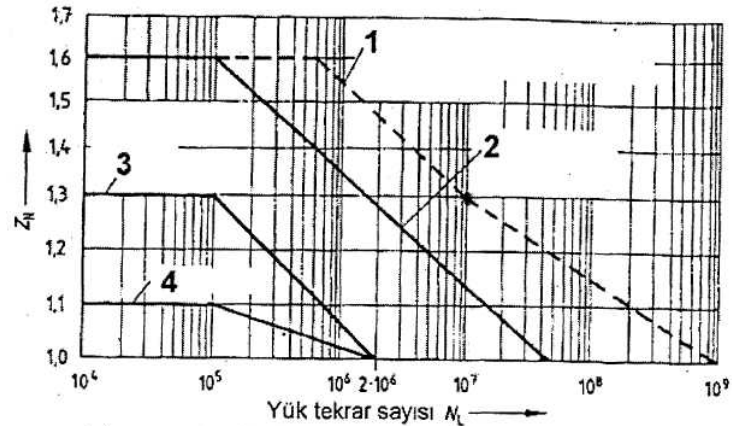
Çizelge 3.20 ZE Malzeme faktörü

Pinyon				Dişli Çark				Malzeme faktörü Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
İsim	Sembol	Elastite modülü N/mm ²	Poisson oranı	İsim	Sembol	Elastite modülü N/mm ²	Poisson oranı	
Çelik	St	206000	0.3	Çelik	St	206000	0.3	189,8
				Çelik Döküm	GS	202000		188,9
				Küresel Grafitli Dökme Demir	GGG	173000		181,4
				Kalay Bronz Döküm	G-Sn Bz	103000		155
				Bakır Kalay (Kalay bronz)	Cu Sn	113000		159,8
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000 126000		162,0 165,4
Çelik Döküm	GS	202000	0.3	Çelik Döküm	GS	202000	0.3	188
				Küresel Grafitli Dökme Demir	GGG	173000		180,5
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000		161,4
Küresel Grafitli Dökme Demir.	GGG	173000	0.3	Küresel Grafitli Dökme Demir	GGG	173000	0.3	173,9
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000		156,6
Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000 126000	0.3	Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000	0.3	143,7 146
Çelik	St	206000	0.3	Duroplast		≈7850	0.5	56,4

Yan yüzeyde oluşan basınç σ_H dişli çiftinden mukavemet değeri daha küçük olanın taşıyabileceği en büyük bası gerilmesi olan σ_{Hmax} 'tan daha küçük olmalıdır. σ_{Hmax} , malzeme değerinin yanı sıra 6 önemli faktöre bağlıdır:

Ömür faktörü Z_N :

Sürekli mukavemet isteniyorsa 1, zaman mukavemeti isteniyorsa Şekil 3.31'dan alınır.



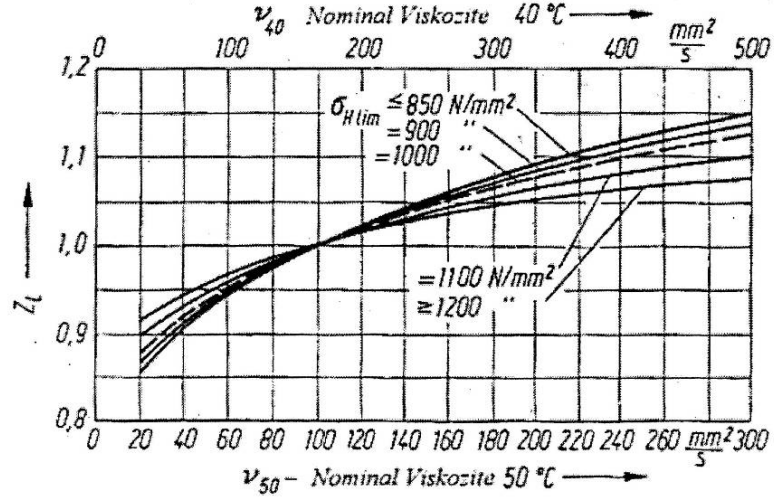
Şekil 3.31 ZN Ömür faktörü

Yağlama faktörü Z_L :

Kullanılan yağın viskozitesine bağlıdır. Yağın seçiminde devir, çevre sıcaklığı, redüktör yağ sıcaklığı, çalışma koşulları ve yağ ömrü önem taşımaktadır.

Çizelge 3.21 Çevre hızına göre yağlama yöntemleri

Çevre hızı m/s	Yağlama şekli
< 0,8	Gres sürmek yeterli
0,8 ... 4	Alçak hızlarda gres, yüksek hızlarda daldırmalı yağlama
4 ... 12	Daldırmalı yağlama
> 12	Püskürtmeli yağlama (sıçrayan yağ)



Şekil 3.32 ZL Yağlama faktörü

ISO tarafından 18 viskozite sınıfına ayrılmış (ISO-VG) endüstriyel yağların viskozite sıcaklık değişimi Şekil 3.35’de görülmektedir. ISO-VG sınıflandırmasındaki sayılar o gruptaki yağların 40°C’de mm^2/s biriminde $\pm\%10$ toleransla kinematik viskozitesidir. Dinamik viskozite η akışkana has bir özelliktir. Kinematik viskozite ν ise dinamik viskozitenin yağın yoğunluğuna bölünmesiyle elde edilir ve sadece hesapla elde edilmiş, yağı karakterize etmeyen bir özelliktir. Yağların yoğunluğu yaklaşık olarak $\rho=900 \text{ kg/m}^3$ değerindedir.

Hız faktörü Z_V :

Kayma hızının dişler arasında yağ filmi oluşturma etkisini ifade eder. (Şekil 3.33)

Pürüz faktörü Z_R :

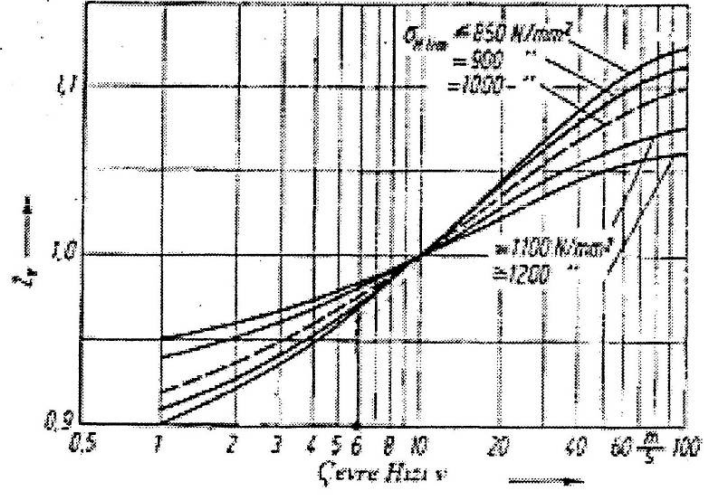
Yüzey pürüzlerinin etkisini gösterir. Kaliteye ve σ_{Hlim} ’e bağlıdır. (Şekil 3.34)

Malzeme çifti faktörü Z_W :

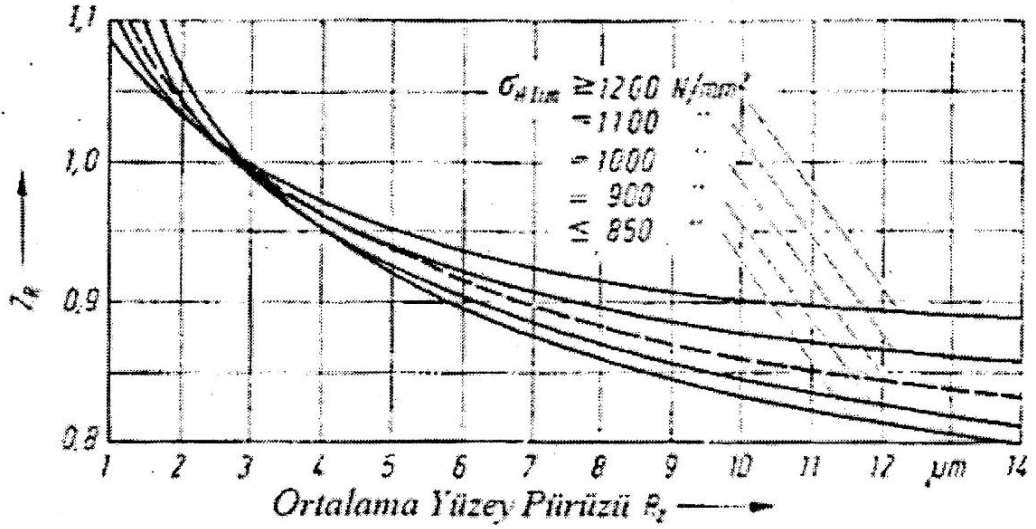
Dişli malzemelerinin aynı veya farklı sertlikte oldukları hallerdeki etkileşimlerini ifade eder. Her ikisi de sertleştirilmiş veya her ikisi de sertleştirilmemiş dişli çifti için $Z_W = 1$ alınır. Diğer halde yumuşak dişlinin Brinell sertliğine göre değerler Çizelge 3.22’den alınır.

Çizelge 3.22 ZW Malzeme çifti faktörü

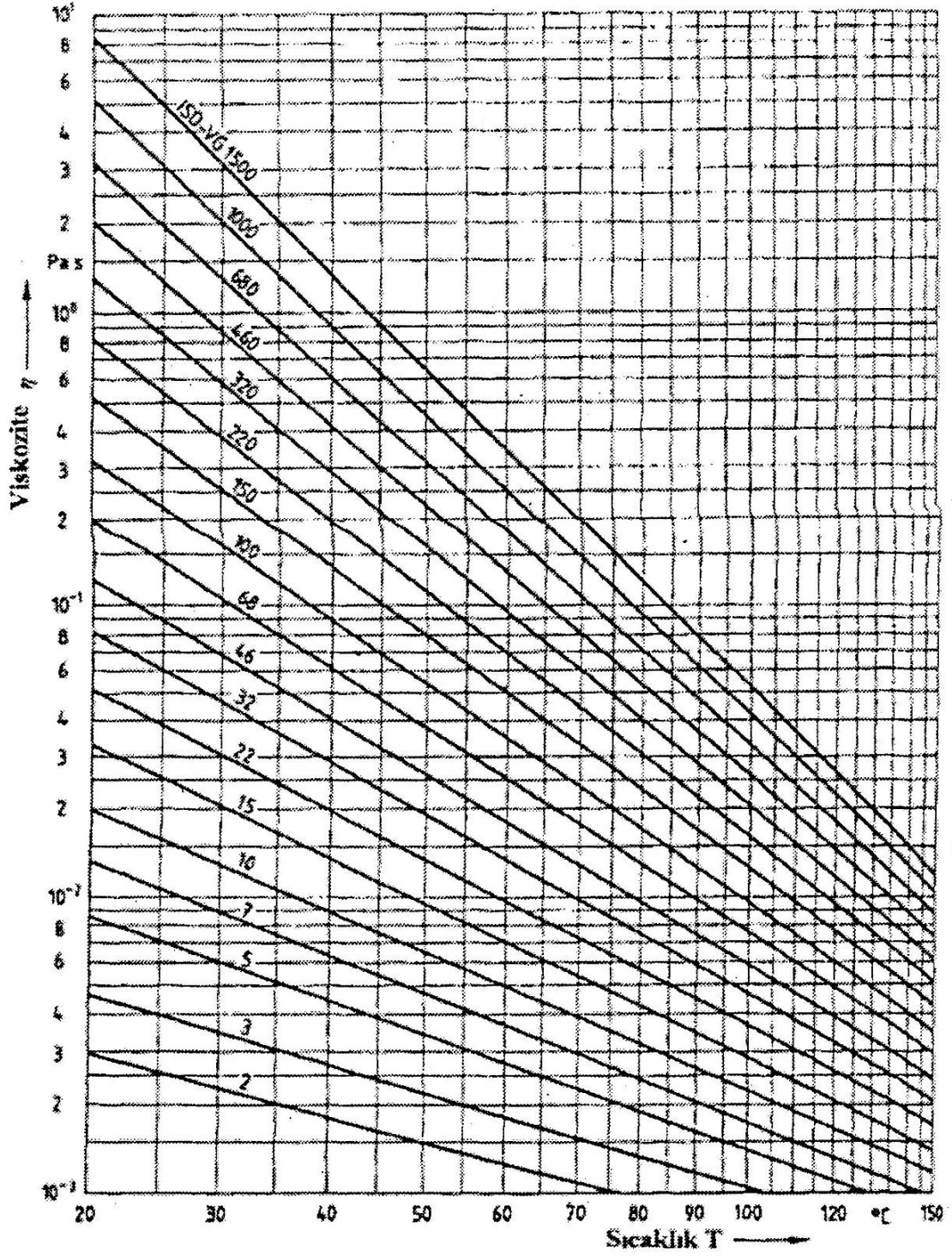
Yumuşak dişlinin Brinell sertliği	130	200	300	400	470
Zw	1,2	1,12	1,1	1,04	1



Şekil 3.33 ZV Hız faktörü



Şekil 3.34 ZR Pürüz faktörü



Şekil 3.35 ISO.VG Endüstriyel yağların vizkozitelerinin sıcaklıkla değişimi

Büyüklik faktörü Z_X :

Malzemeye ve dişli modülüne bağlı bir faktördür, Şekil 3.36'ten okunabilir.

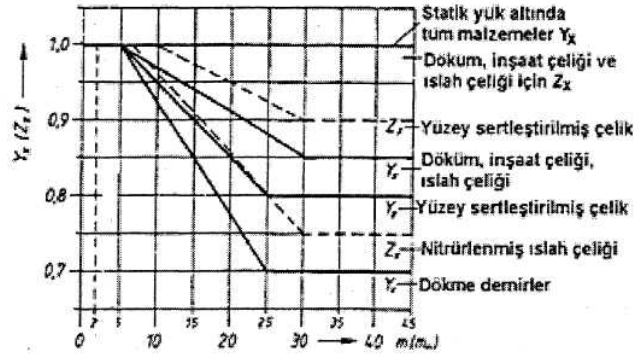
Seçilen malzeme için, yüzey basıncının krater oluşmasının henüz başlamadığı en büyük değer olan $\sigma_{H\lim}$ ile bu 6 faktör çarpılarak dişli çarkın hasarsız dayanabileceği maksimum yüzey basıncı bulunur:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_{H\lim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (3.58)$$

Dişlinin dayanacağı maksimum basıncın dişte oluşan yüzey basıncına oranı, emniyet katsayısını verir.

$$S = \frac{\sigma_{H\max}}{\sigma_H} \quad (3.59)$$

Eş çalışan dişli çarklar için emniyet katsayısı $\approx 1,3$ önerilmektedir. Hasar halinde doğabilecek sorunlar büyük çapta ise $S \approx 1,6$ alınması tavsiye edilmektedir.



Şekil 3.36 Z_X Büyüklik faktörü

4. DÜZ DİŞLİ HESAP PROGRAMI

4.1 Programın Akış Şeması

Program yapı olarak farklı sekmelere ayrılmış ve birbiriyle ilişkili olan parametrelerin yanyana konmasına özen gösterilmiştir. (Şekil 4.1)

Şekil 4.1 Parametreler sekmesinin ekran görüntüsü

4.1.1 Parametreler Sekmesi

İlk sekme olan “Parametreler” kısmında, kullanıcıdan giriş devir sayısı, giriş gücü, KA işletme faktörü, diş sayısı gibi belirleyici parametreler alınmakta ve sonraki sekmelerde kullanılacak olan çevresel hızlar, diş genişliği gibi değerler hesaplanmaktadır.

4.1.1.1 Diş Sayısı

Pinyon dişliye ait diş sayısı belirlenir. Aynı ekran içerisinde, çeşitli kavrama açısı değerleri için teoride ve pratikte kullanılan sınır diş sayısı değerleri görülmektedir. (Şekil 4.2)

4.1.1.3 b/m Genişlik faktörü

Yüzey kalitesi ve yataklama durumuna göre, b/m genişlik faktörü belirlenir. (Şekil 4.4)

Yüzey kalitesi ve yataklama durumu	b/m
İslenmemiş döküm dişlilerde (kalite 12)	4-5
İslenmiş dişlilerde (kalite 9-7)	7-9
Hassas işlenmiş dişlilerde (kalite 6-4)	14-16
Hassas işlenmiş ve iki taraftan yataklanmış dişlilerde	18-23
Hassas işlenmiş ve iki taraftan yataklanmış helisel dişlilerde	20-40

b/m

Vazgeç Tamam

Şekil 4.4 b/m Genişlik faktörü ekran görüntüsü

4.1.1.4 K_A İşletme faktörü

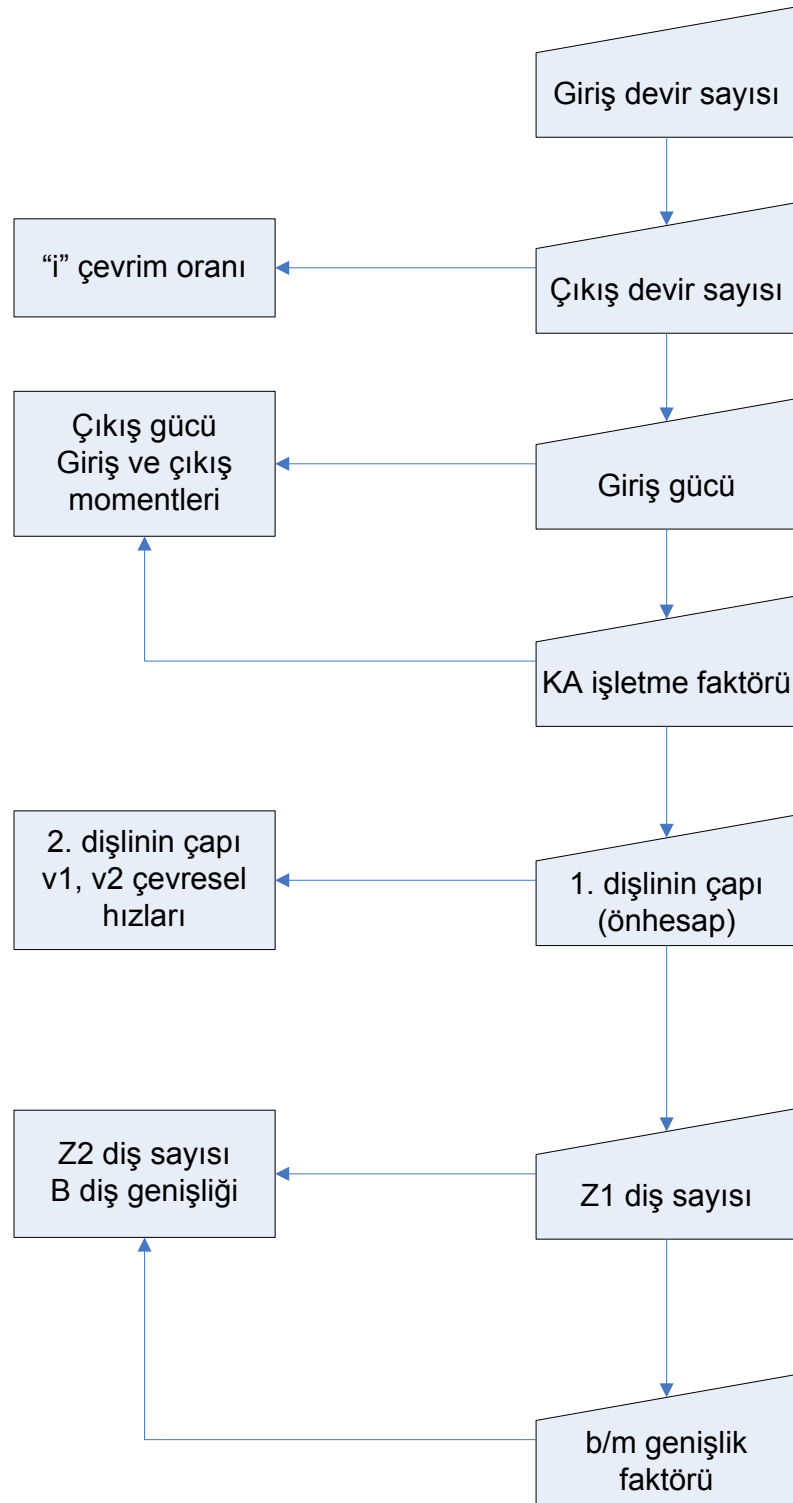
Moment değerinin hesaplanması esnasında çarpan olarak kullanılan işletme faktörü buradan seçilebilir. (Şekil 4.5)

İs Makinesi	Tahrik Motoru			
	Elektrik Motoru Düzgün Çalışan	Türbin Hafif Darbe	Çok Silindirlili Motor: Orta Darbe	Tek Silindirlili Motor: Sıddetli Darbe
Düzgün çalışan jeneratör, bantlı konveyör, hafif asansör, turbo kompresör	1.00	1.10	1.25	1.50
Orta darbeli tezgah motorları, karıştırıcılar, pompalar, krenler	1.25	1.35	1.50	1.75
Orta darbeli kauçuk ekstrüzyon makineleri, kırıcılar, ağaç işleme makineleri	1.50	1.60	1.75	2.00
Sıddetli darbe haddehaneler, zimba, kepeç, ağır makineler, tas kırıcılar	1.75	1.85	2.00	2.25

KA İşletme faktörünü seçiniz:

Vazgeç Tamam

Şekil 4.5 K_A İşletme faktörü ekran görüntüsü



Şekil 4.6 Parametreler ekranına ait akış şeması

4.1.2 Malzeme Sekmesi

Dişli çarkın malzeme seçimi bu ekrandan yapılır. Malzeme tipini ifade eden kısaltmalar

- ISO
- DIN
- EN
- ANSI

standartlarına göre gösterilebilir. Seçilen malzeme ile,

- Akma gerilmesi
- Tam değişken mukavemet değeri
- Çentik faktörü
- Young modülü
- Poisson oranı
- Emniyet gerilmesi
- Maksimum bası gerilmesi

gibi değerler girilmiş olur. (Şekil 4.7)

The screenshot shows the 'Malzeme' (Material) tab in the 'Dişli Hesap Programı v0.9' software. The interface includes a table of material properties and a section for selected material characteristics.

	1	2	4	5	8	9	11	12
1	Malzeme Tipi EN	Malzeme Tipi TR	Isil Islem TR	Malzeme ISO	Malzeme DIN	Yogunluk	Kopma Gerilmesi MPa	Akma Gerilin MPa
2	Nodular cast iron	Küresel grafitli dök		600-3	GGG-60	7250	600	370
3	Nodular cast iron	Küresel grafitli dök		700-2	GGG-70	7250	700	420
4	Nodular cast iron	Küresel grafitli dök	Isil Islem	800-2	GGG-80	7250	800	480
5	Carbon cast steel	Alasimsiz çelik dökü	normalize	26-52 (ISO 3755-76)	GS-52	7870	500	260
6	Carbon cast steel	Alasimsiz çelik dökü	normalize	30-57 (ISO 3755-76)	GS-60	7870	590	300
7	Alloy cast steel	Alasimli çelik dökü	normalize	36 Mn 5	36 Mn 5	7870	700	340

Seçilen Malzeme Özellikleri

Malzeme Adı: 36 Mn 5, Alasimli çelik döküm, (Isil Islem)

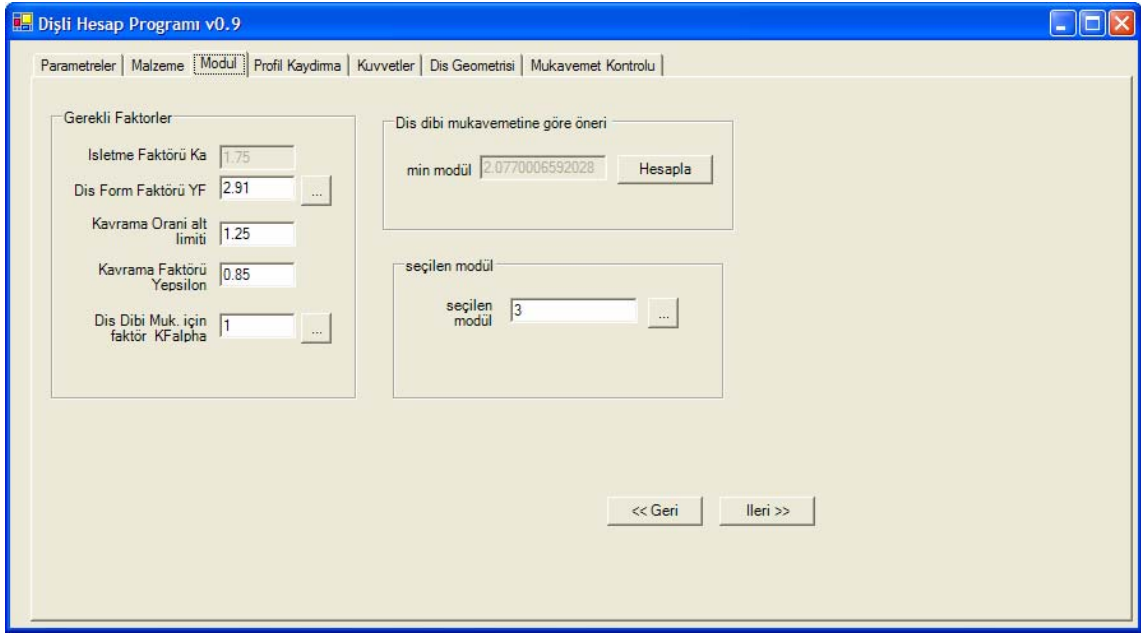
SigmaAk: 400 MPa, S: 2, Young Modülü: 206, SigmaEmn: 250 MPa

SigmaTD: 750 MPa, Kç: 1.5, Poisson Oranı: 0.3, SigmaHlim: 560

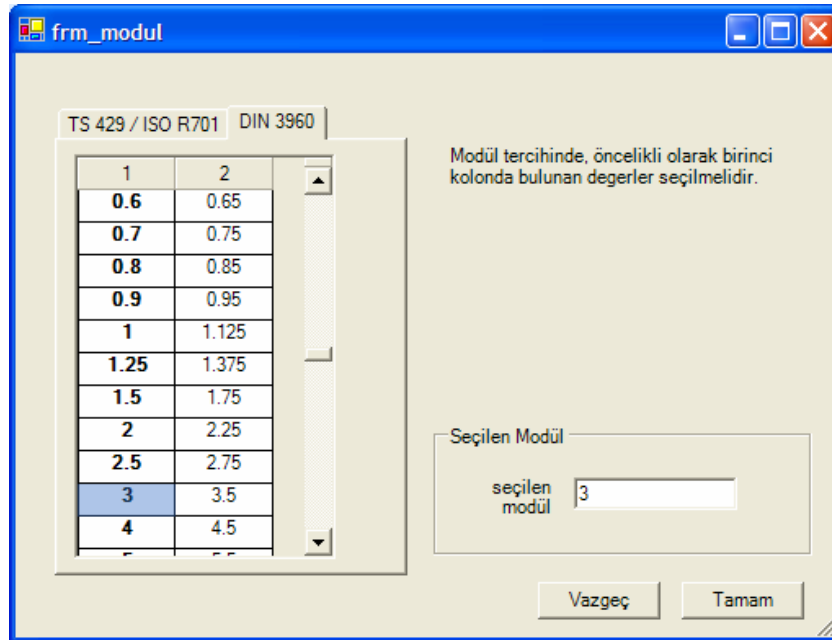
Şekil 4.7 Malzeme sekmesinin ekran görüntüsü

4.1.3 Modül Sekmesi

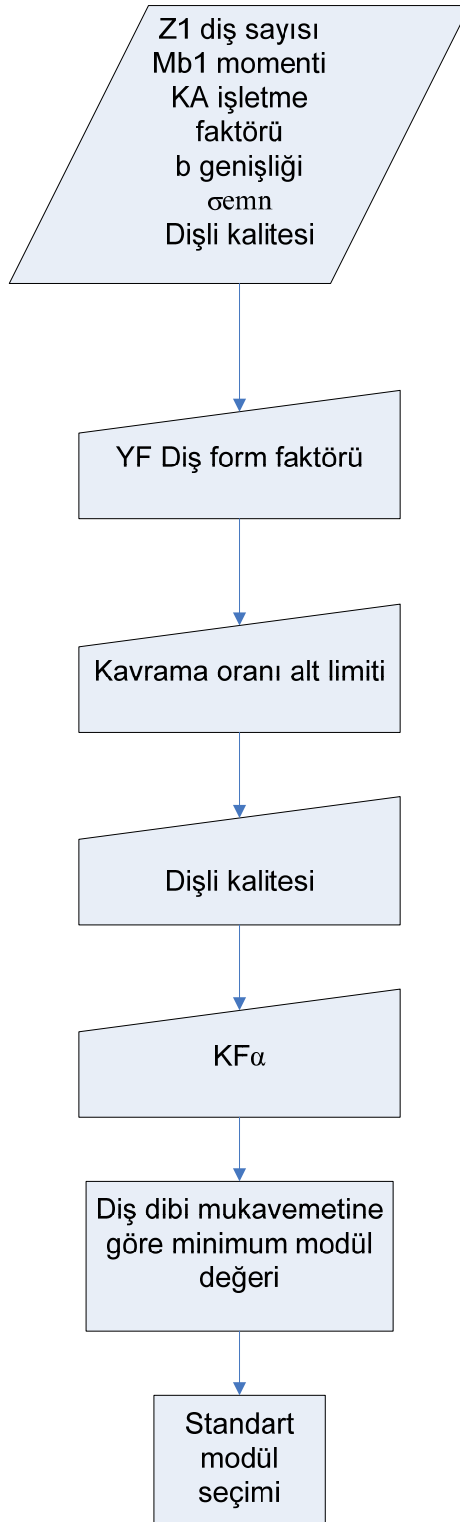
Önceden girilmiş olan işletme faktörü, M_b momenti, dişli ön çapı, diş genişliği, diş sayısı gibi değerleri gözönünde bulundurarak, kullanıcıya diş dibi mukavemetine göre bir modül değeri önerilir. (Şekil 4.8) Kullanıcı bu aşamada standart modüller listesine girerek önerilmiş minimum modül değerinden büyük bir modül değeri seçer. (Şekil 4.9)



Şekil 4.8 Modül sekmesinin ekran görüntüsü



Şekil 4.9 Modül seçimi ekran görüntüsü



Şekil 4.10 Modül seçimi akış şeması

4.1.4 Diş Geometrisi Sekmesi

Diş geometrisi sekmesinde, girilmiş olan dişli parametreleri doğrultusunda diş geometrisini belirleyen diğer parametreler ve dişli ölçüleri hesaplanır.

- Taksimat dairesi çapı
- Taksimat
- Diş başı dairesi çapı
- Temel daire çapı
- Diş başı yüksekliği
- Diş dibi yüksekliği
- Diş yüksekliği
- Eksenler arası mesafe
- Teorik diş kalınlığı S_0
- Teorik diş aralığı e_0
- Baş boşluğu
- Kavrama oranı

gibi ölçüler hesaplanır.

The screenshot shows the 'Dişli Hesap Programı v0.9' software interface. The 'Diş Geometrisi' tab is active, displaying parameters for two gears, 'Disli:1' and 'Disli:2'. The parameters are organized into tables for each gear and a section for common parameters.

Disli:1	Modül	3
Taksimat dairesi çapı	60	
Taksimat	9.4247779607693	
Dis basi dairesi çapı	66	
Dis dibi dairesi çapı	52.5	
Temel daire çapı	56.381557247154	
Dis basi yüksekliği	3	
Dis dibi yüksekliği	3.75	
Dis yüksekliği	6.75	

Disli:2	Modül	textBox1
Taksimat dairesi çapı	180	
Taksimat	9.4247779607693	
Dis basi dairesi çapı	186	
Dis dibi dairesi çapı	172.5	
Temel daire çapı	169.14467174146	
Dis basi yüksekliği	3	
Dis dibi yüksekliği	3.75	
Dis yüksekliği	6.75	

Ortak Parametreler			
Eksenler arası mesafe	120	(Profil kaydırmaz)	c=sk=Bas Boslugu 0.75
Teorik Dis Kalınlığı S_0	4.7123889803846	(Profil kaydırmaz)	
Teorik Dis Aralığı e_0	4.7123889803846	(Profil kaydırmaz)	Kavrama Oranı 1.670776432

Navigation buttons: << Geri, İleri >>

Şekil 4.11 Diş geometrisi sekmesi ekran görüntüsü

4.1.5 Profil Kaydırma Sekmesi

Dişli çark üzerine uygulanacak profil kaydırma katsayısının belirlendiği ve sonuçlarının incelendiği sekmedir.

İlk olarak, “ x_1+x_2 ” toplam profil kaydırma katsayısı değeri seçimi yapılır. (Şekil 4.12) Seçilen bu katsayının paylaşılması sonucu

Sıfır mekanizması

Eşit V mekanizması

V-0 mekanizması

V mekanizması

Gibi alternatif mekanizmalar oluşturulur. V mekanizması türü seçilerek, x_1 ve x_2 parametrelerine doğrudan müdahale etmek de mümkündür.

x_1 ve x_2 parametrelerinin paylaşımı sırasında, kontroller x_1+x_2 toplamı sabit kalacak şekilde ayarlanmıştır. Parametre paylaşımında verilecek karar için Şekil 4.14’den faydalanılabilir.

Limitler kısmında, alt kesilme, sivri tepe durumu, kavrama oranının çok küçülmesi gibi profil kaydırma esnasında ihlal edilebilecek limitler konusunda kullanıcı bilgilendirilir.

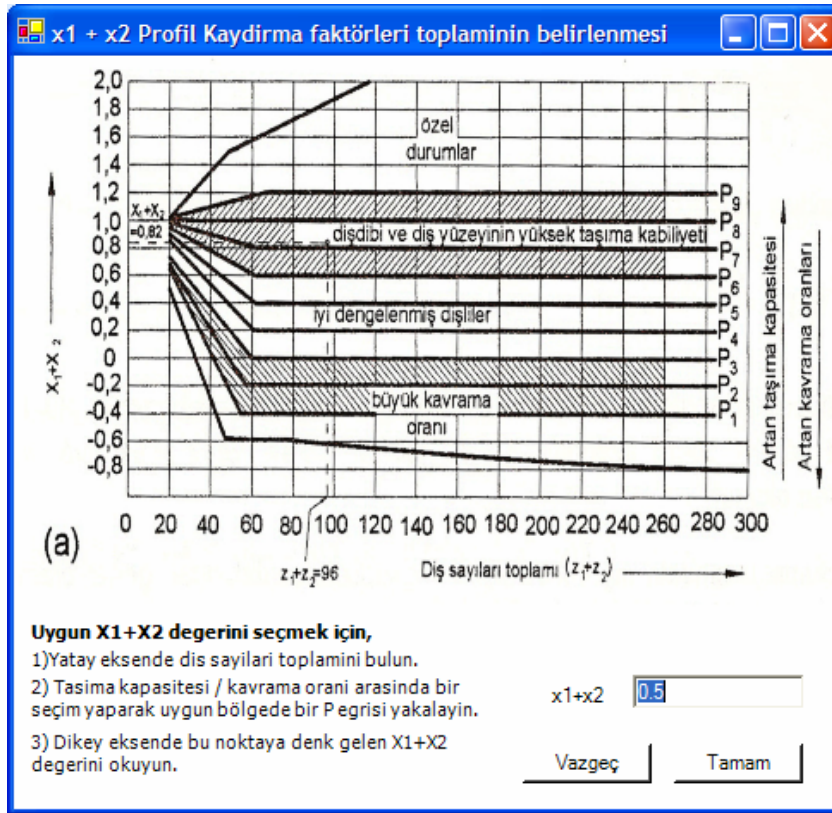
The screenshot shows the 'Dişli Hesap Programı v0.9' software interface. The 'Profil Kaydırma' tab is active. The main window contains several sections:

- Toplam "profil kaydırma katsayısı"**: A text box with the value '3.5' and a dropdown arrow.
- Katsayıların paylaşılması**: A section with radio buttons for different mechanisms:
 - $x_1=x_2=0$ [sıfır mekanizması]
 - $x_1=x_2$ [eşit V mekanizması]
 - $x_1+x_2=0$ [V0 mekanizması]
 - $x_1=x_2$ [V mekanizması]
 Below these are input fields for x_1 (0.10) and x_2 (0.40).
- Limitler**: A section with the following values:
 - ha_max1 = 19.7915656406474
 - Dikkat: ha2 degeri maksimum degeri asti.
 - ha_max2 = 4.00510626649607
- Profili kaydırılmış dişli parametreleri**: A section with two columns of parameters:

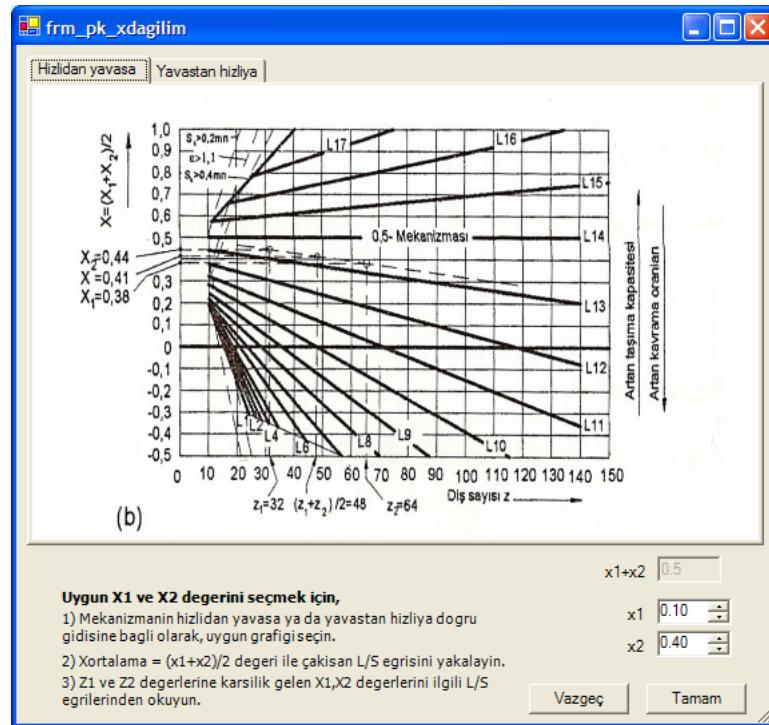
Dişli 1				Dişli 2			
x1	0.1	ha	3.30000000	x2	0.4	ha	4.20000001
d	60	hf	4.05000000	d	180	hf	4.95000001
da	66.6000000	h	7.35000000	da	188.400000	h	9.15000003
df	51.8999999	Alpha_w	21.7889592	df	170.099999	Alpha_w	21.7889592
db	56.3851878	dw	60.7195194	db	169.155563	dw	182.158558
		s01	0			s02	0
- Ortak parametreler**: A section with the following values:
 - a0: 121.439037
 - Kavrama oranı: 1.61590812
 - 1.59678000

At the bottom right, there are navigation buttons: '<< Geri' and 'İleri >>'.

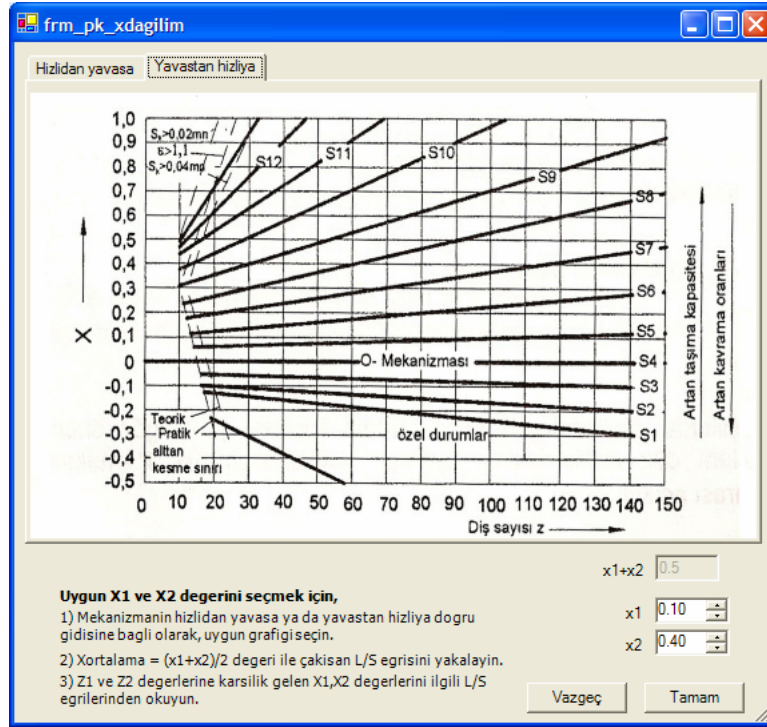
Şekil 4.12 Profil Kaydırma sekmesi ekran görüntüsü



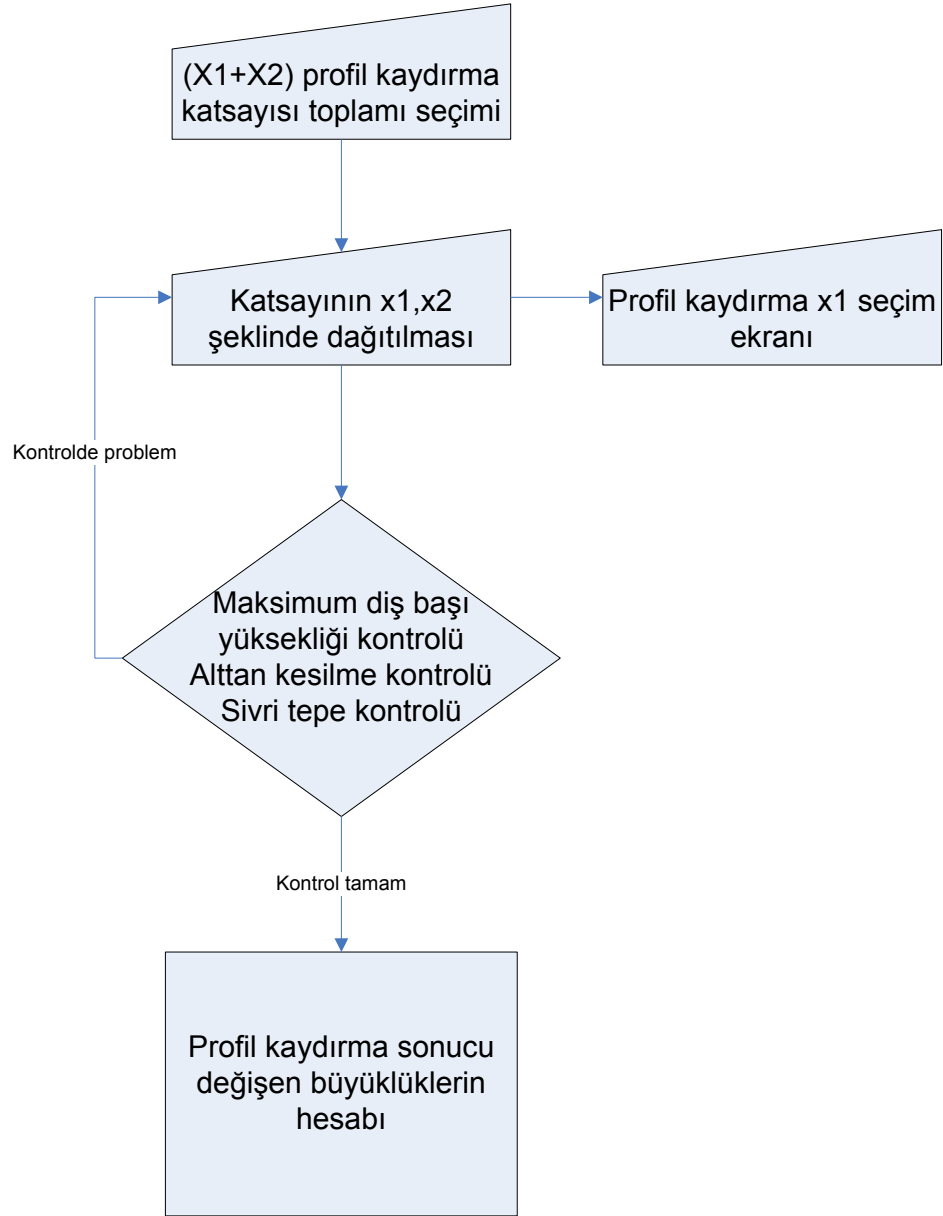
Şekil 4.13 Toplam profil kaydırma faktörü seçimi ekran görüntüsü



Şekil 4.14 Profil kaydırma katsayılarının paylaşılması ekran görüntüsü (hızlıdan yavaşta)



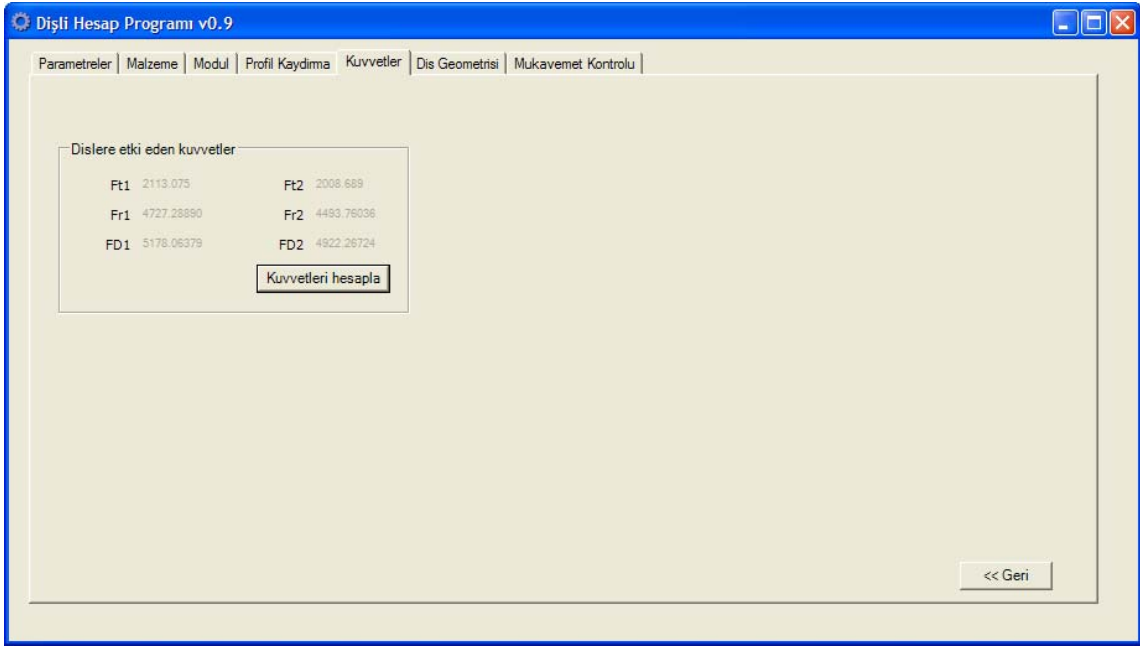
Şekil 4.15 Profil kaydırma katsayılarının paylaşılması ekran görüntüsü (yavaştan hızlıya)



Şekil 4.16 Profil kaydırma sekmesi akış şeması

4.1.6 Kuvvetler Sekmesi

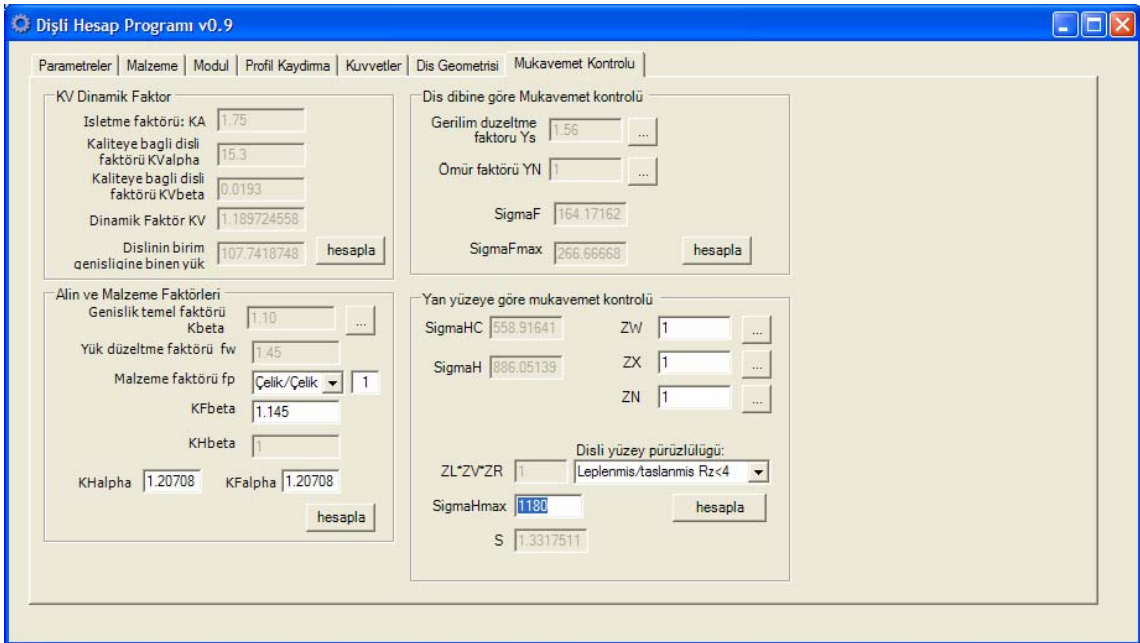
Kuvvetler sekmesinde, diş üzerindeki kuvvetler hesaplanır. Burada alınan değerler, mukavemet hesabı sekmesinde de kullanılacaktır, dolayısıyla mukavemet hesabını yaptırmadan önce kuvvetleri hesaplamak gereklidir. Burada hesaplanan kuvvetlerin birimi Newton'dur. (Şekil 4.17)



Şekil 4.17 Kuvvetler sekmesi ekran görüntüsü

4.1.7 Mukavemet Kontrolü Sekmesi

Mukavemet kontrolü sekmesinde, gerekli faktörler kullanıcıdan girdi olarak alındıktan sonra, diş dibine göre ve yan yüzeye göre mukavemet hesabı yapılır.



Şekil 4.18 Mukavemet sekmesi ekran görüntüsü

4.1.7.1 K_V Dinamik Faktör

- İşletme faktörü K_A
- Kaliteye bağlı dişli faktörü $K_{V\alpha}$
- Kaliteye bağlı dişli faktörü $K_{V\beta}$
- Dişlinin birim genişliğine binen yük

Parametreleri K_V dinamik faktörün hesaplanmasında kullanılır.

4.1.7.2 Alın ve Malzeme Faktörleri

- Genişlik temel faktörü K_β (Şekil 4.19)
- Yük düzeltme faktörü f_w
- Malzeme faktörü f_p
- $K_{F\beta}$
- $K_{H\beta}$

Parametreleri ile de alın ve malzeme faktörleri belirlenmiş olur.

		Dis Kalitesi									
>	<=	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	20	1.06	1.06	1.07	1.08	1.10	1.13	1.17	1.23	1.32	1.48
20	40	1.07	1.08	1.08	1.09	1.11	1.14	1.19	1.25	1.36	1.53
40	100	1.08	1.08	1.09	1.09	1.13	1.16	1.20	1.28	1.40	1.59
100	160	1.10	1.10	1.12	1.13	1.16	1.19	1.23	1.33	1.46	1.66
160	315	1.12	1.13	1.14	1.15	1.18	1.21	1.26	1.34	1.48	1.69
315	560	1.15	1.17	1.18	1.19	1.21	1.24	1.28	1.37	1.51	1.70
560		1.21	1.21	1.22	1.24	1.27	1.29	1.32	1.40	1.54	1.74

Genislik Faktörü Kbeta: 1.10

Iptal Tamam

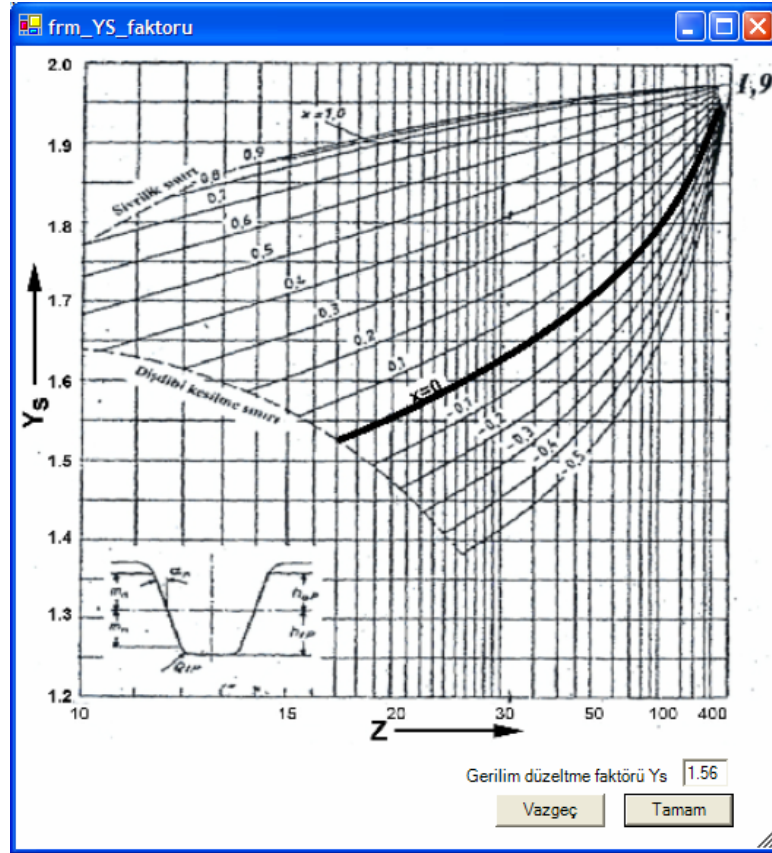
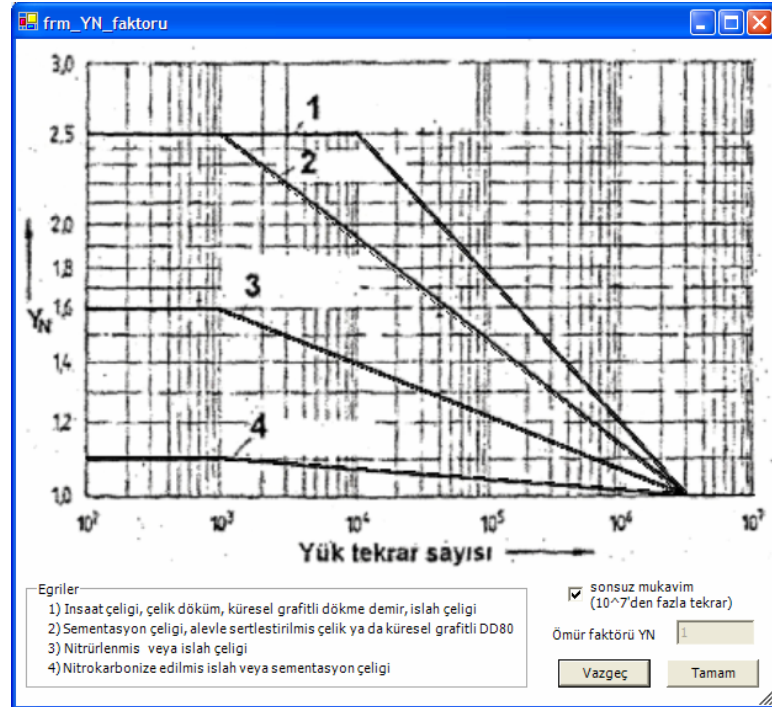
Şekil 4.19 Genişlik faktörü K_β seçimi ekran görüntüsü

4.1.7.3 Gerilme Düzeltme ve Ömür Faktörleri

Diş dibine göre mukavemetin belirlenmesi için,

- Gerilim düzeltme faktörü Y_S
- Ömür faktörü Y_N

Parametrelerinin belirlenmesi gerekir.

Şekil 4.20 Gerilme düzeltme faktörü Y_s seçimi ekran görüntüsüŞekil 4.21 Ömür faktörü Y_N seçimi ekran görüntüsü

frm_ZW_faktoru

Yumuşak dislinin Brinell sertliği					
	130	200	300	400	470
ZW	1.2	1.2	1.1	1.04	1

Malzeme çifti

Her iki malzeme de sertleştirilmemiş (ZW=1) ZW

 Her iki malzeme de sertleştirilmiş (ZW=1)

 Malzemeler farklı

Vazgeç Tamam

Şekil 4.22 Malzeme çifti faktörü Z_W seçimi ekran görüntüsü

frm_ZX_faktoru

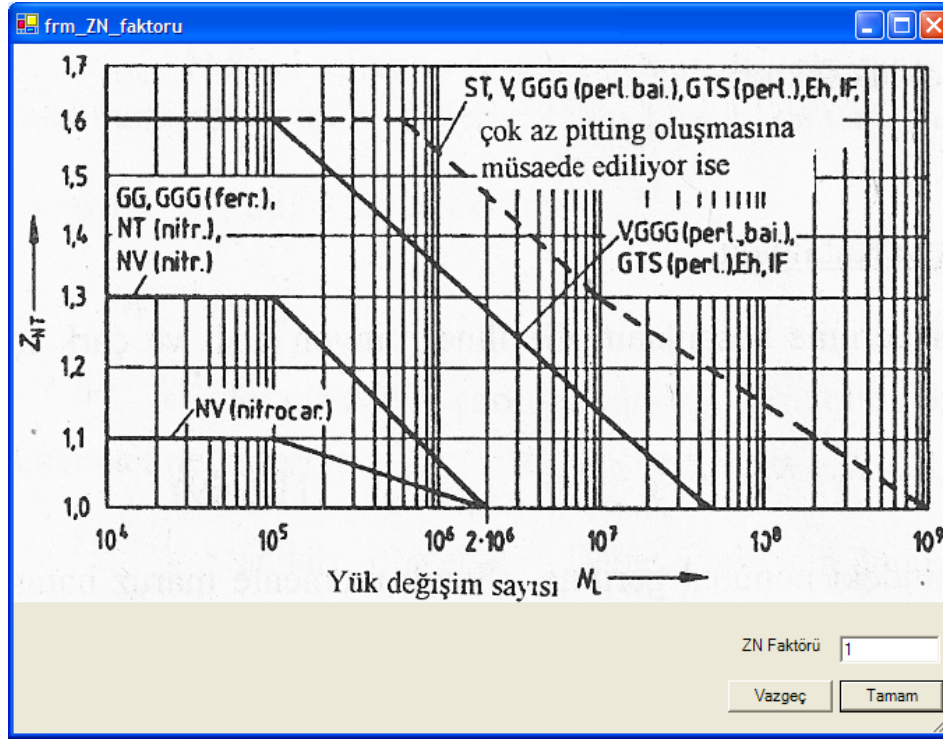
Statik mukavemet (yumuşak malz.)
st. v, GG, GGG, GTS (sürekli mukavemet)

Modül degeri 8'den küçük olduğunda katsayi 1 alınir.

ZX Faktörü

Vazgeç Tamam

Şekil 4.23 Büyüklük faktörü Z_X seçimi ekran görüntüsü



Şekil 4.24 Ömür faktörü Z_N seçimi ekran görüntüsü

4.2 Örnek Uygulama

Dişli hesap programının çalışmasını göstermek için, giriş değerleri verilmiş bir dişliye ait seçim süreci örneklendirilecektir.

4.2.1 Parametreler

Pinyon dişli devir sayısı : 1450 devir/dakika

i_{12} çevrim oranı : 3

Giriş gücü : 5.5 kW

Ağır darbeli, günde 4 saat çalışma öngörülmüştür.

4.2.2 Klasik Yöntemle Hesap

Çıkış değerleri için,

$$n_{\zeta} = \frac{1450}{3} = 483,33 \text{ d/d} \quad (4.1)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_y = 5,5 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 5,23 \text{ kw} \quad (4.2)$$

$$M_{b1} = \frac{P}{\omega} = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{5,5}{1450} = 36224 \text{ Nmm} \quad (4.3)$$

$$M_{b2} = 9550 \cdot \frac{5,23}{1450} = 103304 \text{ Nmm}$$

Burada bulunan moment değerine işletme faktörünü de dahil etmek gerekir, Çizelge 3.2'den K_A değeri 1.75 olarak okunur.

$$M_{bc1} = K_A \cdot M_{b1} = 1,75 \cdot 36224 = 63392 \text{ Nmm} \quad (4.4)$$

$$M_{bc2} = K_A \cdot M_{b2} = 180781,3 \text{ Nmm}$$

Çevre hızının hesaplanabilmesi için, ön çap değeri olarak $d_1=70\text{mm}$ seçilmiştir.

$$\text{Çevre hızı } v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = 5,314 \text{ m/s} \quad (4.5)$$

Çizelge 3.4'ten de faydalanarak,

Döndüren dişli diş sayısı $z_1=20$ seçilmiştir.

Döndürülen dişli diş sayısı $z_2=i \cdot z_1=3 \cdot 20=60$

Ağır darbeli çalışma durumu ve çevre hızı değerinden yola çıkarak, dişli kalitesi Kalite 8 olarak belirlenmiştir. Bu değeri kullanarak,

$$\psi_d = 0,5 \text{ (Çizelge 3.6)}$$

$$\frac{b}{d_1} = 0,5 \text{ ve } b = 0,5.70 = 35\text{mm} \text{ bulunur.}$$

Dişli çark malzemesi olarak, sertleştirilmiş sementasyon çeliği 16MnCr5 seçilmiştir.

$$\sigma_{Flim} = 310 \dots 500 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Hlim} = 1300 \dots 1500 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Ak} = 840 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{TD} = 420 \text{ N/mm}^2$$

Yüzey sertliği 60 HRC

değerleri Çizelge 3.9'dan okunur.

$$\sigma_{Fem} = \frac{\sigma_{TD}}{K_{\epsilon} \cdot S} = \frac{420}{1,5 \cdot 2,5} = 112 \text{ N/mm}^2 \quad (4.6)$$

Modülün belirlenmesi için,

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_d \cdot \cos \beta \cdot K_A \cdot Y_F \cdot Y_{\epsilon} \cdot K_{F\alpha}}{z_1 \cdot \frac{b}{m} \cdot \sigma_{Fem}}} \quad (4.7)$$

eşitliğinden faydalanarak,

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha}} \cdot \cos^2 \beta = 0,85 \quad (4.8)$$

$$Y_F = 2,91 \text{ (Şekil 3.4)}$$

$$K_{F\alpha} = 1,1 \text{ (Çizelge 3.12)}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 36224 \cdot 1,1 \cdot 1,75}{20 \cdot 7 \cdot 112} \cdot 2,91 \cdot 0,85 \cdot 1,1} = 2,8 \text{ mm}$$

$m \geq 2.8\text{mm}$ değeri bulunur.

Çizelge 3.13'ten faydalanarak, standart modül boyutu olarak $m=3,5\text{mm}$ seçilir.

(3.16 eşitliğinden,

Döndüren dişlinin taksimat dairesi çapı= $z_1.m=70\text{ mm}$

Döndürülen dişlinin taksimat dairesi çapı= $z_2.m=210\text{ mm}$

Taksimat = $p = \pi .m=10,995\text{ mm}$

(3.18 eşitliğinden,

$$d_{a1} = d_1 + 2.h_a \quad (4.9)$$

Döndüren dişli diş başı dairesi = 77 mm

Döndürülen dişli diş başı dairesi = 217 mm

(3.20 eşitliğinden,

$$a = \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right) = \left(\frac{70 + 210}{2} \right) = 140\text{ mm} \quad (4.10)$$

bulunur.

Temel daire çaplarını bulmak için (3.21) eşitliğinden faydalanarak,

$$d_{b1} = d_{01} . \cos \alpha_0 = 65,778\text{mm} \quad (4.11)$$

$$d_{b2} = d_{02} . \cos \alpha_0 = 197,335\text{mm}$$

Diş başı yüksekliği

$$h_a = m = 3,5\text{ mm}$$

$$c = S_k = 0,25.m = 0,875\text{ mm}$$

$$h_f = m + S_k = 1,25m = 4,375\text{ mm}$$

$$h = h_a + h_f = 7,875\text{ mm}$$

Teorik dış kalınlığı s_0 ,

$$S_0=p/2=5,497 \text{ mm}$$

Kavrama oranı, (3.32 eşitliği)

$$\varepsilon_p = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 + db_1^2} + \sqrt{d_{a2}^2 + db_2^2} - 2.a.\sin \alpha_0}{2.\pi.m.\cos \alpha_0} \quad (4.12)$$

$$\varepsilon_p = 1,67 \text{ bulunur.}$$

Çarkların birbirlerine uyguladıkları teğetsel kuvvetler:

$$F_t = \frac{2.K_A.M_{d1}}{d_1} = 1811,2N \quad (4.13)$$

$$F_D = 1927,4N \quad (4.14)$$

$$F_r = F_D.\sin \alpha_0 = 659,22N \quad (4.15)$$

Mukavemet hesabında kullanılacak olan katsayıların seçimi:

İşletme faktörü $K_A = 1,75$

Dinamik faktör K_V (3.41) eşitliğinden,

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_{V\alpha}}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_{V\beta} \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} \quad (4.16)$$

$$K_V = 1 + \left(\frac{24,5}{1,75 \cdot \frac{1811,2}{35}} + 0,019 \right) \cdot \frac{20,5,314}{100} \cdot \sqrt{\frac{9}{9+1}} = 1,292$$

Dişin birim genişliğine gelen yük

$$w_l = \frac{F_t}{b} K_A \cdot K_V = \frac{1811,2}{35} \cdot 1,75 \cdot 1,292 = 117 \text{ N/mm} \quad (4.17)$$

Genişlik faktörü $K_{H\beta}$ ve $K_{F\beta}$ (3.43) eşitliğinden

$$K_{F\beta} \cong 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \quad (4.18)$$

Çizelge 3.17'den K_β değeri kalite 8 ve $b=35\text{mm}$ için 1,14 olarak alınmıştır.

f_w değeri Çizelge 3.18'dan 1,45 olarak alınmıştır.

f_p değeri Çizelge 3.19'den 1 olarak alınmıştır.

$$K_{F\beta} \cong 1 + (1,14 - 1) \cdot 1,45 \cdot 1 = 1,203$$

$$K_{H\beta} \cong K_{F\beta}^{1,39} = 1,292$$

bulunur.

Alın yük dağılım faktörleri $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}=1,1$ olarak alınmıştır.

Diş dibi mukavemeti kontrolü:

(3.46) eşitliğinden faydalanarak,

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (4.19)$$

$$\sigma_F = \frac{1811,2}{35 \cdot 3,5} \cdot 2,91 \cdot 1,56 \cdot 0,699 \cdot 1,1 \cdot 1,75 \cdot 1,292 \cdot 1,203 \cdot 1,1$$

$$\sigma_F = 140,37 \text{ N/mm}^2$$

Diş dibinde taşınabilecek maksimum gerilme:

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_{F_{\lim}} \cdot Y_N \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X = 400 \cdot 1 \cdot 1 = 400 \text{ N/mm}^2 \quad (4.20)$$

Güvenlik katsayısı :

$$S = \frac{\sigma_{F_{\max}}}{\sigma_F} = \frac{400}{140,37} = 2,8$$

Yan Yüzey Mukavemeti Kontrolü:

(3.53) eşitliğinden

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}} \cdot \sqrt{0,35 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (4.21)$$

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon$$

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{1811,2}{35,70} \cdot \frac{3+1}{3}} \cdot 2,418 \cdot 271,0,776$$

$$\sigma_{HC} = 504,84 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_H = \sigma_{HC} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (4.22)$$

$$\sigma_H = 504,84 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,292 \cdot 1,292 \cdot 1,1} = 904,96 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_{H_{\lim}} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (4.23)$$

$$\sigma_{H_{\max}} = 1400 \cdot 1,0,9,0,97 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$\sigma_{H\max} = 1222,2 \text{ N/mm}^2$$

$$S = \frac{\sigma_{H\max}}{\sigma_H} = \frac{1222,2}{904,96} = 1,35 \quad (4.24)$$

4.2.3 Dişli Hesap Programı ile Hesap

Aynı parametreleri kullanarak, oluşturulan bilgisayar programında bu dişlilerin boyutlandırılması ve incelenmesi sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda belirtilmiştir.

Tavsiye edilen minimum modül boyutu	2,79 mm
Dişli kuvveti F_D	1927,3 N
Dişli kuvveti F_r	658,86 N
Dişli kuvveti F_t	1811,207 N
Kavrama oranı ε	1,67
<i>Diş dibine göre mukavemet:</i>	
σ_F	144 N
σ_F	383 N
Güvenlik katsayısı S	2,67

Yan yüzeye göre mukavemet:

σ_H	886,05 N
$\sigma_{H\max}$	1168,4 N
Güvenlik katsayısı S	1,32

Bulunan güvenlik katsayısı, DIN normları ve problemin tanımında kullanılan çevre şartları için uygundur.

4.2.4 Ticari Dişli Programları ile Karşılaştırma

Piyasada ticari olarak kullanılmakta olan KissSoft, “Unigraphics GearWizard gibi uygulamalar ile Dişli Hesap Programının sonuçları ve farklılıklar aşağıda incelenmiştir.

Kuvvetler	Birim	Dişli Hesap Programı	KissSOFT	UG GearWizard	Elle Yapılan Hesap
FD	Newton	1927.30	1950.3	1934.86	1927.4
FR	Newton	658.85	666.72	661.44	658.89
FT	Newton	1811.19	1832.80	1818.29	1811.28
Mukavemet:					
Diş Dibine Göre					
SigmaF	N/mm ²	144.00	143.33	153.73	140.37
SigmaFmax	N/mm ²	383.00	395.15	410.13	400
S		2.66	2.76	2.67	2.85
Yan Yüzeğe Göre					
SigmaH	N/mm ²	886.05	832.43	846.78	904.96
SigmaHmax	N/mm ²	1168.40	1290.95	1220.26	1222.2
S		1.32	1.55	1.44	1.35

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Alman DIN standartlarına uygun olarak elle yapılan hesaplamalara göre, aradaki milin kütlesinden kaynaklanan darbe ve moment düzgünsüzlükleri, dişli yan yüzeylerindeki bombeleşme ve yön sapmaları, dişlide, gövdede, milde meydana gelen deformasyonlar, dişlilerin taşıdığı yük nedeniyle diş genişliği boyunca eşdeğer yük dağılımının elde edilememesi ve teorik durumdan sapan bir çok çalışma koşulu, standartlarda belirtildiği üzere katsayılarla hesaba dahil edilmiştir.

Evolvent profilli düz dişlilerin hesabı için hazırlanan bilgisayar programında, bu hesaplamaların DIN standartlarına göre yapılması sağlanmıştır. Oluşturulan programda, bir vaka çalışması yapılmış, ve diş dibi gerilmeleri, yan yüzey gerilmeleri gibi önemli sonuçlar doğrulanmıştır. Teorik hesaplarla elde edilen gerilme değerleri ile program sonucunda elde edilen sonuçlar arasındaki farklılıklar, seçilen katsayıların çarpımlarının oluşturduğu küçük farklılıklardan kaynaklanmaktadır.

Düz silindirik dişlilerin hesabından başka helisel, konik ya da spiral dişliler için de programın kapsamı genişletilebilir, hatta veritabanına bazı ön kontroller eklenerek kullanılacak olan dişli tipinin program tarafından tavsiye edilmesini sağlamak mümkün olabilir. Bunun haricinde programın desteklediği standartlar çeşitlendirilip kullanıcıya daha çok seçim imkanı tanınabilir.

KAYNAKLAR

Akkurt; M., (2000), Makine Elemanları, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Babalık, F.C., (1997), Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 1, Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayın No: 17, Bursa.

Babalık, F.C., (2000), Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 2, Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayın No: 169, Bursa.

Babalık, F.C., (2002), Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 3, Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayın No: 193, Bursa.

Bosch Gmbh, (2004), Bosch Automotive Handbook, John Wiley and Sons, New York

Bozacı, A., (2001), Makine Elemanlarının Projelendirilmesi, Çağlayan Kitapevi, İstanbul.

Cürgül, İ., (2005), Makina Elemanları ve Çözümlü Problemleri, Cilt 2, Birsen Basım Yayın, İstanbul

Çetinkaya, K., ve Sevinç, Ü., (2000), Dişli Çarkların Kavramsal Tasarımı ve Değerlendirme Kriterlerinin Kontrollü Değişim Matrisi, Gazi Üniversitesi FBE Dergisi, Ankara

DIN 3961, (1978), Tolerances for Cylindrical Gear Teeth, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3962, (1978), Tolerances for Cylindrical Gear Teeth, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3964, (1980), Deviations of Shaft Centre Distances and Shaft Position Tolerances of Casings for Cylindrical Gears, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3966, (1978), Information on Gear Teeth in Drawings, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3967, (1978), Backlash Tooth Thickness Allowances Tooth Thickness Tolerances Principles, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3968, (1960), Tolerances for Single-Start Hobe for Involute Spur Gears, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3970, (1974), Master Gears for Checking Spur Gears, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3972, (1996), Reference Profiles of Gear-Cutting Tools for Involute Tooth Systems to DIN 86,7 , Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3990, (1987), Calculation of Load Capacity of Cylindrical Gears; Calculation of Tooth Strength, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 3992, (1964), Addendum Modification of External Spur and Helical, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 867, (1986), Basic Rack Tooth Profiles for Involute Teeth of Cylindrical Gears for

General Engineering and Heavy Engineering, Deutsches Institut für Normung, Germany.

DIN 868, (1976), General Definitions and Specification Factors for Gears, Gear Pairs and Gear Trains, Deutsches Institut für Normung, Germany.

Dudley, D.W., (1954), Practical Gear Design, McGraw Hill Book Co., New York

Dudley, D.W., (1962), Gear Handbook, McGraw Hill Book Co., New York

Hösel, T., (1990), "Comparison of Load Capacity Ratings for Involute Gears Due to ANSI/AGMA, ISO/DIN and Comecon Standards", FZG, Munich

ISO 53:1998, Cylindrical gears for general and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile, ISO, Switzerland

Karpat, F., Çavdar, K. ve Babalık, F.C., (2002), "Bilgisayar Yardımıyla Düz, Helisel, Konik ve Sonsuz Vida Dişli Mekanizmalarının Boyutlandırılması ve Analizi", Mühendis ve Makine, Cilt 510, 26-32.

Rende, H., (2005), Makina Elemanları, Cilt 2, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul

TS 3350, Dişli Çarklar-Terimler ve Semboller, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara

TS 429, Dişli Çarklar -Genel ve Ağır Sanayii Makineleri İçin Silindirik Dişli Çarklar-Modüller, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara

INTERNET KAYNAKLARI

[1] www.drgears.com

[2] www.emerson-ept.com

[3] www.bosch.com

[4] www.mech.uwa.edu.au/DANotes

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	28.11.1979	
Doğum yeri	Augsburg/Almanya	
Lise	1991-1997	Adana Anadolu Lisesi
Lisans	1998-2003	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2003-Devam Ediyor	Yıldız Teknik Üniversitesi F.B.E. Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2003-2004	EZ-CAM Solutions Inc.
2004-Devam ediyor	Boğaziçi Yazılım A.Ş.