

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİŞLİ ÇARKLARIN STANDARTLARA GÖRE HESAPLANMASI
VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMLA KONTROLÜ

Mak. Müh. Özgür Ali AVCIL

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında Hazırlanan
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU (YTÜ)

İSTANBUL,2006

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİŞLİ ÇARKLARIN STANDARTLARA GÖRE HESAPLANMASI
VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMLA KONTROLÜ

Mak. Müh. Özgür Ali AVCIL

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında Hazırlanan
YÜKSEK LİSANS TEZİ

JÜRİ ÜYELERİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU (YTÜ)

Doç. Dr. Ferhat Dikmen

Doç. Dr. Hüseyin Yılmaz

İSTANBUL,2006

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖNSÖZ.....	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xv
1. GİRİŞ.....	16
1.1 Parametrik Tasarımın Tanımı	16
2. DİŞLİ ÇARKLARIN TANIMI VE SINIFLANDIRILMASI	18
2.1 Dişli Çarkların Tanımı ve Genel İfadeler	18
2.2 Dişli Çarkların Sınıflandırılması	18
2.2.1 Paralel Millerle Kullanılan Dişliler (Alın Dişli Çarklar).....	18
2.2.1.1 Düz Dişliler.....	18
2.2.1.2 İç Dişliler	19
2.2.1.3 Helis Dişliler.....	20
2.2.1.4 Çift Helisli (Ok) Dişliler.....	21
2.2.1.5 Kremayer Dişliler	22
2.2.2 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler (Konik Dişli Çarklar)	23
2.2.2.1 Düz Konik Dişliler.....	23
2.2.2.2 Helisel Konik Dişliler	23
2.2.3 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler (Spiral Dişli Çarklar).....	24
2.2.3.1 Sonsuz Vida Mekanizmaları.....	24
2.2.3.2 Spiral Dişliler.....	25
2.2.3.3 Hipoid Dişliler	25
3. DİŞLİ ÇARKLARIN İMALAT YÖNTEMLERİ, ISIL İŞLEMLER, KOROZYON, DİŞLİ ÇARKLARIN YAĞLANMASI VE DİŞLİ ÇARK MALZEMELERİ.....	26
3.1 Dişli Çarkların Ana İmal Metotları	26
3.1.1 Profille İşleme Metodu	26
3.1.1.1 Disk Ve Parmak Freze Tipi Dişli Freze Çakılarıyla Düz Helis Ve Dişli Kremayerlerin Freze Edilmeleri	27

3.1.1.2	Çok Kalemli Dişli Planyası Metodu	28
3.1.2	Türetmeli İşleme Metodu	28
3.1.2.1	Dişli Azdırma	29
3.1.2.2	Dişli Çarkların Planyası	31
3.1.2.3	Düz Konik Dişli Çarkların İmal Usülü	31
3.1.2.4	Helis Konik Dişli Çarkların İmal Usülü	31
3.1.2.5	Sonsuz Vida İşleme Metotları	32
3.1.2.6	Sonsuz Vida Dişlisinin İşleme Metotları	33
3.2	Dişlileri Hassas İşleme Metotları	34
3.2.1	Dişli Raspalama	34
3.2.2	Dişli Taşlama	35
3.2.3	Dişli Çark Dişlerinin Honlanması	36
3.2.4	Dişli Lepeleme	36
3.2.5	Dişli Dişlerinin Yuvarlatılması	37
3.2.6	Dişli Dişlerinde Pah Kırılması ve Çapak Temizleme	37
3.3	Dişli Çarkların Isıl İşlemi	38
3.3.1	İslah Çelikleri	38
3.3.2	Sementasyonla Sertleştirme	38
3.3.3	Alevle Sertleştirme	39
3.3.4	İndüksiyonla Sertleştirme	39
3.3.5	Nitrasyonla Sertleştirme	39
3.4	Dişli Çarklarda Korozyon	40
3.5	Dişli Çarklarda Yağlama	40
3.5.1	Mineral Yağlar	41
3.5.2	Sentetik Yağlar	42
3.6	Dişli Çarkların Malzemeleri	45
4.	ALIN DIŞLİ ÇARKLARIN BOYUTLANDIRILMASI	48
4.1	Alın Dişli Çarkların Mukavemet Hesaplarına Giriş	48
4.2	Modülün Ön Boyutlandırılması (1. Yaklaşım)	50
4.3	DIN3990 Referansı İle Dişli Çarklardaki Mukavemet Hesapları	52
4.3.1	Diş Dibi Gerilmesine (σ_F) Göre Mukavemet Hesabı	52
4.3.2	Diş Yan Yüzey Basıncına (σ_H) Göre Mukavemet Hesabı	53
4.4	Düz Ve Helisel Dişliler Arasındaki Hesaplama Farkları	54
4.5	Dişli Çarkların Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Temel Kavramlar	55
4.5.1	S_F Ve S_H Güvenlik Faktörleri	55
4.5.2	Çevrim Oranı (i)	56
4.5.3	Diş sayıları (z_1, z_2), Sınır Değerler ve Alt kesilme Olayı	57
4.5.4	Eşdeğer Diş Sayısı (z_n)	59
4.5.5	İletilecek Güç ve Döndürme Momentleri	60
4.5.6	Çevresel Hız	61
4.5.7	Dişli Çarka Etkiyen (F_t) Teğetsel Kuvvet	61
4.5.8	Birim Yüzeyde Etkili Çevresel Yük (w_t)	62
4.5.9	İşletme Faktörü (K_A)	63
4.5.10	Dişli Çarkların Montaj Durumları	65
4.5.11	Diş Genişlik Oranı (ψ_d) ve Diş Genişliği (b)	65
4.5.12	Dişli Kalitesi	66
4.5.13	Kavrama Oranı (ε_α)	68

4.5.13.1	Düz Dişli Çarklar İçin Kavrama Oranı (ε_α)	68
4.5.13.2	Helisel Dişli Çarklar İçin Kavrama Oranı (ε_γ)	70
4.5.14	Atlama Oranı (ε_β)	70
4.5.15	Dinamik Faktör	71
4.5.16	Çevresel Yük Dağılım Faktörleri $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$	72
4.5.16.1	Diş Dibi mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Çevresel Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\alpha}$)	73
4.5.16.2	Yan Yüzey Mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Çevresel Yük Dağılım Faktörü ($K_{H\alpha}$)	76
4.5.17	Kavrama Faktörü ($Z\varepsilon$)	76
Yan yüzey mukavemet hesabında kullanılacak olan bu faktör kavrama oranı ve atlama oranına bağlı olarak iki farklı yöntem ile tespit edilebilir;		76
4.5.18	Diş Genişliği Boyunca Yük Dağılım Faktörleri $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$	78
4.5.18.1	Diş Dibi Mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Diş Genişliği Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)	78
4.5.18.2	Yan Yüzey Mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Diş Genişliği Yük Dağılım Faktörü ($K_{H\beta}$)	79
4.5.19	Diş Form Faktörü (Y_F)	80
4.5.20	Gerilme Düzeltme Faktörü (Y_S)	80
4.5.21	Kavrama Faktörü ($Y\varepsilon$)	81
4.5.22	Helis Açısı Faktörü ($Y\beta$)	82
4.5.23	Ömür Faktörü (Y_N)	83
4.5.24	Büyüklik Faktörü (Y_X)	84
4.5.25	Göreceli Destek Sayısı (Y_δ)	85
4.5.26	Yüzey Pürüzlük Faktörü (Y_R)	85
4.5.27	Helis Açısı Faktörü ($Z\beta$)	85
4.5.28	Elastiklik Faktörü (Z_E)	86
4.5.29	Bölge Faktörü (Z_H)	88
4.5.30	Ömür Faktörü (Z_N)	89
4.5.31	Yağlama Faktörü (Z_L)	90
4.5.32	Hız Faktörü (Z_V)	91
4.5.33	Yüzey Pürüzlük Faktörü (Z_R)	92
4.5.34	Malzeme Çifti Faktörü (Z_W)	93
4.5.35	Büyüklik Faktörü (Z_X)	94
4.6	Dişli Çarkların Kapasitelerinin İyileştirme Yöntemleri	95
4.6.1	Profil Kaydırma Yöntemi	95
4.6.1.1	Profil Kaydırma Türüne Göre Dişli Çark Mekanizmalarının Sınıflandırılması	98
4.6.1.2	Sıfır (0) Dişli Çark Mekanizması	98
4.6.1.3	(V-0) Sıfır Kaydırmalı Dişli Çark Mekanizması	98
4.6.1.4	(V) Kaydırmalı Dişli Çark Mekanizması	98
4.6.2	Özel Düzeltmeler	99
4.7	Düz ve Helisel Dişli Çarkların Boyutsal Hesaplarında Kullanılan Temel Kavramlar	100
4.7.1	Yuvarlanma (d_{yuv}) Ve Taksimat (Çalışma) Daireleri (d_{tak})	100

4.7.2	Kavrama Doğrusu ve Kavrama Kıtası.....	101
4.7.3	Kavrama Açısı (α , α_n , α_t)	102
4.7.4	Taksimat Dairesi Çapı	106
4.7.5	Temel Dairesi Çapı	106
4.7.6	Yuvarlanma Dairesi Çapı	106
4.7.7	Baş Dairesi Çapı	106
4.7.8	Taban Dairesi Çapı	106
4.7.9	Eksenler Arası Mesafe	106
4.7.10	Baş Yüksekliği.....	106
4.7.11	Taban Yüksekliği.....	106
4.7.12	Diş Yüksekliği	106
4.7.13	Taksimat (Adım).....	107
4.7.14	Diş Kalınlığı	107
4.7.15	Diş Genişliği	107
4.8	Dişli Çark Geometrisinin Oluşturulması	108
5.	DİŞLİ ÇARK TASARIM PROGRAMI.....	112
5.1	Örnek Çalışma Ve Profösyönel Bir Dişli Çark Tasarım Programı İle Karşılaştırılması.....	117
KAYNAKLAR.....		122
ÖZGEÇMİŞ.....		124

SİMGE LİSTESİ

ω	Açısal hız
m_t	Alın modül
ε_β	Atlama oranı
M_b	Burulma momenti
Z_H	Bölge faktörü
Y_X	Büyükük faktörü (Diş dibi mukavemet hesabı için)
Z_X	Büyükük faktörü (Yan yüzey gerilmesi mukavemet hesabı için)
$\sigma_{F\text{lim}}$	Çentiksiz muayeneden elde edilen sürekli mukavemet (Diş dibi gerilmesi limit değeri)
v	Çevre hızı
$K_{F\alpha}$	Çevresel yük dağılım faktörü (Diş dibi mukavemet hesabı için)
$K_{H\alpha}$	Çevresel yük dağılım faktörü (Yan yüzey gerilmesi mukavemet hesabı için)
i	Çevrim oranı (Döndüren dişli diş sayısının pinyon dişli diş sayısına oranı)
n	Devir sayısı
K_V	Dinamik faktör
d_{bas}	Diş başı dairesi çapı
h_a	Diş başı yüksekliği
ρ	Diş dibi yuvarlatma yarıçapı
h_f	Diş dibi yüksekliği
σ_F	Diş dibindeki gerçek gerilme
$\sigma_{F\text{max}}$	Diş dibinde taşınabilecek en büyük gerilme
S_0	Diş kalınlığı
h	Diş yüksekliği
W_t	Dişin birim genişliğine gelen yük
d_{yuv}	Dişlerin yuvarlanma dairesi yarıçapı
b	Dişli çarkın genişliği
F_D	Dişli kuvveti
z	Dişli çarkın diş sayısı
m_n	Dişlinin normal modülü

a	Eksenler arası mesafe
Z_E	Elastisite faktörü
E	Elastisite modülü
S_F	Emniyet katsayısı (Diş dibi mukavemeti için)
S_H	Emniyet katsayısı (Yan yüzey gerilmesi için)
$\sigma_{H\max}$	En büyük bası gerilmesi
z_n	Eşdeğer diş sayısı
Y_F	Form faktörü
$K_{F\beta}$	Genişlik faktörü (Diş dibi mukavemet hesabı için)
$K_{H\beta}$	Genişlik faktörü (Yan yüzey gerilmesi mukavemet hesabı için)
ψ_d	Genişlik oranı (Çapa bağlı)
Y_S	Gerilme düzeltme faktörü
P	İletilen güç
β	Helis açısı (Taksimat dairesindeki)
β_b	Helis açısı (Temel dairesindeki)
Y_β	Helis açısı faktörü (Diş dibi mukavemet hesabı için)
Z_β	Helis açısı faktörü (Yan yüzey gerilmesi mukavemet hesabı için)
$\sigma_{H\lim}$	Hertz basıncı limit değeri
K_A	İşletme faktörü
$K_{V\alpha}$	Kaliteye bağlı dişli faktörü ($K_{V\alpha}$ Yardımcı çarpanı)
$K_{V\beta}$	Kaliteye bağlı dişli faktörü ($K_{V\beta}$ Yardımcı çarpanı)
α	Kavrama açısı (Yuvarlanma dairesindeki kavrama açısı)
α_t	Kavrama açısı (Alın kavrama açısı)
α_n	Kavrama açısı (Normal kavrama açısı)
Y_ϵ	Kavrama faktörü (Diş dibi mukavemet hesabı için)
Z_ϵ	Kavrama faktörü (Yan yüzey gerilmesi mukavemet hesabı için)
ϵ_α	Kavrama oranı
f_p	Malzeme faktörü
Z_W	Malzeme çifti faktörü
m_n	Normal modül

Y_N	Ömür faktörü (Diş dibi mukavemet hesabı için)
Z_N	Ömür faktörü (Yan yüzey gerilmesi mukavemet hesabı için)
ν	Poisson oranı
x	Profil kaydırma miktarı
F_r	Radyal kuvvet
z_{\min}	Sınır diş sayısı
d_{tab}	Taban dairesi çapı
p	Taksimat
d_{tak}	Taksimat dairesinin çapı
F_t	Teğetsel kuvvet
ε_γ	Toplam kavrama oranı
η	Verim
Z_L	Yağlama faktörü
σ_H	Yan yüzeyde oluşan basınç
f_W	Yük düzeltme faktörü
N	Yük tekrarı cinsinden ömür
Y_R	Yüzey pürüzlük faktörü (Diş dibi mukavemet hesabı için)
Z_R	Yüzey pürüzlük faktörü (Yan yüzey gerilmesi mukavemet hesabı için)

KISALTMA 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
St	Çelik
V	Islah çeliği
GG	Lamel grafitli dökme demir (Gri dökme demir, yumuşak döküm)
GGG	Küresel grafitli dökme demir(Perlitik, beynitik, ferritik yapılı olabilir)
GTS	Siyah temperlenmiş döküm (Perlitik yapı)
Eh	Sementasyon çeliği
IF	İndüksiyon veya alevle sertleştirilmiş, çelik veya GGG
NT (nitr.)	Nitrülenmiş çelik
NV (nitr.)	Nitrülenmiş ıslah çeliği
NV (nitrokar.)	Nitrokarbülenmiş ıslah çeliği

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 - Düz dişli	19
Şekil 2.2 - İç dişli.....	19
Şekil 2.3 - Helisel Dişli	20
Şekil 2.4 - Çift helisli ok dişli.....	21
Şekil 2.5 - Kremayer dişli.....	22
Şekil 2.6 - Düz konik dişli	23
Şekil 2.7 - Helisel konik dişli	24
Şekil 2.8 - Sonsuz vida mekanizması	25
Şekil 3.1 – VG Serisi mineral yağlar	41
Şekil 3.2 – VG Serisi poli alfa bazlı sentetik yağlar.....	43
Şekil 3.3 – VG Serisi poliglisol bazlı sentetik yağlar.....	44
Şekil 4.1 – Helisel dişli çarklarda alın ve normal eksenini.....	54
Şekil 4.2 - Güvenlik faktörü S_F ve S_H - NIEMANN G. , WINTER H. <i>Maschinenelemente</i> , Vol. 2. Springer, 1983.....	56
Şekil 4.3 - x Profil kaydırma faktörüne bağlı olarak alt kesilmeyi önlemek için minimum diş sayıları.....	59
Şekil 4.4 - Diş kuvvetleri.....	62
Şekil 4.5 – Dişli çarkların montaj durumları	65
Şekil 4.6 - Gerilme düzeltme faktörü (Y_S) – DIN 3990 Bölüm 3	81
Şekil 4.7 - Ömür faktörü (Y_N).....	83
Şekil 4.8 - Bölge faktörü Z_H	88
Şekil 4.9 - Bölge faktörü Z_H	89
Şekil 4.10 - Yüzey pürüzlük faktörü Z_R	92
Şekil 4.11 - Profil kaydırma faktöründeki değişimin geometriye etkisi.....	96
Şekil 4.13 - Profil kaydırma ve özel bir düzeltme örneği.....	99
Şekil 4.14 - Alın dişli çarklardaki daireler	100
Şekil 4.15 - Kavrama kıtası	101
Şekil 4.16 - Kavrama açısı α	102
Şekil 4.17 - Yuvarlanma dairesindeki kavrama açısı α 'nın bulunması için yazılan alt programın akış diyagramı.	104
Şekil 4.18 - Dişli çarka ait temel büyüklükler 1	105
Şekil 4.19 - Dişli çarka ait temel büyüklükler 2	105

Şekil 4.20 - Evolvent eğrisinin oluşturulması 1	108
Şekil 4.21 - Evolvent eğrisinin oluşturulması 2	109
Şekil 4.22 - - Evolvent eğrisinin oluşturulması 3 (Solidworks programında temel dairesi üzerine)	110
Şekil 4.23 - Evolvent eğrisinin oluşturulması 4	111
Şekil 5.1 - Dişli çark tasarım programı 1	112
Şekil 5.2 - Dişli çark tasarım programı 2	113
Şekil 5.3 - Dişli çark tasarım programı 3	114
Şekil 5.4 - Dişli çark tasarım programı 4	115
Şekil 5.5 - Dişli çark tasarım programı 5	116
Şekil 5.6 - Dişli çark tasarım programı 6	117

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 - Dişli çark malzemeleri ve mekanik özellikleri	46
Çizelge 3.2 - Dişli çark malzemeleri ve mekanik özellikleri	46
Çizelge 4.1 – DIN780’e göre standart modül değerleri	51
Çizelge 4.2 - Çevrim oranları (DIN Standardı norm sayılar R20 serisi).....	57
Çizelge 4.3 - Pinyona ait diş sayısı z1 önerilen değerler.....	57
Çizelge 4.4 – Çeşitli dişli çark mekanizmalarına ait verim ve çevrim oranı değerleri.....	60
Çizelge 4.5 – K_A İşletme Faktörü.....	63
Çizelge 4.6 – Yük sınıflandırmaları (Yılmaz Redüktör Genel Katalog, G-1402/0305).....	64
Çizelge 4.7 – Diş genişlik faktörü (ψ_d) için tavsiye edilen maksimum değerler.....	66
Çizelge 4.8 – Dişli çarklarda kalite	67
Çizelge 4.9 – DIN3962 bölüm 1’de dinamik faktör yardımcı faktörleri.....	71
Çizelge 4.10 – DIN 3962 ‘ye göre f_{pe} toplam diş sapmaları	73
Çizelge 4.11 – DIN 3990 ‘ye göre f_p malzeme faktörü.....	74
Çizelge 4.12 – DIN 3990 ‘a göre q_l yardımcı faktör	75
Çizelge 4.13 – Diş dibi mukavemeti hesabında kullanılacak olan faktör $K_{F\alpha}$	75
Çizelge 4.14 – DIN 3990 ‘a göre yan yüzey mukavemeti hesabında kullanılacak olan çevresel yük dağılım faktörü ($K_{H\alpha}$).....	76
Çizelge 4.15 – DIN 3990 ‘a göre kavrama faktörü ($Z\varepsilon$).....	77
Çizelge 4.16 – DIN 3990 ‘a göre (K_β) Genişlik temel faktörü	79
Çizelge 4.17 – DIN 3990 ‘a göre (f_w) Yük düzeltme faktörü	79
Çizelge 4.18 – Diş form faktörü (Y_F)	80
Çizelge 4.19 - Büyüklük faktörü Y_X	84
Çizelge 4.20 - Yüzey pürüzlük faktörü Y_R	85
Çizelge 4.21 - Elastiklik faktörü Z_E	87
Çizelge 4.22 – ISOVG, DIN 51519 Yağları ve viskozite değerleri.....	91
Çizelge 4.23 - ISO1328 Dişli çarklardaki kalite derecelerine göre müsaade edilen maksimum yüzey pürüzlüğü.....	93
Çizelge 4.24 - Büyüklük faktörü Z_X	94
Çizelge 4.25 - α_n , Taksimat dairesindeki normal kavrama açısı standart değerleri	103

ÖNSÖZ

İkibin yıldan fazla geçmişe sahip dişli çarklar, son yüzyılın teknolojik gelişmeleri sayesinde hemen her makinada kullanılan elemanlar olmuşlardır. Dolayısı ile dişli çarkların hesabı ile pratikte çok sık karşılaşılmaktadır. Bu amaçla karşılaşılan problemin bilgisayar ortamına uyarlanması ile hızlı ve kesin sonuçların elde edilmesine çalışılmıştır.

Hazırlanan bilgisayar programı VisualBasic dilindedir ve Microsoft Excel programı içinde gömülü olarak çalışmaktadır. Düz ve helisel dişli çarkların ilgili boyut ve mukavemet hesaplarını yapmaktadır. Elde edilen boyutsal değerler ile, parametrik bir tasarım programı olan Solidworks içinde dişli çark çiftlerini 3 boyutlu olarak çizebilmektedir.

Program sayesinde kullanıcı, dişli çarklar ile oluşturacağı konstrüksiyon için geri dönüşümlü olarak büyük zaman kazanabilir, sonlu elemanlar gibi yöntemlerle analiz yapan programlara dişli çark proflini direk sunabilir.

Başta tüm öğrenim yaşantım boyunca bana destek olan ve daima teşvik eden annem Mehtap AVCIL'a ve tez çalışmalarım sırasında katkılarını ve yardımını esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Muharrem Erdem BOĞOÇLU'ya teşekkürü borç bilirim.

İstanbul,2006

Özgür Ali AVCIL

ÖZET

DİŞLİ ÇARKLARIN STANDARTLARA GÖRE HESAPLANMASI VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMLA KONTROLÜ

Mak. Müh. Özgür Ali AVCIL

Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi

Bu çalışmada, önce düz ve helisel alın dişli çarkların ilgili boyut ve mukavemet hesapları klasik yöntemlerle yapılmıştır. Hesaplamalara ait parametrelerin seçiminde Alman DIN normları tercih edilmiştir.

Daha sonra bu hesaplamalar, parametrik bir modele dönüştürülerek bilgisayar ortamına atılmıştır. Bilgisayar programı olarak, yaygın bir kullanım alanına sahip ve kullanımı diğer dillere göre oldukça kolay olan VBasic ve Excel dili seçilmiştir.

Bilgisayar ortamındaki bu uygulamada; giriş devir sayısı, giriş gücü, çevrim oranı vb. gibi veriler girildiği zaman program, uygun dişli çiftine ait modül ve diğer geometrik ölçüleri hesaplayıp kullanıcıya sunmaktadır. Bu geometrik değerler tavsiye niteliğindedir. İstenildiği zaman giriş değerleri değiştirilip anında yeni sonuçlar almak veya çıkış değerleri üzerinde mantıklı değişimler yapmak mümkündür. Kullanıcı hesaplamalar için son onayı verdiğinde ise program, bu geometrik değerlere ait uygun katı modeli, popüler bir 3 Boyutlu tasarım programı olan Solidworks programı içerisinde oluşturabilmektedir.

Bilgisayar yardımı ile dişli çark ve sistemlerinin tasarımı ile ilgili son yıllarda yapılan lisans üstü çalışmalara bakıldığında, birçok parametrik çalışmanın yapıldığı hatta birkaçında Autocad ortamında 2 boyutta otomatik modelleme yapan programlarla ilgili çalışmalar görülebilir. 3 boyut ortamında modelleme yapan ve dişli çark üzerinde evolvent profilini gösteren bir çalışmanın lisansüstü düzeyinde bir eksik olarak kaldığını düşündüğümden böyle bir çalışmanın hem meslektaşlarım hem de dişli çark imalatçıları için faydalı olacağını umuyorum.

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

ABSTRACT

THE DESIGN OF SPUR AND HELICAL INVOLUTE GEARS WITH COMPUTER SUPPORT

Özgür Ali AVCIL

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 Basic and Excel 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

1. GİRİŞ

Mekanik gücün naklinde, mühendislik ve maliyet avantajlarını bir arada sunan dişli çarklar, saat mekanizmaları gibi hassas cihazlardan, otomobil ve uçak-uzay teknolojisine kadar geniş bir alanda kullanılmaktadır. Bu amaçla karşılaşılan problemin bilgisayar ortamına uyarlanması ile hızlı ve kesin sonuçların elde edilmesine çalışılmıştır.

Dişli çarkların standartlara uygun olarak tasarımında mukavemet hesapları, maksimum gerilme kriterlerine bağlı olarak en kritik duruma göre yapılmaktadır. Bu kritik durumlardan biri dişlilerin birbirini kavradığı durumda dişli kuvvetinin tek bir diş tarafından karşılanması halidir. Diğerisi ise iki dişin birbirini kavraması durumunda kuvvetin dişin tepe noktasından etkimesi ve diş dibinde maksimum moment kolunun oluşturduğu gerilmelerin etkisidir.

Bu çalışmada verilen parametrelere uygun olarak ve yukarıda bahsedilen mukavemet hesapları kullanılarak, klasik hesap yöntemleri ile düz ve helisel dişli çarkların geometrileri elde edilmiştir. Daha sonra bu hesaplamalar, parametrik bir modele dönüştürülerek bilgisayar ortamına atılmıştır.

1.1 Parametrik Tasarımın Tanımı

Pazar ihtiyaçlarına cevap vermek için eski seri imalat yöntemi günümüzde kütleli özel üretim (mass customization) yöntemine dönüşmüş olup, farklı parçaların az miktarda üretimi söz konusudur. Bu nedenle birbirine benzeyen ancak geometrik ölçüleri farklı olan parçaların tasarımının kısa sürede yapıp üretime geçilmesi gerekir. Bunun için bir şeklin tanımlanmasında gerekli olan parametrelerin kullanımına imkan veren tasarım yöntemleri geliştirilmiş olmalıdır. Böyle bir ihtiyacın sonucunda parametrik tasarım olarak nitelendirilen tasarım teknikleri ortaya çıkmıştır. Ayrıca yeni bir konstrüksiyon daha tasarım aşamasında iken bile statik, dinamik ve gerilme hesapları gerektirdiğinden dolayı da sık sık değişikliğe uğrar. Bu durumda mevcut bir ürünün çabucak yeniden şekillendirilmesine ve mühendislik analizlerinin sonucuna göre hızlı tasarım değişikliklerine gerek duyulabilir.

Tasarlanacak parçadaki bir boyut değişikliği bütün sistemi etkileyebilir. Ticari CAD sistemlerinin çoğu tek bir parçanın parametrik modellenmesini desteklerken, sistemin bütünü düşünüldüğünde programların birçoğu montajda parçaların komşu elemanlarla ilişkilerinin belirlenmesinde zayıf kalmaktadır. Bu çalışmada kullanılan CAD programının hem parça modelleme hem de montaj aşamalarında parametrik tasarıma tam destek vermesine özen

gösterilmiştir. CAD uygulamalarında hem şekillendirme hem de gerilme analizi birlikte yürütülebileceği gibi, ayrı ayrı programlar kullanılarak şekillendirme ve gerilme analizi yapılabilir. Örneğin, Bu çalışmada olduğu gibi Solidworks programı, Excel de yazılmış geometrik değerleri okuyabilir, bu değerlerden bir katı model oluşturabilir, yine Solidworks içinde eklenti olarak gelen Cosmosworks programı ile gerilme analizini gerçekleştirebilir veya tasarımcı bu katı modeli Ansys gibi sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizini yapan başka programlara paslayarak gerilme analizi yaptırabilir.

2. DİŞLİ ÇARKLARIN TANIMI VE SINIFLANDIRILMASI

2.1 Dişli Çarkların Tanımı ve Genel İfadeler

Dişli çarklar, iki mil arasında şekil bağıyla moment ve dolayısıyla hareket ileten makine elemanlarıdır. Eş çalışan en az iki adet dişli çarktan meydana gelen sisteme de dişli çark mekanizması adı verilir. Dişli çarklar dişlilerin kavraması sayesinde kaymadan yuvarlanma hareketi yaparak güç ve dönme hareketini ilettiklerinden verimler yüksektir aynı zamanda işletme emniyeti yüksek mekanizmalardır. Güç ileme bakımından, mekanizmanın bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır. Genellikle mekanizmanın küçük dişlisine pinyon diğerine çark denir.

2.2 Dişli Çarkların Sınıflandırılması

Dişli çark mekanizmalarında millerin birbirlerine göre konumları “Paralel”, “Kesişen” ve “Aykırı” durumda olabilir.

2.2.1 Paralel Millerle Kullanılan Dişliler (Alın Dişli Çarklar)

Eksenleri paraleldir, Dişli tipine göre %96 - %99 verimle güç ve devir aktarımı yaparlar. Aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Düz dişli
- İç dişli
- Helis dişli
- Çift helisli (ok) dişli
- Kremayer dişli

Tez çalışmamızda model kabul ettiğimiz alın dişli çarklardan helis alın dişlinin boyutsal değerleri incelenmiş buradan elde edilen sonuçlar, düz dişli çarklara adapte edilmiştir. İç dişli ve kremayer dişli çarkların formül ve hesaplama tekniği farklı olduğu için hesaplama kısmı kapsam dışı bırakılmışsa da bilgisayar programı içinde katı model oluşturma opsiyonu oluşturulmuştur.

2.2.1.1 Düz Dişliler

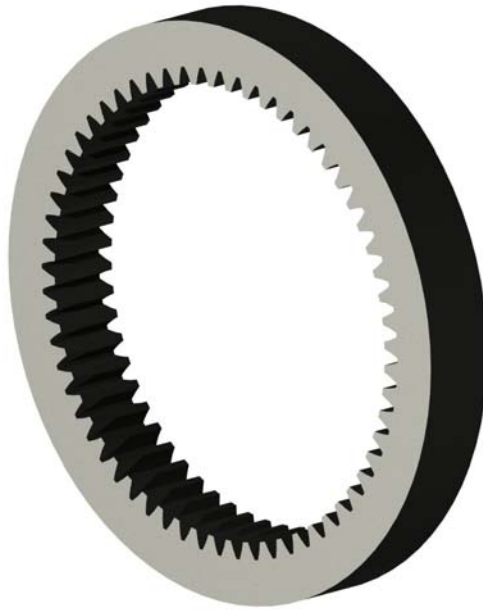
Paralel milleri bağlamak amacıyla kullanılan düz dişli çarklarda, döndüren ve döndürülen dişliler ters yönde dönmektedir. Diğer dişlere kıyasla tasarımı en kolay dişli türüdür. Dişler eksenel kuvvetlere maruz kalmazlar. Şekil 2.1 ‘de alın dişliler görülmektedir.



Şekil 2.1 - Düz dişli

2.2.1.2 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. Düz ve helisel diş şekline sahip olabilirler. Planet mekanizmaları, elastik kaplinler, fren tamburu bu dişlilerin kullanıldığı çeşitli alanlardır. Şekil 2.2 'de iç dişliler görünmektedir.



Şekil 2.2 - İç dişli

2.2.1.3 Helis Dişliler

Helisel dişli çarklarda diş alınları çark eksenine paralel olmayıp β açısı altında sağ veya sol yone eğimlidirler. Helisel dişli arklardan oluşan mekanizmalarda dişler birbirlerini tım genişlikte darbe şeklinde kavramadıklarından dız dişli çark mekanizmalarına göre daha gürültüsüz çalışırlar. Birbirini kavramış diş sayısı da daima 1'den fazla olduğu için hem taşınabilen kuvvetler hem de kavrama oranı daha büyük, izin verilen minimum diş sayısı daha kktr. şekil 2.3 'de helisel dişliler görülmektedir.



şekil 2.3 - Helisel Dişli

2.2.1.4 Çift Helisli (Ok) Dişliler

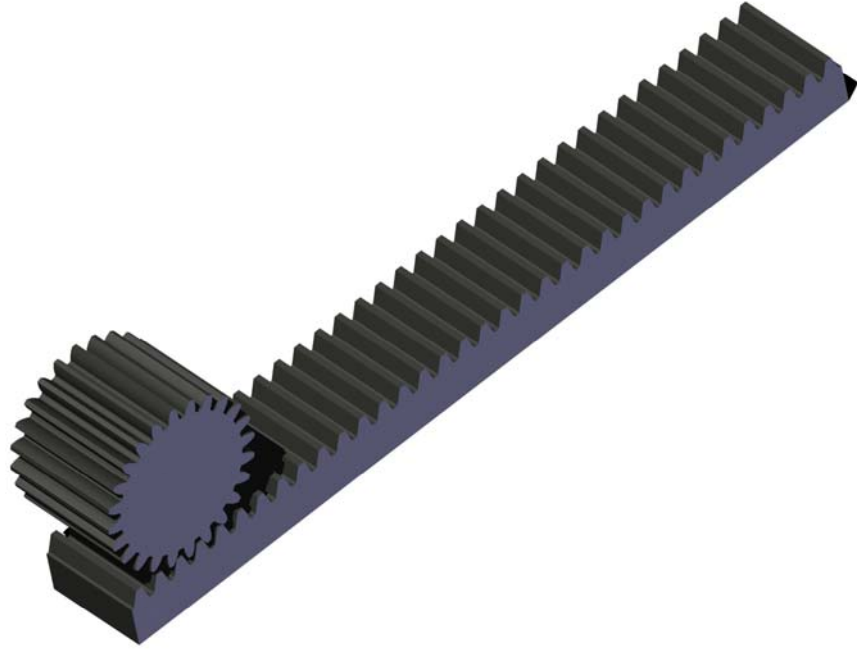
Bu dişlilerin diş formu yan yana getirilmiş karşıt iki helis ęekindedir. Helisel dişlilerde görülen aksenal kuvvetler çift helis dişlilerde dengelenir. Şekil 1.4 'de çift helis dişli görülmektedir.



Şekil 2.4 - ift helisli ok dişli

2.2.1.5 Kremayer Dişliler

Dişli apı sonsuza götürülürse kremayer dişliler elde edilir. Çoğunlukla düz formludur, ancak helisel ve çift helisli kremayer dişliler de mevcuttur. Dönme hareketini ilerleme hareketine dönüştürmek için kullanıldığı gibi, düz, helis, çift helis dişli imalatında da kullanılır. Şekil 2.5 'de kremayer dişliler görünmektedir.



Şekil 2.5 - Kremayer dişli

2.2.2 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler (Konik Dişli Çarklar)

Eksenleri 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 $\delta < 90^\circ$, $\delta = 90^\circ$, $\delta > 90^\circ$ olabilsede, pratikte en sık rastlanan durum $\delta=90$ durumudur. Dişlerin uzunluk yönündeki durumlarına göre isimlendirilirler. Aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Düz Konik Dişliler
- Helisel Konik Dişliler

2.2.2.1 Düz Konik Dişliler

Şekil 2.6 'da düz konik dişlilere verilmiş bir örnek görülebilir.



Şekil 2.6 - Düz konik dişli

2.2.2.2 Helisel 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. Şekil 2.7 'de Helisel konik dişliler görülmektedir.



Şekil 2.7 - Helisel konik dişli

2.2.3 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler (Spiral Dişli Çarklar)

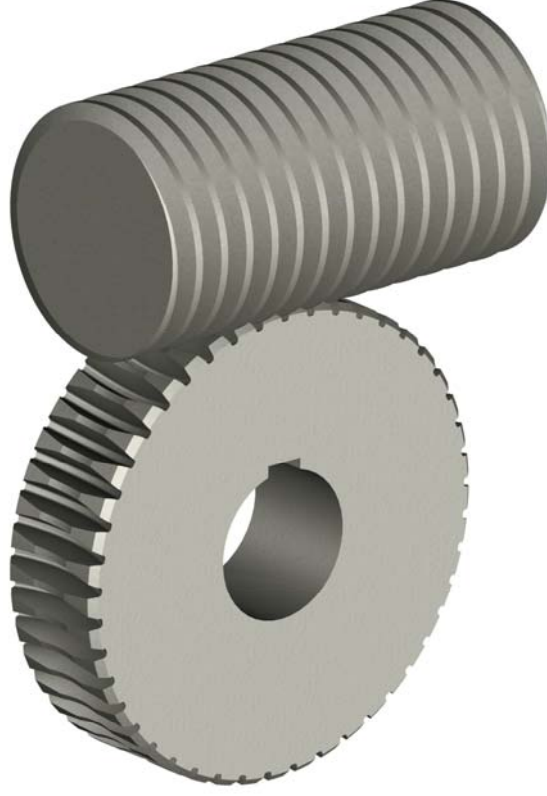
Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında güç ve devir ileten dişli çarklara spiral dişli çarklar denir. Aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Sonsuz Vida Mekanizmaları
- Spiral Dişliler
- Hipoid Dişliler

2.2.3.1 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 güç iletebilen, gürültüsüz ve darbesiz çalışan mekanizmalardır. Verimleri %40–90 arasındadır. Mekanizmanın çevrim oranı arttıkça verimleri azalır. Şekil 2.8 ‘de sonsuz vida mekanizması görülmektedir.



Şekil 2.8 - Sonsuz vida mekanizması

2.2.3.2 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.

2.2.3.3 Hipoid Dişliler

Spiral konik dişlilere benzemekle beraber pinyon mili kaydırılmıştır. Dolayısıyla dişli eksenleri kesişmez. Otomobil diferansiyellerinde sıklıkla kullanılır.

3. DİŞLİ ÇARKLARIN İMALAT YÖNTEMLERİ, ISIL İŞLEMLER, KOROZYON, DİŞLİ ÇARKLARIN YAĞLANMASI VE DİŞLİ ÇARK MALZEMELERİ

3.1 Dişli Çarkların Ana İmal Metotları

Dişli çark imal metodunun seçimi temelde dişli çiftlerinin elemanları için kabul edilmiş hassasiyet standartlarına ve aynı zamanda dişli çark düzeninin çalışmasında istenen şartlara yani dişlinin kullanılma amacına göre yapılır.

Bu esaslara göre bütün dişli düzenleri Şu gruplara ayrılabilir;

- Yüksek güç değerleri ve hızları olan güç iletim dişlileri. Ana şart, yüksek verim katsayısının sağlanmasıdır.
- Orta hızlarda çalışan ağır endüstri ve nakliyat dişlileri. Ana şart güvenilirlik ve düzgün çalışmasıdır.
- Takım tezgâhlarındaki güç iletim dişlileri. Aranılan şartlar sabit dişli oranının ve düzgün çalışmanın sağlanmasıdır.
- Otomotiv endüstrisinde kullanılan aktarma dişlileri. Aranılan şartlar düzgün ve kolay çalışmanın yanında sessiz bir çalışma sağlamaktır.
- Hassas aletlerdeki kinematik iletim dişlileri. Aranılan şartlar sabit dişli oranının sağlanması ve dişlilerde boşluk bulunmamasıdır.

Dişliler çok çeşitli takım tezgâhlarında işlenip imal edilirler. Dişli imalatında uygulanan iki genel metottan biri *profille işleme* ve diğeri *türetmeli işleme* dir.

3.1.1 Profille İşleme Metodu

Profille işleme metodunda kesici takıma dişler arasındaki boşluğun şekli verilmiştir ve parça işlenirken bu şekil işlenen yüzey üzerine kopya edilmiş olur.

Profille işleme metodunda dişliler Şöyle kesilirler.

- Üniversal yatay milli düz freze tezgâhında profil verilmiş disk veya parmak freze çakıları kullanarak dişler sırasıyla freze edilirler
- Bütün diş boşlukları aynı anda planya edilirler
- Bütün diş boşlukları aynı anda sıyrılırlar
- Dairesel sıyırma yapılır.

Dişli imalatında profille işleme metodu, türetmeli işleme metoduna göre genellikle daha az hassasiyet sağlar. Bunun da ötesinde, üretim kapasitesi düşüktür ve sadece onarım işleri ve benzeri imalatın gerektirdiği parça kadar kullanılması uygundur.

3.1.1.1 Disk Ve Parmak Freze Tipi Dişli Freze Çakılarıyla Düz Helis Ve Dişli Kremayerlerin Freze Edilmeleri

Dişli frezesi, bir profilli freze işlemidir. İşleme sırasında kesici kendi şeklini diş boşluğuna kopya eder, böylece yan yana iki dişlinin iki yarım profilini meydana getirir. Bir diş boşluğu işlendikten sonra, divizör başlığı veya başka bir mekanizma ile dişli kaba parçası, bir dişlik indekslenir ve çakı kaba parça genişliği boyunca ikinci diş boşluğunu freze eder.

Bu işlem, küçük parti ve parça imalatında ve aynı zamanda onarım için yedek parça yapımında uygulanır. Bu işlem için divizör kafası ile donatılmış düz yatak milli freze tezgâhı gereklidir. Bu metodun bazı dezavantajları vardır ;

Freze ile çok hassas diş profilleri elde edilemez, çünkü her bir modüldeki dişlilerin diş sayılarına göre ayrı bir çakının kullanılması gerekir. Gerçekte, bir diş sayısı grubu (örneğin 20 diştten 30 dişe kadar) bu grubun ortasındaki diş sayısının karşılığı olan tek bir çakı ile işlenir. Böylece belli bir modüldeki bütün dişlerin belli kremayer takımlarına kadar tümüyle, daha az sayıda çakı ile işlenmeleri sağlanmış olur. Standartlara göre bunlar 8, 15 veya 26 adet disk tipi dişli çakılarından meydana gelen takımlar halinde mevcuttur. Bu çakılarla, özellikle çok sayılı takımlarla, birçok hizmet için yeterli sayılabilecek tolerans sınırları içerisinde olan yeterince küçük profil hatalı dişler 15 çakılık takımlarla en hassas olanları ise 26 çakılık takımlarla freze edilirler.

Yukarıdaki bilgilerden açıkça anlaşıldığı gibi, freze ile sadece yaklaşık diş profilleri elde edilebilmektedir.

Dişlilerin freze edilmelerinde üretim kapasitesi çok düşüktür. buna bağlı olarak da imalat giderleri yüksektir. Düşük üretkenlik işleminin kesintili olmasından ileri gelmektedir. Bu işlem süresince her diş için çakının yaklaştırılması, diştten dişe indeksleme, dişli kaba parçasının çakıya yaklaştırılması ve bir seferde çakının çok az sayıda dişinin kesime girmesi çok zaman kaybına neden olmaktadır.

Büyük modüllü dişliler (200 mm den büyük), özellikle ok (Çift helisli) dişliler, parmak freze çakısı tipinde dişli çakılarıyla freze edilirler. Kremayerler disk tipi dişli freze çakılarıyla freze edilirler. Uzun kremayerler de aynı usulle fakat diştten dişe hassas indeksleme yapma

olanakları bulunan tezgâhlarda işlenirler. Kremayerler aynı anda çalışan bir, iki hatta üç adet disk tipi dişli freze çakısı ile freze edilebilirler. Birden fazla çakılı bir dizi kullanıldığında, dizinin çakılarından biri kremayerin diş boşluklarının kaba işlenmesi diğer ikisi de ince işlenmesi için ayrılır.

3.1.1.2 Çok Kalemli Dişli Planyalama Metodu

Modern makine imalatında uygulanan bir profilli işleme yöntemi, dişlinin freze edilmesine göre önemli ölçüde daha yüksek üretkenlik sağlamaktadır. Bu metotta kullanılan dişli planya takım kafasına, işlenecek dişlinin diş sayısına eşit sayıda profil kalemi bağlanmıştır. Her profil kalemine diş boşluğunun şekli verilmiştir. Yüksek üretkenliğin nedeni, bütün profil kalemlerinin aynı anda çalışmaları ve bütün diş boşluklarının planya hareketiyle aynı anda kesilmeleridir.

Bu çok kalemli dişli planyası metodunda profil kalemleri, dişli kaba parçasının çevresine radyal olarak yerleştirilmişlerdir. Kaba parçanın dikey doğrultudaki git-gel hareketiyle kesme sağlanmaktadır. Kaba parça kursunun alt son noktasına ulaşmış profil kalemleri ile temasını kestiği anda bütün profil kalemleri radyal olarak içeri doğru beslenirler.

3.1.2 Türetmeli İşleme Metodu

Türetmeli işleme metodu, seri imalatta ekonomik yönden uygun görülebilecek olan karmaşık takım tezgâhlarını gerektirir.

Seri imalatta çok yaygın olarak kullanılan türetmeli işlemenin çeşitli şekilleri ;

- Dişli azdırma
- Döner ve kremayer tipi kesici takımlarla dişli planyası
- Vargel tipinde kesici takımlarla veya alın freze çakısı tipinde kesici takımlarla dişli türetilmesi
- Dişli çarkların sıcak haddelenmesi.

3. Kaliteden 8. kaliteye kadar olan dişliler türetmeli işleme imal edilirler. Bununla birlikte, 3., 4. ve 5. kalite sertleştirilmemiş dişliler çok dikkatlice leplenirler ve dış yüzeyleri indüksiyonla sertleştirilir. Bu ısıl işlem yöntemi hemen hemen hiçbir çarpılmaya, deformasyona yol açmaz.

6., 7., ve 8. Kalite derecesinden dişliler, sertleştirme fırınlarında ısıtma ve sonra da su verme şeklinde bir ısıl işleme tabi tutulurlar.Önemli sayılacak ölçüde çarpılmalar olur. Bundan sonra 6. ve 7. hassasiyet derecelerinden olan dişliler uygun evolvent şeklini tekrar kazanmaları için deliklerinden bağlanarak taşlanırlar. 8. Kalite derecesinden dişlilerde ise boşluklarından

bağlanarak delikler taşlanır.

8., 9. ve 10. Kalite derecelerinden dişlilerin küçük parti imalatında genellikle dişliyi indekslemek için divizör kullanılır ve her indekslemede bir diş boşluğu işlenir. Disk veya parmak freze çakıları şeklindeki dişli freze çakıları, 8. kalite dişlilerin özellikle hassas profil olarak işlenmelerinde kullanılırlar.

10. ve 11. Kalite derecelerinden dişliler hassas döküm işlemleriyle yapılabilirler ve dökümden sonra dişler bir şablon mastara göre eğlenirler.

3.1.2.1 Dişli Azdırma

Düz ve helis dişlilerin dişli azdırma çakısıyla işlenmeleri en yaygın olarak kullanılan metodlardan biridir. Dişli azdırma çakısı bir döner kesici takımdır, bunun dişleri bir sonsuz vidanın diş gibi helezoni bir yol izleyerek dizilmiştir. Eksen boyunca kesit alındığında bu dişler bir kremayer görüntüsü verirler. Kesici ağızlar, helezoni vida dişine dik olarak açılmış helezoni oluklar serisiyle meydana getirilmişlerdir.

Bir kremayer, diş sayısı ne olursa olsun aynı modülle işlenmiş bir dişliye tam olarak oturabilir. O halde bir dişli azdırma çakısı da istenilen sayıda dişe sahip dişlileri aynı hassasiyetle işleyebilir. Bu dişli azdırma usulünün en büyük avantajlarından biridir.

Dişli azdırma işleminde, dişli azdırma çakısı ve dişli kaba parçası, sonsuz vida dişli düzeninin aşağıda verilen dişli oranına eş olan bir zaman bağıntısına göre aynı anda dönerler:

$$i = \frac{n_a}{n_d} = \frac{Z_d}{Z_a} \quad (3.1)$$

burada ;

n_a : Dişli azdırma çakısının hızı (dev/dak)

n_d : Dişli kaba parçasının hızı (dev/dak)

Z_a : Dişli azdırma çakısının vida ağız sayısı

Z_d : Dişli çarkın diş sayısı

Dişli azdırma işleminde, dişli azdırma çakısı döner ve kaba parçanın dönüşüne uygun olarak dişli eksenine paralel ilerletilir. Dişli azdırma çakısının ekseni, dişli kaba parçasının üst yüzüne göre, çakının bölüm dairesi üzerindeki helis açığa eşit bir açıyla eğik duruma getirilir. Azdırma çakısının kaba parça eksenine göre yaptığı ilerleme dişlerin bütün boyda yavaş yavaş açılmalarını sağlar. Kesme işlemi dişli kaba parçasının bir ucundan diğer ucuna kesintisiz

devam eder ve akının çok sayıda kesici dişi aynı anda operasyonda bulunur. Azdırma usulünün en üretken dişli imalat metotlarından biri oluşunun nedeni budur.

Dişli azdırma akısı ya dişliyi tek bir pasoda işlemek üzere tam diş yüksekliğine ayarlanır yada 8mm den büyük modüllü dişlilerin iki pasoda işlenmeleri için birinci pasoda diş yüksekliğinin 0,6 sına, ikinci pasoda 0,4 üne ayarlanır. Bölme dairesi üzerinde diş kalınlığında 0,5-1mm arasında bir işleme payı da ince işleme için bırakılır. Basit dişli azdırma çakıları ile standart veya değiştirilmiş profiller kesilebilir. İkinci halde değiştirme koşullarına göre azdırma akısı ile dişli kaba parçasının merkezleri arasındaki uzaklık ya arttırılır veya azaltılır.

Dişli azdırma, aksenal ilerleme ile, teğetsel ilerleme ile veya eğimli ilerleme ile yapılabilir. Aksenal ilerlemede azdırma akısı, dişli kaba parçasının aksenine paralel yönde ilerletilir. Teğetsel ilerlemede azdırma akısı kendi akseni doğrultusunda ve dişli kaba parçasına teğet olarak ilerletilir. Eğimli ilerlemede ilerleme, dişli kaba parçası doğrultusundaki dikey hareketle, dişli azdırma akısı akseni boyunca olan hareketin bileşkesi şeklinde olur.

Dişliler ya eş yönlü veya ters yönlü azdırma usulüyle kesilirler. Eş yönlü azdırma ters yönlü azdırmadan daha iyidir çünkü talaş meydana getirme yönünden daha uygun şartlar sağlamaktadır. Kesme kuvvetlerinde değişmeler daha düşük ölçüdedir, azdırma işlemi sırasında daha az titreşim olmaktadır.

Dişlilerin azdırmalarında, özellikle büyük çaplı azdırma çakıları kullanıldığında, yaklaşma sırasında büyük zaman kaybı olur, çünkü azdırma akısı çapı arttıkça yaklaşım boyu da artar. Orta modüllü düz dişlilerin azdırılmalarında yaklaşım zamanı işleme zamanının %30-40 ı kadardır.

Yaklaşım sırasında ve aksenal ilerleme sırasında dişli azdırma çakısının operasyonu, aralıklı bir kesme işlemidir, azdırma çakısının yaklaşımı sırasındaki ilerleme hızı, daha sonra yapılan tam derinlik kesimine göre daha düşük tutulmuştur. Eğer aksenal yaklaşım yerine radyal içten besleme yapılır ve bunu azdırma çakısının dişliyi azdırarak yaptığı aksenal ilerleme izlerse, azdırma çakısının yaklaşımında kaybedilen zaman %30 oranında azaltılmış olur. Bu şartlar altında, hem azdırma akısı hem de dişli azdırma tezgâhı bütün dişli kesimi boyunca daha düzgün şekilde yüklenmiş olur.

En yaygın kullanılan dişli tezgâhı, düz, helis ve sonsuz vida dişlilerini işleyebilen dişli azdırma tezgâhıdır. Azdırma tezgâhı üç operasyon hareketine sahiptir; azdırma çakısının dönüşü, azdırma çakısının ilerletilmesi, dişli kaba parçasının dönüşü.

3.1.2.2 Dişli Çarkların Planyalanması

Döner bir dişli planya tezgâhında düz ve helis dişlilerin işlenme metodu, kaba parçası ve aynı modüllü planya kesici takımı olarak kullanılan bir başka dişliye oturtularak döndürülen dişlinin türetilerek işlenmesi esasına dayanmaktadır.

Kesme hareketini sağlamak için eşlenik dişlilerden birinin aksenel yönde gidip gelme hareketi yapması böylece kesicinin sırtı taşlanmış kesici ağızlarının, talaşları kaldırması ile dişliyi türetmesi gerekir.

Kesici takım ve dişli kaba parçası dişli planya tezgâhına monte edildiklerinde birlikte çalışan iki dişlininkine benzer bir zaman bağıntısıyla dönerler. Dönüşü yanında vargel hareketi de yapan kesici dişli, dişli kaba parçasının diş boşluklarından yavaş yavaş talaş kaldırır. Dişli planya çakısı gerçekte, diş alınlarının yüzeyleri taşlanıp arka kısımları boşaltılarak kesici ağız haline getirilmiş bir dişliden başka bir şey değildir.

Her kesim kursunun sonunda kaba parça yatay olarak geri çekilir böylece kesimsiz sürtüşme meydana gelmez. İkinci kesim kursundan önce tekrar kesim bölgesine geri getirilir.

Kremayer tipi bir üretici kesici ile düz veya helis dişlilerin dişlileri kesilirken, kesici takım işlenen dişlinin ana kremayerinin şeklinde olmalıdır. Türetme hareketi birbiri ile çalışan kremayer ve dişlide olduğu gibidir. Basit döner dişli planyasında olduğu gibi kesici hızla vargel hareketi yapar ve kesicinin dönüş kursu sırasında dişli kaba parçası geri çekilir.

Dişli çarklar, dişli kaba parçasının kremayer tipi kesici boyunca yuvarlanmasıyla veya kesicinin ve dişli kaba parçasının yuvarlanması gibi iki metotla işlenebilirler;

3.1.2.3 Düz Konik Dişli Çarkların İmal Usülü

Düz dişleri bulunan konik dişliler, genellikle iki adet git,gel hareketli kesici takımları bulunan konik dişli tezgâhlarında işlenirler.

Küçük konik dişliler, döner veya dairesel sıyırma usulüyle, kesici takım olarak dairesel sıyırma takımlarını kullanan özel tezgâhlarda işlenebilirler. Bu bir profilli işlemedir.

3.1.2.4 Helis Konik Dişli Çarkların İmal Usülü

Yüksek hızlı makinelerde bir çok nedenle düz konik dişlilerin, dişleri eğrisel olan dişlilerle değiştirilmeleri gerekir. Bunlar daha düzgün ,sessiz ve verimli çalışırlar.

Türetme hareketi, alın tipi freze çakısının bir dişinin temsil ettiği zahiri tarak dişliye oturan

dişli kaba parçasının yuvarlanmasıyla elde edilmektedir. Bu doğru diş şeklini türetir, dişlerin aksel hattı dairesel bir yay şeklindedir.

3.1.2.5 Sonsuz Vida İşleme Metotları

Sonsuz vida-dişli çiftinin iki elemanı, akselleri birbirlerine göre dik konumda olan sonsuz vida ve sonsuz vida dişlisidir.

Bir sonsuz vida imalatının en basit şekli, düz kesici ağızları bulunan tek uçlu bir torna kalemi ile tornada vida diş açmaktır.

Evolvent sonsuz vidalar, düz kesici ağızları bulunan ve biri akselin yukarısında diğeri aşağısında taban silindirin teğet olan iki düzlem içerisine yerleştirilmiş iki torna kalemiyle işlenir.

Sonsuz vidaları torna tezgâhlarında işlenmeleri yanında, bunları tek vida dişli freze çakılarıyla freze tezgâhlarında da işlenmeleri mümkündür.

Bir diğere yöntemle sonsuz vidalar, basit dişli azdırma tezgâhlarında azdırma çakıları kullanılarak işlenirler. Evolvent bir sonsuz dişlinin işlenmesinde düz kenarlı vida diş profili bir azdırma çakısı kullanılabilir.

Vida diş profillerinde eğrisel kesici ağızları bulunan azdırma çakıları, aksel veya normal kesitlerinde düz kenarlı diş yan yüzleri bulunan sonsuz vidaların işlenmelerinde kullanılırlar. Bu sonsuz vida imalat şekli pahalı azdırma çakılarını gerektirir. Bununla çok sıhhatli diş profillerinin elde edilmesi garanti edilemediğinden sadece kaba işlemlerde uygulanır.

Yüksek üretkenliği olan ve sonsuz vidada yüksek hassasiyeti garanti eden metotlardan birisi de, sonsuz vidayı özel bir takım tezgâhında döner planya çakısının aynı olan bir kesici takımla türetme yoludur. Sonsuz vida kaba parçasının akselinde geçen bir düzlem içinde ayarlanan kesici, sonsuz vida akseline paralel bir düz doğrusal ilerleme hareketi yapar. Bunun yanında kesici ve sonsuz vida kaba parçası kendi akselleri etrafında ve birbirlerine göre zamanlanmış bağıl dönüş hareketi yaparlar. Bu hareketlerin sonucu olarak sonsuz vida türetilmiş olur.

Bu sonsuz vida türetme metodu sonsuz vida diş profilinin bozulmasına neden olmaz. Bu metot çok sıhhatli ve üretkendir. Tek dezavantajı, işlenecek sonsuz vidaların her bir helis açısı için ayrı bir kesici takımın gerekmesidir. Bu nedenle sonsuz vida üretim işlemi sadece büyük parti ve seri imalat şartlarında ekonomik olmaktadır.

3.1.2.6 Sonsuz Vida Dişlisinin İşleme Metotları

Sonsuz vida dişlileri, dişli azdırma tezgâhlarında şu üç metottan birisiyle ve sonsuz vida azdırma çakılarıyla işlenirler:

- Radyal içten ilerleme
- Teğetsel ilerleme
- Birleşik ilerleme

Radyal içten ilerleme metodunda azdırma çakısı ile devamlı temas halinde olan sonsuz vida dişlisi kaba parçası, önceden ayarlanmış merkez uzaklığına A ulaşıncaya kadar radyal olarak ilerletilir. Azdırma çakısı sadece döner. Azdırma çakısı kaba parça ile tam girişim haline geldiğinde, sonsuz vida dişlisi uygun ve diş profili elde edilir. Bu metodun tek dezavantajı, azdırma çakısının bütün dişlerinin operasyon içinde bulunmaması, sadece çakının orta kısmında kaba parça ile devamlı temasta bulunan dişlerin aşınmaya uğramalarıdır.

Bu metot, özel teğetsel azdırma çakısı sportu bulunmayan basit azdırma tezgâhlarında sonsuz vida dişlilerinin imali için kullanılır. Azdırma tezgâhının indeks dişli düzeni, düz dişlilerin işlenmelerinde olduğu gibi ayarlanır. İş tablasının radyal içten ilerlemesi için değiştirme dişlileri, öngörülen ilerleme hızına uygun olarak ayarlanırlar.

Teğetsel ilerleme metoduyla sonsuz vida dişlileri işlenirken dişli kaba parçası merkezden merkeze uzaklığına hassas olarak ayarlanır ve azdırma çakısı konik bir giriş ucu vardır ve bütün kesici ağızlar kaba parça ile temasa geçtiklerinden aşınma düzenli olur. Kesme işleminde azdırma çakısı, döndürülüşünün dışında aksel olarak da ilerletilir. Dişli kaba parçası azdırma çakısına oturmuş halde yaptığı ana dönüşünün yanında, azdırma çakısının aksel ilerlemesine bağlı bir tamamlayıcı dönüş hareketine de sahiptir. Aksi halde azdırma çakısı dişlinin bütün dişlerini kesecektir.

Azdırma çakısının aksel ilerlemesi ve sonsuz vida dişlisi kaba parçasının tamamlayıcı ek dönüş hareketi, dişli azdırma tezgâhındaki basit azdırma çakısı sportunun yerine yerleştirilen özel bir azdırma çakısı teğetsel azdırma ilerleme sportuyla sağlanır.

Birleşik metotla sonsuz vida dişlisi işlenmesinde radyal içten ilerleme ve teğetsel ilerleme sıralı olarak uygulanır. Birincisi dişleri kaba olarak işler, ikincisi hassas işleme yaparak tamamlar. Hassas azdırma için bırakılacak işleme payı, kaba işleme sırasında meydana gelebilecek hataları karşılayabilecek kalınlıkta olmalıdır.

Sonsuz vida dişlilerinin birleşik metotla işlenmelerinde bazen azdırma çakıları yerine profilli kesici takımlar kullanılır. Bu özellikle hassas işlemlerde çok daha hassas bir işleme yöntemidir.

3.2 Dişlileri Hassas İşleme Metotları

Dişlilerin hassas işlenmeleri; raspalama, taşlama, lepleme gibi talaş kaldırma şeklinde yapılanlarla, talaşsız yapılan parlatma işlemleri olmak üzere iki ana gruba ayrılırlar. Dişli çarkların dişlerinin yuvarlatılması, pah kırılması ve çapak temizleme şeklindeki operasyonlar da talaş kaldırma tipindedirler.

3.2.1 Dişli Raspalama

Dişli raspalama, düz ve helis dişlilerin işlenmelerinde uygulanır. Dişli çarkın kesilme işleminden sonra, sertleştirmeden önce yapılır. Dişli planyası, bir dişliye benzeyen veya iş parçası dişliye çalışan bir kremayer şeklindeki kesici takımla diş profilinden 0,1-0,25mm arasında bir işleme payının kaldırılması esasına dayanmaktadır. Döner raspalama çakısı veya kremayer raspalama bıçağı diye adlandırılan kesici takımın her bir dişine, bir kesici ağızlar serisi meydana getirmek üzere tırtıl şekil verilmiştir.

Düz dişlilerin hassas işlenmelerinde kullanılan döner raspalama çakıları, 15° lik helis açılı dişlere sahiptir. Helis dişliler için kullanılanların ise düz dişleri vardır.

Dişli tipi çakı ile yapılan döner raspalama, kremayer tipi kesiciyle yapılan doğrusal raspalamadan daha yaygın olarak uygulanmaktadır.

Dişliler özel takım tezgâhlarında raspanır. Dişli raspalama çakısı işlenen dişlinin eksenine göre açılmal bir konumda ayarlanır, 250 dev/dak. lık hızla döndürülür. Bu, malafaya geçirilmiş olarak puntalar arasının serbestçe monte edilen ve raspalama çakısına oturmuş olan iş parçasını döndürür. Çakının ve işlenen dişlinin kesişen pozisyondaki eksenleri nedeniyle bunların dişleri arasında boyuna bağıl bir hareket meydana gelir.

Kesme hareketini dişlinin bütün diş boyuna ulaştırabilmek için, tablaya işlenen dişlinin her devrinde 0,1-0,3mm arasında bir vargel hareketi yaptırılır. Her kursun sonunda, tabla dönüş kursuna başlamadan önce 0,02-0,04mm lik bir içten ilerleme yapar. Gerekli kurs sayısı, işleme payına bağlıdır.

Eğer, yerel kavramalı yayvanlaştırılmış bir diş yüzeyi isteniyorsa, dişli raspalama tezgâhında bir devrilen plaka kullanılır. Bu plakada pimi taşıyan bir konsol vardır. Pim, kamın eğimli yarığı boyunca kayar ve böylece işlenen dişliyi taşıyan plakayı devirir. Bu hareket, dişli dişlerini, diş uçlarında diş yüzünün ortasına göre biraz daha fazla raspalayarak yayvanlaştırır.

Bir dişli, tablanın 12–14 tam kursuyla raspanmış olur. Bu, her diş için 2 veya 3 saniyelik ince işleme zamanında meydana gelir.

Uygun şekilde raspanmış dişlilerde, ortalama hatve ve profil hatası 0,005mm içersinde, hatve dairesi kaçıklığı 0,03mm içersinde, yüzey kalitesi V8 veya V9 yüzey kalitesi sınıflarındadır.

3.2.2 Dişli Taşlama

Profilli taşlama ve türetmeli taşlamadır. İnce işleme payı dikkate alınmaksızın, dişliler 4.-6. Kalite hassasiyet derecelerinin gereksinmelerini karşılayan ana parametrelerle işlendiklerinde, V8-V10 arasında bir yüzey kalitesine erişilebilir.

Türetmeli taşlama, işlenen dişlinin, bir dişi zımpara taşının yüzleri tarafından temsil edilen ana kremayere oturtulması esasına dayanmaktadır. Modern dişli taşlama tezgâhlarında çok çeşitli zımpara taşları kullanılmaktadır.

Fincan tabağı şeklinde iki zımpara taşıyla türetmeli dişli taşlama usulü ile; iki zımpara taşı, zımpara taşı mili yönündeki yassı kenarlar üzerindeki dar bantlar, işlenen dişlinin oturduğu zahiri ana kremayerin dişlerinin kenarlarının meydana getirdiği düzlem içersinde olacak şekilde ayarlanır. İşlenen dişli, arabanın üzerindeki puntaların arasına veya bir malafaya monte edilir. Bu malafa dişliye dişli eksenine etrafında dönüş hareketi sağlar ve bu eksene enine doğrultuda vargel hareketi yaptırır. Böylece, işlenen dişlinin zahiri kremayer boyunca yuvarlanmasına benzer bir hareket ortaya çıkar. Her yuvarlanma hareketinin sonunda işlenen dişli yeni bir profil işlenmek üzere indekslenir.

Türetmeli taşlamanın daha üretken bir metodunda, üzerine helis vida dişi işlenmiş zımpara taşı kullanılmaktadır. Zımpara taşı, 300mm çapında tek veya çok ağızlı zımpara sonsuz vida taşı elde etmek üzere düzeltilmiştir. Diş taşlama işleminin iki hareketi vardır:

1. Ekseni etrafında 20-30 m/san çevresel hızla dönüş hareketi,
2. İşlenen dişlinin eksenine boyunca ve dişlinin her devri için 0,6mm hızla yapılan vargel hareketi. İşlenen dişli zımpara taşına göre zaman bağıntılı dönüş hareketine ve periyodik içten besleme hareketine sahiptir.

Tek ağızlı zımpara taşı dişlileri 6. kalite derecesine kadar taşıyabilir. İki ağızlı zımpara taşı ise 7. kalite derecesine kadar taşıyabilir. Taşlanan diş profillerinin yüzey kaliteleri V7-V10 arasında değişir.

Profilli zımpara taşıyla dişli taşlama, çok yüksek üretim kapasitesine sahiptir.

3.2.3 Dişli Çark Dişlerinin Honlanması

Diş profilinin yüzey kalitesini geliştirmek ve ısıtılardan sonra düz ve helis dişlilerin gürültüsünü azaltmak amacıyla yapılan bir dişli hassas işleme metodudur. Bu operasyon, çapraz eksenli işlenen dişliye honun birbirlerine oturmalarını sağlayan fakat içten ilerleme mekanizması bulunmayan dişli raspalama tezgâhlarına benzer takım tezgâhlarında yapılır. Bir malafaya veya puntalar arasına monte edilen dişli geri dönüşlü dönüş hareketi yanında honlama takımının enine göre aksel vargel hareketine sahiptir.

Dişli dişlerini honlamada kullanılan hon, yüzeyine zımpara malzemesi yedirilmiş helis dişli tipinde bir plastik takımdır. Bu hona yedirilen zımpara malzemesinin tanecik büyüklüğü, honlama payına (0,025-0,05mm) yüzey kalitesi gereksinmelerine uygun olarak seçilir.

Dişli diş honlama işlemi ya dişle honlama takımı arasındaki sabit basınç yada sabit merkezden merkeze uzaklıklı sıfır boşluk şartlarında yapılır. Birinci metotla daha hassas dişliler elde edilir.

Bu işlem, honlanan yüzeyden metalik tozu uzaklaştırmak için bol miktarda kesme sıvısı akıtılmasını gerektirir. Dişli diş honlama 1,25-6mm arasında modülleri olan düz ve helis dişlilerle, diş yan yüzeyleri değiştirilmiş veya yayvanlaştırılmış dişlilerin ince işlenmeleri için yapılır.

Dişli dişlerinin honlanmasında çevresel hız 1-5 m/san dir. Her diş için gerekli zaman 1-2 san dir ve V10-V11 arasında bir yüzey kalitesi elde edilir. Her honlama takımı 18-20000 dişliyi işleyebilir.

3.2.4 Dişli Lepleme

Isıl işlemi izler ve özel takım tezgâhlarında işlenen dişliye oturarak dönen döküm dişliler halindeki lepleme takımıyla yapılır. Lepleme takımının diş yüzeylerine ince zımpara tozu ile yağ karışımı tatbik edilir.

Dişli lepleme işlemi, ikisinin ekseni, işlenen dişli ekseni ile kesişir konumda olmak üzere işlenen dişlinin üç lepleme takımı arasında döndürülmesi ile yapılır. Lepleme tezgâhının miline tesbit edilen işlenecek dişli, dökme demir lepleme takımlarının her üçüne aynı anda oturmaktadır. Helis dişli lepleme takımlarının ikisinin eksenleri işlenen dişli eksenine göre eğimlendirilmiştir. Üçüncü lepleme takımının ekseni işlenen dişlinin eksenine paraleldir. İşlenen dişlinin dişlerinin her iki yüzlerinin düzenli bir şekilde işlenmelerini garantilemek için bu lepleme takımı 30-60 m/dak çevresel hızla alternatif olarak iki yönde de döndürülür. Bu

dönüş hareketinin yanında, lepleme takımları aksenel yönde 25mm boyda ve 60-70 kurs/dak hızında bir vargel hareketide yaparlar. İşlenen dişlinin çevresel hızı 30-60 m/dak arasında değişir.

Lepleme takımlarının işlenen dişlinin dış yüzeyleri üzerindeki basıncı,lepleme takımlarından ikisinin mili frenlenerek ayarlanır. Leplenen dişlilerde, birikmiş hatve hatası 0,02mm içersinde, yanyana hatve hatası 0,01mm içersinde ve profil hatası 0,08mm içersindedir. V10 a kadar yüksek bir yüzey kalitesi elde edilebilir. Ortalama lepleme süresi her diş için 3-6 sn arasındadır.

3.2.5 Dişli Çarkların Dişlerinin Yuvarlatılması

Makine durdurulmaksızın birbirlerine geçen kayar dişliler modern makinelerde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Böyle dişlilerin dişlerinin uçları, dişlerin çapaklanmalarını ve kırılmalarını önlemek amacıyla özel kesici takımlarla dişli çarkların dişleri yuvarlatma tezgâhlarında yuvarlatılırlar.

3.2.6 Dişli Çarkların Dişlerinde Pah Kırılması ve Çapak Temizleme

Sonsuz vida şeklinde düzeltilmiş zımpara taşları bulunan tezgâhlarda yapılır. İşlenen dişli çarkın dişleri, zımpara taşı sonsuz vidası dişlerine oturtularak döndürülür.

Büyük hacimli dişli üretiminde çapaklar çok istasyonlu tezgâhlarda döner çelik fırçalar kullanılarak temizlenirler.

Küçük dişlilerin çapakları, ultrasonik çapak temizleme sistemleriyle temizletilir. Çapakların temizlenmesinin yanında bu metot, dişlerin işlenmiş profillerinde herhangi bir etki yapmaksızın bütün keskin kenarları da kırar.

Tamburda çalkalama, verimli bir çapak temizleme metotudur. Eğer zımpara malzemesi ve tambur hızı uygun seçilirse, diş profilleri bozulmaksızın dişlerin çapakları tümüyle temizlenir.

Dişli parlatma, bol miktarda yağlama yağı altında sertleştirilmemiş işlenecek dişlinin, sert, düzgün ve son derece hassas dişleri bulunan bir veya daha çok dişli ile birlikte döndürülmesinden ibarettir. Parlatma dişlilerinin dişlerinin işlenecek dişlinin dişleri üzerindeki basıncı, işlerken sertleştirme etkisi yapar ve bütün girinti çıkıntıları düzeltir.

Parlatma da ne diş profili ne de hatve düzeltilmez. Hatta çok halde diş profili bozulur ve daha sonraki ısıl işlem nedeniyle profilin çarpılmasına neden olacak ek içi gerilmeler meydana gelir. Bu nedenle bu metot, sadece çok yüksek hassasiyeti gerektirmeyen ve ayrıca daha sonra

üzerlerinde ısıl işlem yapılmayacak dişliler için uygulanabilir.

3.3 Dişli Çarkların Isıl İşlemi

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.

Sertleştirme işleminde göz önünde bulundurulması gereken en önemli husus sertleştirme derinliğidir. Bu derinlik fazla olursa malzeme elastikliği azalır ve kırılğan bir diş elde edilir. Sertleştirme derinliği az olursa yüzeyde ezilmeler meydana gelir.

Sertleştirme işlemi çelik türünden olan dişli çark malzemeleri için söz konusudur. Isıl işlem sırasında dişli çarkın geometrisinde bozulmalar olabileceğinden bunların istenilen ölçü ve yüzey kalitesine getirilebilmesi için genellikle talaş kaldırmak suretiyle yeni bir işlemden geçirilmesi kaçınılmaz olmaktadır.

Dişli çarkların yüzey sertleştirilmesinde kullanılan yöntemler sementasyon, alev, indüksiyon ve nitrüleme ile sertleştirilmedir.

3.3.1 Islah Çelikleri

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 $R_m=500-1900$ N/mm² arasındadır. Alaşımatsız çeliklerin ıslahı ancak küçük boyutlu parçalarda mümkündür.

Islah çelikleri 250mm kalınlık veya çapa kadar hadde ürünleriyle kalıpta veya serbest dövme parçaların üretiminde (özellikle darbeli veya değişken yük altında çalışacaklarsa) ve dişli çarkların imalatında kullanılır.

3.3.2 Sementasyonla Sertleştirme

Sementasyon çelikleri sürekli mukavemetin istendiği yerlerde dişli çarkın dış yüzeyinin aşınmaması için sert, iç kısmının ise elastikliğin 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.

Her tarafı kömür tozu ile temas edecek şekilde 900°C ye kadar ısıtılan ocakta gereken bir süre

bekletildikten sonra dışarı çıkarılarak 150°C ye kadar soğuması beklenir. Daha sonra kömür kutusundan çıkarılan dişliler 850°C deki atmosfer ocağında 30 dakika kadar tavllanır ve soğumasına meydan vermeden bir yağ banyosuna daldırılır. Bu banyodan çıkarılan dişlilerin yüzeyi temizlendikten sonra 170-180°C ye kadar ısıtılarak gerilme giderme tavlamasına tabi tutulur. Bu şekilde sertleştirilen dişli yüzeylerinin sertliği yaklaşık 58...64 HRC dolayında olur.

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.

3.3.3 Alevle Sertleştirme

Dişli çarkın yüzeyi yanıcı gazlarla (asetilen, havagazı, bütan) belli bir sıcaklığa kadar ısıtılarak hemen su ile soğutulur. Ancak burada ısıtma süresi çok kısa tutularak çekirdeğin ısınmasına meydan verilmez. Bu nedenle sadece diş yüzeylerinde, hatta özellikle diş yanaklarında bir sertlik tabakası elde edilir. Diş diplerindeki sertlik değeri yok denecek kadar azdır. Küçük dişlilerin tamamı bir defada ısıtılıp soğutulularak sertleştirilebilmesine karşılık nispeten büyük dişlilerde dişler tek tek ısıtılarak aniden soğutulur ve işlemde süreklilik sağlanır.

3.3.4 İndüksiyonla Sertleştirme

Sertleştirme işleminin çok kısa bir zaman sürecinde gerçekleştiği indüksiyon 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 sertleştirme yönteminin aynısıdır. Ancak burada ısıtma işlemi elektrikle yapılmaktadır. Üzerinden alternatif akım geçmekte olan bir bobinin içine dişli çark yerleştirilerek meydana gelen indüksiyon akımıyla dişli çarkın ısıtılması işlemi gerçekleştirilir. Isının dişli çekirdeğine geçmesine meydan verilmeksizin diş yüzeyi çok hızlı ısıtılır ve aniden suya daldırılarak sertleştirme gerçekleştirilir.

3.3.5 Nitrasyonla Sertleştirme

Nitrasyon 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 artırır.

Sertleştirilecek dişli çarkın yüzeyi temizlenerek 500-540°C sıcaklıkta azot banyosunda uzun süre bekletilir. Bu zaman zarfında diş yüzeyinde çok sert ve ince bir nitrit tabakası oluşur. Sertlik değeri 1000 daN/mm² Vickers sertliği dolayında olan bu sertleştirme işleminde yaklaşık 0,5mm kalınlıktaki sertlik tabakası için gaz banyosunda 50 saat beklemek gereklidir.

3.4 Dişli Çarklarda Korozyon

Korozyon kimyasal olarak malzemeye zarar veren, malzemeyi bozan, kalite kaybına yol açan 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.

3.5 Dişli Çarklarda Yağlama

Dişli çark mekanizmalarının yağlanması önemli bir faktördür. 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.

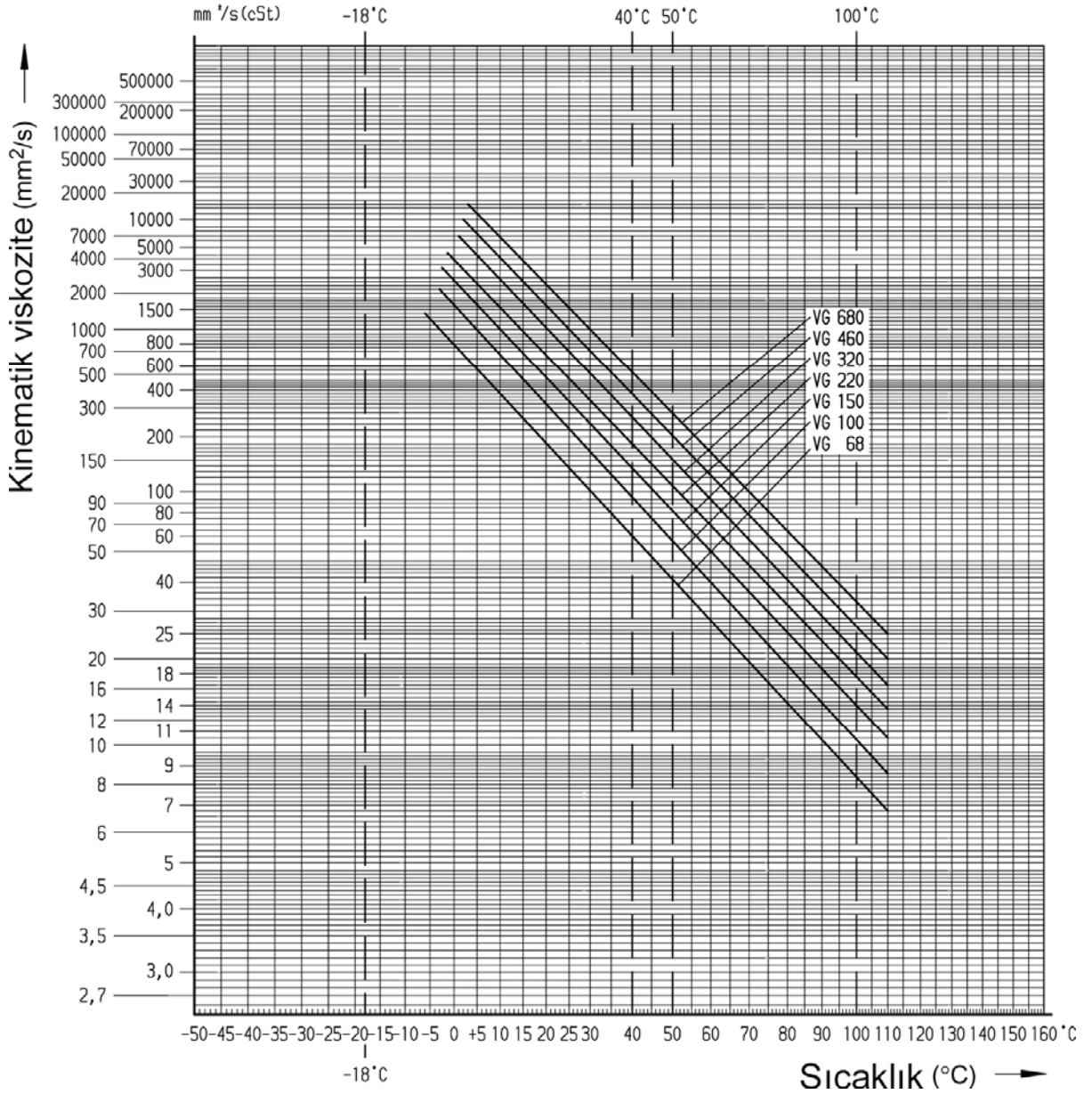
Dişli çark mekanizmalarının yağlanmasında gres yağı ve sıvı yağ uygulanır. Gres yağı ile yağlama ısı iletimi iyi olmadığından çok küçük güçlerde ve devir sayılarında ($v = 4 \text{ m/s}$) çalışan redüktörlerde uygulanır. Çok yumuşak gres yağının kullanılması durumunda daha hızlı çalışan redüktörler gres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

3.5.1 Mineral Yağlar

Mineral bazlı (maden) endüstriyel sıvı yağlar ISO tarafından çeşitli °C sıcaklık değerlerindeki mm²/s cinsinden kinematik viskoziteleri ile Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 – VG Serisi mineral yağlar

3.5.2 Sentetik Yağlar

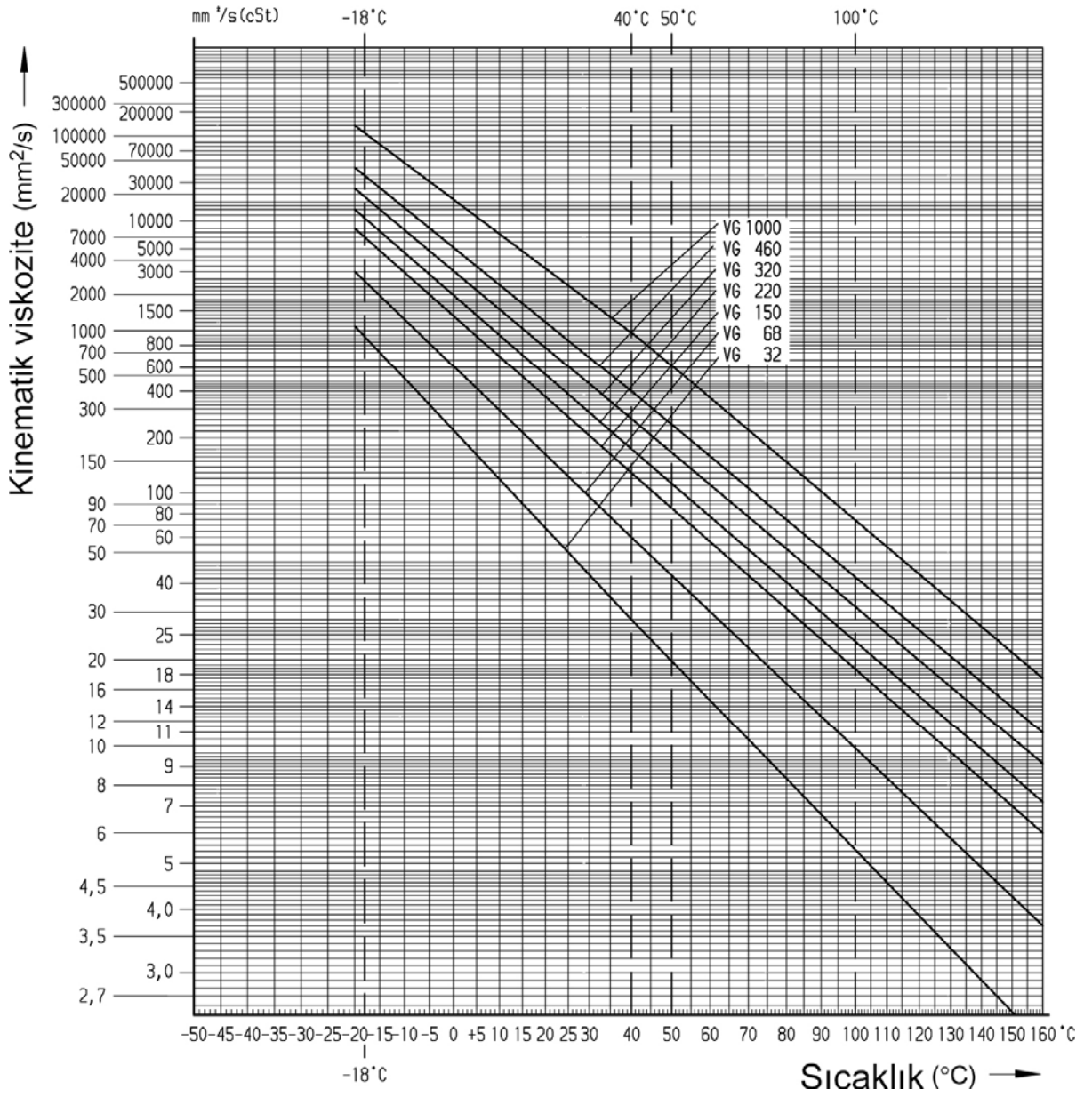
Kimyasal sentez yöntemiyle üretilen ve özel alanlarda kullanılan sentetik yağlar çok kaliteli ancak çok pahalı yağlardır. Katkılı mineral yağlarla zor tutuşma, viskozitenin sıcaklıkla fazla değişmemesi gibi arzu edilen özellikler elde edilemezse sentetik yağların kullanılması düşünülebilir.

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

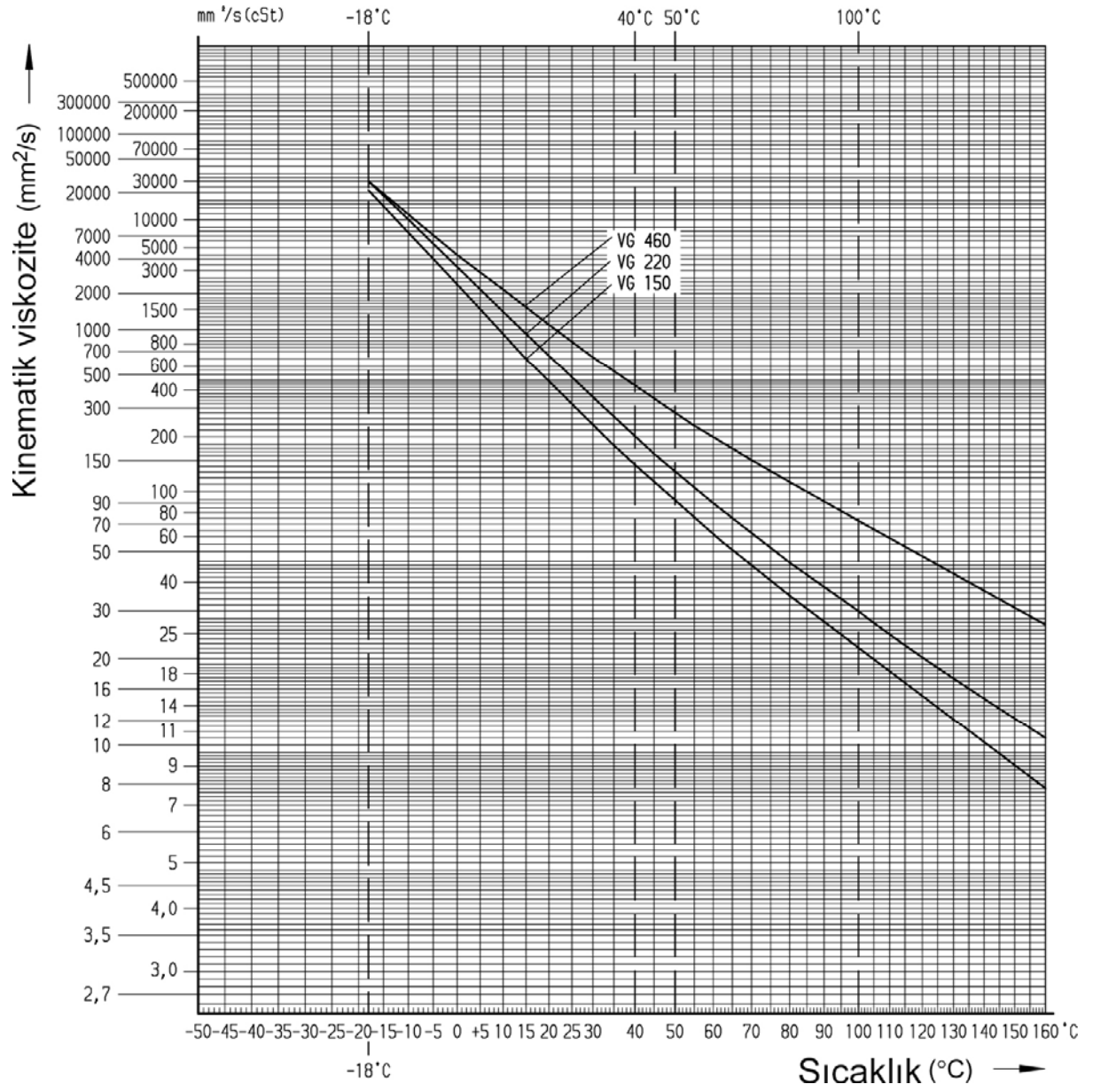
Sentetik yağların avantajları, termik dayanım, zor oksitlenme, viskozite-sıcaklık değişiminin büyük olmaması, çok düşük ve çok yüksek sıcaklıklarda kullanılabilmesi ve zor tutuşmasıdır.

Korozyon, zehirleyebilme, her malzemeyle uyum sağlamama, her katkıyı içinde çözümlenememe ve yüksek fiyatı da dezavantajlarıdır.

Şekil 4.2'de ISO-VG serisi poli α bazlı sentetik yağlar, Şekil 4.2'de ISO-VG Serisi poliglisol bazlı sentetik yağlara ait çeşitli °C sıcaklık değerlerindeki mm²/s cinsinden kinematik viskoziteleri gösterilmiştir.



Şekil 3.2 – VG Serisi poli alfa bazlı sentetik yağlar



Şekil 3.3 – VG Serisi poligliser bazlı sentetik yağlar

3.6 Dişli Çarkların Malzemeleri

Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetlerinin geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör malzemedir. Genellikle güç ileten dişliler çelikten, hassas cihaz alanında olduğu gibi yalnız devir ileten dişli çarklar bronz, naylon, teflon ve sinterlenmiş malzemelerden imal edilirler. Önemsiz ve çok düşük hızlarda çalışan dişli çarklar dökme demirden de imal edilebilir.

Çelikler, birim hacime göre büyük yük taşıma kabiliyetine ve birim ağırlığa göre düşük maliyete sahip olduklarından, dişli çarkların imalinde en çok kullanılan malzemelerdir. Pratikte karbonlu ve alaşımlı çelikler olmak üzere birçok çelik çeşitleri kullanılmaktadır. Bunların bazıları DIN standardına göre Çizelge 3.1'de ve Çizelge 3.2'de verilmiştir. Çeliklerin seçilmesi kopma ve bilhassa buna bağlı olan yorulma mukavemeti ve uygulanacak ısı işleme göre yapılır. Son zamanlarda dişli çarkların imalatında naylon (polyamid 6) ve teflon gibi plastik malzemeler kullanılmaktadır. Büyük bir sönümlenme kabiliyetine sahip olan bu malzemeler sessiz çalışma istenilen yerlerde kullanılmaktadır.

Malzeme		σ_K [N/mm ²]	Sertlik HB		σ_{Flim} [N/mm ²]	σ_{Hlim} [N/mm ²]
Grubu	Simgesi		Çekirdek	Yanak		
Genel İmalat Çelikleri	St 50	500... 600	150		190	340
	St 60	600...700	180		210 (200)	400
	St 70	700...850	210		240 (220)	460
İslah Çelikleri	C 22	500...600	140		170	440
	C 45	650...800	185	185	200	540
	C 60	750...900	210	210	220	620
	34Cr4	750...900	260	260	260	650
	37MnSi5	700...800	230		300	640
	42CrMo4	950...1100	300	300	290	670
	34CrMo6	1000...1300	310	310	320	770
Sementasyon Çelikleri	C 15	500...650	190	636	230	1600
	16MnCr5	800...1100	270	650	440	1630
	20MnCr5	1000...1300	360	650	480	1630
	15CrNi6	900...1200	310	650	500	1630
	18CrNi8	1200...1450	400	650	500	1630
İndüksiyon veya Alevle sertleştirilmiş İslah Çelikleri	Ck 45	650...800	190	560	270	1100
	34CrMo4	-	270	590	480	1070
	42CrMo4	950...1100	280	610	430	1360
	34CrNiMo6	1000...1300	250	590	450	1270
Nitrürleme (Banyo)	Ck 45	650...800	190	-	350	1100
	42CrMo4	950...1100	275	-	430	1220
Gaz nitrürleme	31CrMoV9	-	320	700	500	-
Dökme Çelikler	GS 52	520	150	150	150	340
	GS 60	600	175	175	170	420
Dökme Demir	GG 20	200	170	170	50	270
	GG 25	250	200	200	60	310
	GG 35	350	230	230	80	360
Sfero Döküm	GGG 42	420	180	180	200	360
	GGG 60	600	250	250	220	490
	GGG 100	1000	350	350	240	700
Temper Döküm	GTS 35	350...400	140	140	190	320
	GTS 65	650...700	235	235	230	460

Günümüzde sertlikler HV10 ve HV1 olarak ifade edilen Vickers ölçeğine göre verilmektedir.

Çizelge 3.1 - Dişli çark malzemeleri ve mekanik özellikleri

Çizelge 3.2 - Dişli çark malzemeleri ve mekanik özellikleri

No	Malzeme	Açıklama	Isıl işlem	Yan Yüzey Gerilme	Dış Dibi Gerilme	Elastite modülü N/mm^2	Poisson Oranı	Dış Sertliği (Çekirdek)	Dış Sertliği (Yanak)
				$\sigma_{H\text{ lim}}$	$\sigma_{F\text{ lim}}$	E	ν	HV	HV
1	Seçimlik malzeme			400	300	206000	0,3	200	200
6	GGG-60	Küresel grf. dök. dem.	1	430	315	169000	0,2	190	190
7	GGG-70	Küresel grf. dök. dem.	1	510	325	169000	0,2	230	230
8	GGG-80	Küresel grf. dök. dem.	Var	550	345	169000	0,2	250	250
9	GS-52	Çelik döküm	1	420	300	206000	0,3	150	150
10	GS-60	Çelik döküm	1	480	336	206000	0,3	180	180
11	36 Mn 5	Alaşımli çelik döküm	1	540	372	206000	0,3	210	210
12	36 Mn 5	Alaşımli çelik döküm	Var	560	384	206000	0,3	220	220
13	GS - 17CrMoV5 11	Alaşımli çelik döküm	1	520	360	206000	0,3	200	200
14	GS - 17CrMoV5 11	Alaşımli çelik döküm	Var	610	414	206000	0,3	245	245
15	St50 - 2	İmalat çeliği	Yok	370	330	206000	0,3	150	150
16	St52 - 3 (DIN 17120)	İmalat çeliği	Yok	380	336	206000	0,3	155	155
17	St60 - 2 (DIN1652/2)	İmalat çeliği	Yok	420	360	206000	0,3	175	175
18	St70 - 2	İmalat çeliği	Yok	480	396	206000	0,3	205	205
19	Ck 45	Karbonlu imalat çeliği	1	430	356	206000	0,3	155	155
20	Ck 45	Karbonlu imalat çeliği	Var	520	410	206000	0,3	200	200
21	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	1	520	410	206000	0,3	200	200
22	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	Var	590	452	206000	0,3	235	235
23	37 Cr 4	Alaşımli imalat çeliği	Var	690	512	206000	0,3	285	285
24	42 CrV 6	Alaşımli imalat çeliği	Var	720	530	206000	0,3	300	300
25	31 NiCr 14	Alaşımli imalat çeliği	Var	700	518	206000	0,3	290	290
26	GS-60	Çelik döküm	2	1140	316	206000	0,3	180	600
27	36 Mn 5	Çelik döküm	2	1140	352	206000	0,3	210	600
28	Ck 50	Karbonlu imalat çeliği	2	1140	390	206000	0,3	200	600
29	37 Cr 4	Alaşımli imalat çeliği	2	1140	450	206000	0,3	250	600
30	42 CrV 6	Alaşımli imalat çeliği	2	1160	528	206000	0,3	315	600
31	42CrV6	Alaşımli imalat çeliği	3	1160	705	206000	0,3	315	600
32	34CrNiMo6	Alaşımli imalat çeliği	3	1160	705	206000	0,3	300	600
33	34CrNiMo6	Alaşımli imalat çeliği	3	1060	655	206000	0,3	300	500
34	42MnV7	Alaşımli imalat çeliği	5	930	580	206000	0,3	250	550
35	30CrV9	Alaşımli imalat çeliği	5	1180	705	206000	0,3	250	800
36	30CrMoV9	Alaşımli imalat çeliği	5	1180	705	206000	0,3	250	800
37	34CrNiMo6	Alaşımli imalat çeliği	5	1180	730	206000	0,3	300	750
38	37 Cr 4	Alaşımli imalat çeliği	6	1288	740	206000	0,3	485	615
39	Ck 10	Karbonlu imalat çeliği	4	1210	500	206000	0,3	135	650
40	Ck 15	Karbonlu imalat çeliği	4	1210	500	206000	0,3	150	650
41	16MnCr5	Alaşımli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	250	650
42	35CrMo4	Alaşımli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	285	650
43	15NiCr6	Alaşımli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	285	650
44	14NiCr14	Alaşımli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	300	650
45	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	7	800	650	206000	0,3	235	235
46	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	7	800	650	206000	0,3	235	235
47	Ck 50	Karbonlu imalat çeliği	3	1140	605	206000	0,3	200	600
48	37 Cr 4	Alaşımli imalat çeliği	3	1140	605	206000	0,3	250	600
49	GG-20	Lamel grf. dök. dem.	1	340	95	91000	0,25	200	200
50	GG-25	Lamel grf. dök. dem.	1	350	105	105000	0,25	220	220
51	GG-30	Lamel grf. dök. dem.	1	360	120	113000	0,25	240	240

Çizelge 3.2 – Dişli çark malzemeleri ve mekanik özellikleri

4. ALIN DIŞLİ ÇARKLARIN BOYUTLANDIRILMASI

4.1 Alın Dişli Çarkların Mukavemet Hesaplarına Giriş

Millerin konumuna ve diş Őekillerine göre ayrı ayrı sınıflandırdığımız dişli çark mekanizmalarının yaklaşık boyutlandırma hesapları da bazı farklılıklar gösterir. Mekanizma hesaplarında fonksiyon emniyeti yani istenen gücün emniyetle nakli ön plandadır. Bunun yanında; boyut, ağırlık ve gürültü minimizasyonu da arzu edilir. Sayılan tüm bu kriterlere uygun olarak mekanizmaları boyutlandırmak için çeşitli hesap yöntemleri geliőtirilerek standartlaőtırılmıőtır. Bu standartlardan bir tanesi olan DIN (Deutsches Institut für Normung), bu alıőtmamızda temel alınmıştır.

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

Kritik durumdaki dişlerin birbirine uyguladığı kuvvetler etkisi altında diş dibi kesiti; eğilme, bası ve kaymaya zorlanacak, ayrıca iki dişin temas noktasındaki yüzey basıncı ezilmeler meydana getirecektir. Bu zorlamalar, uygulamalarda karőtılaőtılan hasarların temel sebepleridir.

Buna göre dişli çarkların boyutlandırılmasında kullanılan hesap yöntemlerinde genel olarak , “Diş dibi mukavemeti”, “Yan yüzey mukavemeti” (aőtınma kontrolü), kontrol hesapları yapılmaktadır.

Denklem 4.1 ve Denklem 4.2’ye hepimiz makine elmanları disiplininin aőtınayızdır. Esasında bu denklemler DIN 3990, ISO DS 6336 ve AGMA 218.01 standartlarında ortak bir dille ele alınmıőt olan diş dibindeki gerilme σ_F ve diş yan yüzey basıncı σ_H ’ın kabul edilebilir güvenlik aralığını veren hesaplamaların bazı kabuller yapılarak sadeleőtirilmiőt halleridir.

DIN 3990 ve diğer standartların hesap yöntemleri, modülün önceden biliniyor olmasına dayalıdır. Amaç, önceden seilmiőt olan bu modül değerinin kontrol hesabını yapmaktır. Bunuda Şu Şekilde ortaya koymuőtlardır;

Deneysel verilerle elde edilmiőt olan maksimum diş dibi gerilmesi $\sigma_{F_{max}}$ ve maksimum diş yan yüzey basıncı $\sigma_{H_{max}}$ ’ı, matematik modelle elde edilmiőt diş dibindeki gerilme σ_F ve diş yan yüzey basıncı σ_H ’a oranlayarak, bir kontrol hesabı uygulanır. ıkan sonuç güvenli bir S değer aralığında olmalıdır.

Modülün kendisini direk hesap edilememesinin nedeni modülü formüle eden eşitliğin diğer tarafında yine modüle ait parametrelerin olmasından dolayıdır. Bunun sebebidir modülü boyutlandıran faktörlerin, esasında değişik modül değerlerindeki numunelerin deneysel sonuçları olarak ele alınmış olmasıdır.

Makine elemanları disiplini işte bu eşitliğin diğer tarafındaki bazı faktörleri yaklaşık kabuller yaparak eler ve modüle ait denklemi bize sunar.

Bu çalışmanın konusu dişli çarkların standartlara göre (özellikle DIN) boyutlandırılmasını kapsadığı için bahsettiğimiz kabulleri yapmadan standartlara mümkün olduğunca bağlı kalarak modülü boyutlandırmaya çalışıldı.

Eşitliğin diğer tarafındaki modüle bağlı değerlerin seçimi veya hesaplanması için yine bir modül değeri gerektiğini belirtildi. Bunun için bir ön boyutlandırma yani modüle birincil yaklaşım yapıldı.

Bu çalışmada, önce bir ön boyut hesabı yapılarak daha sonra, (4.5) ve (4.9) denklemlerinden geriye doğru gidilerek mukavemet hesapları ile beraber modül boyutlandırıldı. Kısacası güvenlik katsayısı S'den yola çıkıp modül değerini bulan bir model oluşturuldu.

Oluşturulan model, kullanıcıya ilk olarak sistemin nekadarlık bir güvenlik katsayısı ile boyutlandırılacağını sorarak model içinde tekrar bir kontrol hesabı uygulamasını ortadan kaldırmıştır.

Hesaplamalarda sürekli ve zamanlı mukavemet değerlerine bağlı olarak malzeme emniyet değerlerinin yanı sıra çalışma şartlarını ifade eden çok sayıda faktör kullanılır. Bu faktörler, dişli çark hesaplamalarının uzun ve karmaşık olmasının nedeni olarak gösterilebilirler. Uygun sonuçlara ulaşamadığında yaşanan, hesap adımlarında sıklıkla önceki adımlara geri dönme zorunlulukları da zaman kaybı ve hesap hatalarına neden olmaktadır. Hataların en aza indirilmesi için yazılan bilgisayar programında, parametrelerin seçiminde mümkün olduğunca kabullere gidilmemiştir

Yukarıda belirtilen çalışma şartlarına ait parametrelerden bir kısmı çizelgelerden seçilirken bir kısmı denklemler ile hesaplanmaktadır. Bazı parametrelerin seçiminde tablo değerleri modüle göre verildiği için modüle ait bir ön boyut hesabı kaçınılmaz olmuştur. Bknz. Denklem 4.1 ve Denklem 4.2

4.2 Modülün Ön Boyutlandırılması (1. Yaklaşım)

Dişli çarkların mukavemet hesaplarına genel olarak, diş dibi ve yan yüzey mukavemetine göre formüle edilmiş modül (m) değerinden, aşağıdaki formüller temel alınarak ön boyutlandırma yapılarak başlanır.

Düz ve helisel dişli çark mekanizmalarında diş dibi mukavemeti açısından modül;

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_b \cdot 10^3 \cdot \cos^2 \beta \cdot K_A \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha}}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{Fem}}} \quad (4.1)$$

Düz ve helisel dişli çark mekanizmalarında yan yüzey mukavemeti açısından modül;

$$m \geq \frac{\cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{i+1}{i} \cdot \frac{2 \cdot M_b \cdot 10^3 \cdot K_A}{\psi_d \cdot \sigma_{Fem}^2} \cdot K_{H\alpha}^2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2} \quad (4.2)$$

Burada ;

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,1$$

Kabülü yapılacaktır.

Daha sonra bulunan ayrı iki modül (m) değerinden büyük olanına yakın standart modül değeri seçilerek boyutlandırma yoluna gidilir.

MODÜL m [mm]					
Seri 1	Seri 2	Seri 1	Seri 2	Seri 1	Seri 2
0,05		0,6		8	
	0,055		0,7		9
0,06		0,8		10	
	0,07		0,9		11
0,08		1		12	
	0,09		1,125		14
0,1		1,25		16	
	0,11		1,375		18
0,12		1,5		20	
	0,14		1,75		22
0,15		2		25	
	0,18		2,25		28
0,2		2,5		32	
	0,22		2,75		36
0,25		3		40	
	0,28		3,5		45
0,3		4		50	
	0,35		4,5		55
0,4		5		60	
	0,45		5,5		70
0,5		6		80	
	0,55		7		90
				100	

Çizelge 4.1 – DIN780'e göre standart modül değerleri

Çizelge 4.1'de tercihen Seri 1 kolonundaki değerler seçilmelidir. Özel hallerde Seri 2 kullanılabilir.

4.3 DIN3990 Referansı İle Dişli Çarklardaki Mukavemet Hesapları

4.3.1 Diş Dibi Gerilmesine (σ_F) Göre Mukavemet Hesabı

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

Bu çalışmada diş dibi gerilmesi σ_F DIN 3990 a göre Denklem 4.3 deki gibi hesaplanır;

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (4.3)$$

Diş dibi gerilmesi σ_F , yapıldığı malzemeye bağlı olarak dişli çarkın diş diplerinde taşıyabileceği en büyük gerilme olan $\sigma_{F \max}$ 'tan küçük olmalıdır. (bknz. Denklem (4.3))

Maksimum diş dibi gerilmesi $\sigma_{F \max}$;

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F \lim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \quad (4.4)$$

$$\frac{\sigma_{F \max}}{\sigma_F} = S_F \quad (4.5)$$

Denklem 4.3'da “ $b = \psi_d \cdot d_{tak1}$ ” ve “ $F_t = \frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3}{d_{tak1}}$ ” eşitlikleri yerlerine yerleştirilir ise;

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3}{\psi_d \cdot d_{tak1} \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (4.6i)$$

Denklem 4.6i'de “ $d_{tak1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}$ ” eşitliği yerine konur ise;

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3}{\psi_d \cdot \frac{m_n^3 \cdot z_1^2}{\cos^2 \beta}} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (4.6ii)$$

Denklem 4.6ii'den modülü çekip yukarıdaki denklemler ile beraber tekrar düzenlediğimizde;

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3 \cdot \cos^2 \beta \cdot S_F \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{\psi_d \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{F \max}}} \quad (4.6)$$

Böylece Denklem 4.6 ile beraber, eşitliğin diğer tarafını, modüle direk olarak bağlı olmadan formüle etmiş olduk. Eşitliğin sağ tarafında kalan bazı değerlerin seçimi dolaylı yoldan modüle bağlı olabilir fakat ön boyutlandırma (1. yaklaşım) ile bulunan modül ile seçildikleri için hata payı çok ufak kalacaktır.

4.3.2 Dış Yan Yüzey Basıncına (σ_H) Göre Mukavemet Hesabı

Eş çalışan dişli çarkların birbirlerine temas ettikleri noktalarda dişler dişli kuvveti FD'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.

Bu çalışmada yan yüzey basıncı σ_H DIN 3990 a göre Denklem 4.7 deki gibi hesaplanır;

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{tak1}} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (4.7)$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H \lim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (4.8)$$

$$\frac{\sigma_{H \max}}{\sigma_H} = S_H \quad (4.9)$$

Denklem 4.7'de " $b = \psi_d \cdot d_{tak1}$ ", " $d_{tak1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}$ " ve " $F_t = \frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3}{d_{tak1}}$ " eşitlikleri yerlerine

yerleştirilir ise;

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3}{\psi_d \cdot d_{tak1} \cdot d_{tak1}} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (4.10)$$

Denklem 4.10'dan modül çekilerek yeniden düzenlendiğinde,

$$m_n = \frac{\cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}{\sigma_{H\max}} \cdot S_H \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3}{\psi_d} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (4.11)$$

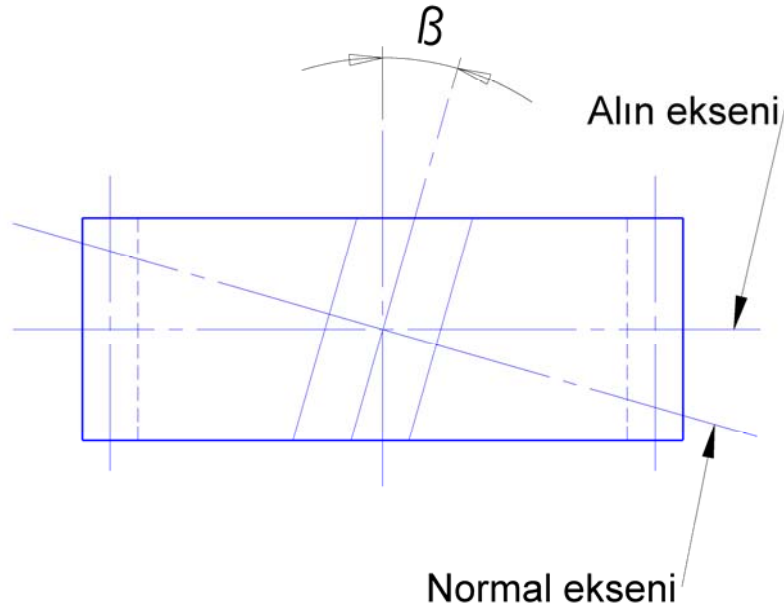
4.4 Düz Ve Helisel Dişliler Arasındaki Hesaplama Farkları

Silin dirik düz dişli çarklar için ifade edilen temel kavramlar ve boyutlar genel bir anlam taşımaktadır. Bu kavramlar diğer dişli çarklar için de geçerlidir ve burada elde edilen denklemler az bir değişiklikle diğer dişli çarklara uygulanabilmektedir.

Helisel dişli çarkların boyutları ve faktörleri tarif edilirken, dişli eksenine dik “alın kesiti” ve diş doğrultusuna dik “normal kesit” olmak üzere iki kesitin göz önüne alınması gerekir. Buna göre alın kesitine karşılık gelen bir alın referans profili ve normal kesite karşılık gelen bir normal referans profili mevcuttur. Helisel dişli çarklarda normal referans profili ve bu profile bağlı olan faktörler standarttır.

Helisel dişli çarklarda, dişler hatvesi H olan bir helisin parçası durumundadır. Eş çalışan iki Helis dişlinin alın yüzeylerinin aynı düzlemde olabilmesi için β helis açıları eşit olmalıdır. Helis açısı β 'yi tamamlayan γ açısı, eğim açısıdır ve $\beta + \gamma = 90^\circ$ 'dir.

$$H = \frac{\pi \cdot d_{tak}}{\tan \beta} \quad (4.12)$$



Şekil 4.1 – Helisel dişli çarklarda alın ve normal eksenini

Düz dişli mekanizmalarına göre, helisel dişli mekanizmaların özellikleri şu şekilde

açıklanabilir;

Helisel dişli çarkların taksimatı ve buna bağlı olan modülü alın veya normal kesitte ifade edilebilir. Alın kesitteki modül m_t ve normal kesitteki modül m_n ile ifade edilirse

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (4.13)$$

Normal referans kesiti standart olduğundan Çizelge 4.1 den alınan standart modül m_n normal modüldür.

Aksi belirtilmediği sürece düz dişli çarklardaki hesaplamalarda modül değerine $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ yazıldığında denklemler helisel dişli çarklara uyarlanmış olurlar. $\beta = 0$ için $\cos \beta = 1$ ve $m_t = m_n$ olacağından, Bu çalışmada boyutlandırma hesaplarında helisel dişli çarklar esas alınmıştır. Düz dişli çark ayırımı için $\beta = 0$ eşitliği yeterli olacaktır.

4.5 Dişli Çarkların Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Temel Kavramlar

4.5.1 S_F Ve S_H Güvenlik Faktörleri

Bölüm 4.1 de bahsi geçen S_F ve S_H güvenlik faktörlerini Şekil 4.2 den seçebileceğimiz gibi aşağıdaki referans değerlerini de göz önünde bulundurabiliriz.

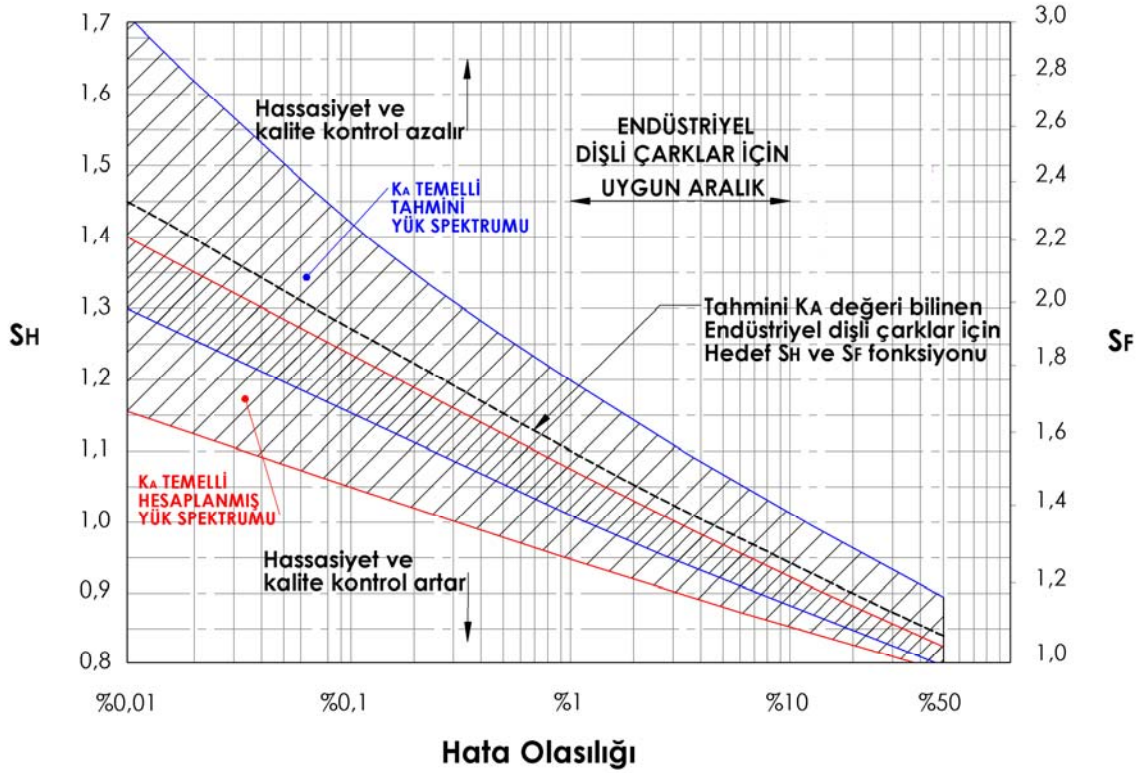
Diş dibindeki gerilme σ_F hesabında, çizelgeden S_F seçilir. Önerilen değerler ;

Sanayide kullanılan dişli çark mekanizmalarında $S_F = 1,3 \dots 1,5$

Ağır darbeli dişli çark mekanizmalarında ise $S_F = 1,8 \dots 3$ kat emniyetli olacak şekilde tasarım ve imalat gerçekleştirilir. (M. Akkurt 2000)

Diş yan yüzey basıncı σ_H hesabında, çizelgeden S_H seçilir. Önerilen değerler ;

Genel amaçlı kullanılan dişli çark mekanizmalarında $S_H = 1,2 \dots 1,5$ (M. Akkurt 2000)



Şekil 4.2 - Güvenlik faktörü S_F ve S_H - NIEMANN G. , WINTER H. *Maschinenelemente*, Vol. 2. Springer, 1983.

4.5.2 Çevrim Oranı (i)

Dişli çark mekanizmasının en önemli özellikleri, çevrim oranlarıdır. 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 diş sayılarının birbirinin tam katı olmaması tercih edilmelidir.

Yaptığımız bilgisayar programında; Mekanizma tipi yavaşlatan mekanizmalar olarak DIN standartlarından R20 serisi, önerilen değerler olarak kullanıcıya sunulmuştur. İstenirse başka değerlerde girilebilir.

Dişli Çarklar İçin Önerilen (i) Çevrim Oranları										
1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15
3,55	4	4,5	5	5,6	6,3	7,1	8	9	10	11,2
12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5	40
45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140

Çizelge 4.2 - Çevrim oranları (DIN Standardı norm sayılar R20 serisi)

Dişli çarklara ait açısal hız veya devir sayılarından faydalanarak i_{12} çevrim oranı hesaplanabilir.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{\pi \cdot n_1}{30}}{\frac{\pi \cdot n_2}{30}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{tak2}}{d_{tak1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.14)$$

4.5.3 Diş sayıları (z_1, z_2), Sınır Değerler ve Alt kesilme Olayı

Döndüren dişli pinyona ait diş sayısı z_1 , Çizelge 4.3’de malzeme ve çevrim oranına bağlı olarak verilmiştir.

Pinyona ait diş sayısı z_1 önerilen değerler	Çevrim oranı i			
	1	2	4	8
Malzeme özelliği				
Isıl işlem uygulanmış veya alaşımlı çelik < 230 HB	32...60	29...55	25...50	22...45
Isıl işlem uygulanmış veya alaşımlı çelik \geq 230 HB	30...50	27...45	23...40	20...35
Nitrürlenmiş çelik	24...40	21...35	19...31	16...26
Sementasyon çeliği	21...32	19...29	16...25	14...22
GGG Küresel grafitli dökme demir	26...45	23...40	21...35	18...30

Çizelge 4.3 - Pinyona ait diş sayısı z_1 önerilen değerler

Dişli çarka açılacak diş sayısı çok az olursa takım diş dibini çok oyoacak ve “alt kesilme” olayıyla karşılaşılacaktır. Bu durum evolvent profilinin aktif çalışan boyunun kılmasına, dolayısı ile kavrama oranının 1’den küçük değerler alabilmesine ve dişli mukavemetinin azalmasına neden olacaktır. Alt kesilme olmaksızın sınır diş sayısını Denklem 4.15 ile belirleyebiliriz

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_n} \quad (4.15)$$

Buna göre sınır diş sayısı kavrama açısına bağlıdır. Alt kesilme olayının zararlı etkisi biraz daha küçük diş sayısından itibaren önlendiği pratik uygulamalarda kabul edilmiştir. Buna göre pratik sınır diş sayısı;

$$z'_{\min} = (5/6) \cdot z_{\min} \quad (4.16)$$

Olarak belirlenebilir.

Profil kaydırma yapılmamış bir düz alın dişli çarkda $\alpha = 20^\circ$ için $z_{\min} = 17$ ve $z'_{\min} = 14$ olarak hesaplanır.

Döndürülen dişli çarka ait diş sayısı Denklem 4.17 ile tespit edilebilir.

$$z_2 = i \cdot z_1 \quad (4.17)$$

Diş sayılarını belirlerken bize sınır değerler veren alt kesilmeyi önlemek için en çok uygulanan yöntem “profil kaydırmadır”. İki şekilde uygulanır.

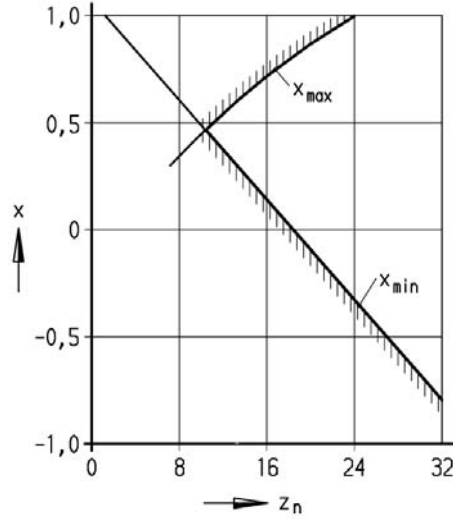
Eğer $z_1 + z_2 \geq 28$ yani $z_1 < z'_{\min}$ ve $z_2 > z'_{\min}$ ise;

$$x_1 = -x_2 = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} \quad (4.18)$$

Şekil 4.3’de x profil kaydırma faktörüne bağlı olarak alt kesilmeyi önlemek için minimum diş sayıları z_{\min} verilmiştir. Profil kaydırmalı dişlilerde x’in üst sınırını sivri tepe belirlemektedir. Dolayısı ile alt kesilmeyi önlemek için x’in değeri, minimum dişli sayısı z'_{\min} ’in yanı sıra, diş başı kalınlığı s_b ’ye de bağlıdır. Sivri tepe yani $s_b = 0$ değerine karşılık gelen diş sayıları genellikle $z_{s\min}$ ile gösterilmektedir. Şekil 4.3’den görüldüğü üzere $z_{s\min} = 7$ dir. Şöyle ki, $z < z_{s\min}$ olan dişlilerde, bu yöntemle alt kesilme önlenemez,

Eğer $z_1 + z_2 < 28$ yani $z_1 < z'_{\min}$ ve $z_2 < z'_{\min}$ ise;

Bu tip dişli çark mekanizmalarında alt kesilme olayı ancak V tipi profil kaydırmalı dişli çark mekanizması elde etmek sureti ile önlenemez.



Şekil 4.3 - x Profil kaydırma faktörüne bağlı olarak alt kesilmeyi önlemek için minimum diş sayıları

4.5.4 Eşdeğer Diş Sayısı (z_n)

Helisel dişli çarklarda boyut ve mukavemet hesapları yapılırken, bazı durumlarda “eşdeğer diş sayısı z_n ” denilen bir kavram kullanılır. Genellikle çizelgelerden değer okurken kullanacağımız bu değer, düz dişli çarklarla beraber aynı denklemleri kullanabilmeleri için gerçek diş sayısı yerine düz dişli çarka göre eşdeğeri alınarak türetilmiştir. Denklem 4.19 ile hesap edilir.

$$z_{n1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \quad (4.19)$$

$$\tan \beta_b = \tan \beta \cdot \cos \alpha_t \quad (4.20)$$

Parametreler ;

β : Helisel dişli çarklardaki taksimat dairesindeki helis açısı

β_b : Helisel dişli çarklardaki temel dairesindeki helis açısı

4.5.5 İletilecek Güç ve Döndürme Momentleri

Motorların nominal güç ve devirleri sabittir. Döndüren (pinyon) dişliye ait giriş gücü ile Döndürülen dişliden alınan P2 çıkış gücü arasında

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_y \quad (4.21)$$

Bağıntısı vardır. Çıkış gücünün hesaplanması esnasında, mekanizmanın verimi gözönüne alınmalıdır. Dişli çark çiftlerine ait verimler ile ilgili yaklaşık değerler Çizelge 4.4'de görülebilir. Ayrıca (η_y) yatak veriminin de toplam verime dahil edebiliriz.

Rulmanlı yataklar için; $\eta_y = 0,97$

Kaymalı yataklar için; $\eta_y = 0,94$ alınabilir.

Transmisyon türü	Güç p [kw]		Hız aralığı v [m/s]		Maks. Hız [dak]	Çevrim oranı i 1,2		verim [%] η_{12}	Eksenler arası mesafe [mm]	Birim hacimde iletilen güç [dm3/kw]	Birim ağırlıkta iletilen güç [kg/kw]
	Uygun	Aşırı	Uygun	Aşırı		Uygun	Aşırı				
Silindirik dişli çarklar	0,12-3000	65000	0,3-50	210	150000	2 - 8	20	97-99	5-2500	0,6-0,2	1,8-0,4
Planet mekanizmaları	50-2000	35000	1-50	100	100000	3-13	35	98-99,5	200-500	0,4-0,15	1,8-0,2
Konik dişli çarklar	2-500	4000	0,3-40	130	50000	1-5	8	96-99	90°	0,7-0,4	2,5-0,6
Hipoid dişli çarklar	5-300	500	1-30	50	20000	4-8	50	50-90	-	0,8-0,5	3,0-0,7
Sonsuz vida ve dişli	0,04-120	1000	0,5-25	70	40000	5-100	300	40-96 a	53-400	0,5-0,2	4,5-0,2
Sonsuz vida mek.	0,03-8	80	0,5-20	50	20000	1-5	100	50-95 a	20-300	2,5-1,0	3,0-1,5
Zincir transmisyonları	0,2-200	4000	3-10	40	10000	1-6	10	97-98	100-3000	2,0-0,5	10-6,0
Düz kayışlar	0,1-150	3600	10-60	120	200000	1-5	20	96-98	100-3000	4,0-0,5	6,0-1,5
V-kayışlar	0,9-200	4000	10-30	50	8000	1-8	15	94-97	120-3000	3,0-0,4	5,0-1,0
Triger kayışlar	0,1-300	1000	40-50	70	30000	1-8	12	96-98	100-2000	1,0-0,25	4,0-0,8

A - mekanizma verimi, çevrim oranı arttıkça düşer.

Çizelge 4.4 – Çeşitli dişli çark mekanizmalarına ait verim ve çevrim oranı değerleri

Giriş milindeki döndüren dişli çark için döndürme momenti

$$Mb_1 = \left(\frac{P_1 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \right) \cdot 60 \cong 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} \text{ [Nm]} \quad (4.22)$$

Çıkış milindeki döndürülen dişli çark için döndürme momenti

$$Mb_2 = Mb_1 \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_y \text{ [Nm]} \quad (4.23)$$

Parametreler ;

Mb : Döndürme momenti (Nm)

P : Güç (kW)

n : Devir sayısı (dev/dak)

4.5.6 Çevresel Hız

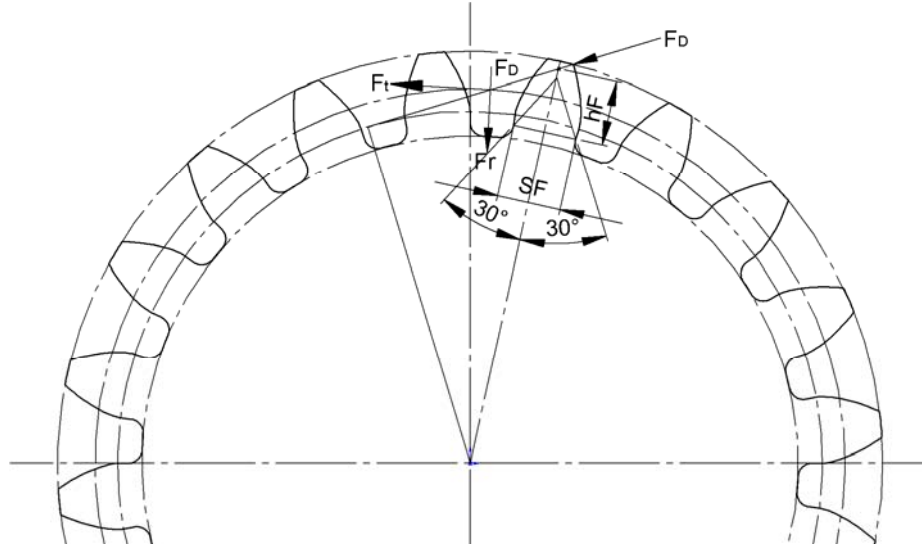
Dişli çarkların çevresel hızları eşittir ve Denklem 5.17 ile hesaplanır

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} \text{ [m/s]} \quad (4.24)$$

4.5.7 Dişli Çarka Etkiyen (F_t) Teğetsel Kuvvet

Dişler arasında kuvvet F_D 'nin nakli temas yüzeyleri üzerinden olacaktır ve temas noktalarından iletilen bu kuvvetin yönü, yan yüzeylerin temas noktasındaki ortak normalleri doğrultusunda olacaktır. Bu kuvvetin düz dişli çarklarda F_r ve F_t olmak üzere iki bileşeni, helisel dişli çarklarda ise β eğim açısından dolayı üçüncü bir (F_a) bileşeni vardır.

Radyal kuvvet F_r her zaman dişli merkezine yöneliktir. Teğetsel kuvvet F_t ise dişli çarkların dönme yönü değiştiğinde yön değiştirir. Döndüren dişliye etkiyen teğetsel kuvvet dönme yönünün zıddı, döndürülene etkiyen ise dönme yönündedir. Eksenel kuvvet F_a helisel dişli çarklarda görülür.



Şekil 4.4 - Diş kuvvetleri

Dişli kuvvetlerin hesaplanmasında teğetsel bileşen F_t 'den hareket edilir. F_t , Düz ve helisel dişliler için aynı şekilde hesap edilir

İletilecek döndürme 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:

$$F_t = \frac{2 \cdot Mb_1 \cdot 10^3}{d_1} \text{ [N]} \quad (4.25)$$

Parametreler ;

M_{b1} : Giriş dişlisine ait döndürme momenti (Nm), Denklem (4.7)

d_1 : Giriş dişlisinin yuvarlanma dairesinin çapı (mm)

4.5.8 Birim Yüzeyde Etkili Çevresel Yük (W_t)

Dişin birim genişliğine gelen çevresel yük, Denklem (4.26) ile hesaplanır.

$$W_t = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_V \text{ [N/mm]} \quad (4.26)$$

Diş genişliğine gelen yükün $w_t = 50 \dots 500 \text{ N/mm}$ arasında olması istenir.

4.5.9 İşletme Faktörü (K_A)

Hareket iletim elemanlarıyla iletilen moment, Motor ve iş makinasına bağlı olarak, 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. Çizelge 4.5'den seçilir.

K_A İşletme Faktörü		Döndürülen dişlinin çıkışındaki şoklar			
		Düzen çalışan sistemler	Hafif darbeli sistemler	Orta darbeli sistemler	Şiddetli darbeli sistemler
Pinyon girişindeki şoklar	Düzen çalışan sistemler	1,00	1,25	1,50	1,75
	Hafif darbeli sistemler	1,10	1,35	1,60	1,85
	Orta darbeli sistemler	1,25	1,50	1,75	2,00
	Şiddetli darbeli sistemler	1,50	1,75	2,00	2,25

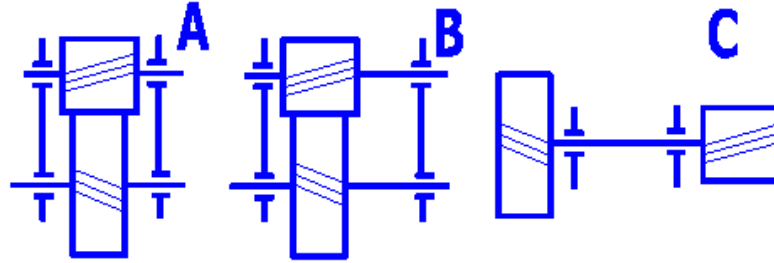
Çizelge 4.5 – K_A İşletme Faktörü

Yük Sınıflandırması	Düzen ve Sabit	Orta Darbeli	Ağır Darbeli
Giriş			
	Elektrik Motoru	Çok Silindirli Motor	Tek Silindirli Motor
Çıkış			
Krenler	Kaldırma Dişlileri Palanga Dişlileri	Bomlu Vinç Dişlileri Yana Döndürme Dişlileri	Yürütme Dişlileri
Pompalar	Santrifüj (ince sıvı)	Santrifüj (yarı sıvı)	Basınçlı Pompalar Dalgıç Pompalar
Tekstil Makineleri		Basma ve Boyama Mak.	
		Dokuma Tezgâhları	
		Hallaç Makineleri	
		Harman Makineleri	
		Taneleme Tekneleri	
Yağ Sanayi		Besleme Pompaları	
		Döner Delme Teçhizatları	
Yiyecek Sanayi		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		Agitatörler (yarı sıvı)	
		Kurutma Merdaneleri	
		Mikserler ve Silindirler	
Konveyörler		Bant Cepli Konveyörler	Yük Asansörleri
		Çelik Bantlı Konveyörler	Parça Yüklü Kayış Kon.
		Dökme Yüklü Kayışlı Kon.	
Taş ve Kil İşleme		Çekiçli Değirmenler	
		Döner Fırınlarda	
		Dövücü Değirmenler	
		Kıncılar	
		Kürelî Değirmenler	
		Tuğla Presi	
		Tüp Değirmenler	
Kağıt Makineleri		Islak Presler	
		Kağıt Hamur Makineleri	
		Kurutma Silindirleri	
		Perdahlama Silindirleri	

Çizelge 4.6 – Yük sınıflandırmaları (Yılmaz Redüktör Genel Katalog, G-1402/0305)

4.5.10 Dişli Çarkların Montaj Durumları

Dişli çarkların kullanılacağı konstrüksiyona göre yataklanma durumları farklı olabilir. Bu farklılık, yapılacak olan mukavemet hesaplarında kullanılan bazı parametrelere doğrudan etkilidir. Üç farklı durum sözkonusudur;



Şekil 4.5 – Dişli çarkların montaj durumları

- A Tipi Montaj : Çift taraftan simetrik yataklanmış dişli çarklar
B Tipi Montaj : Çift taraftan asimetrik yataklanmış dişli çarklar
C Tipi Montaj : Tek taraftan yataklanmış dişli çarklar

4.5.11 Diş Genişlik Oranı (ψ_d) ve Diş Genişliği (b)

ψ_d ile ifade edilen değer pinyona ait genişlik oranı olarak adlandırılır ve Denklem 5.20 ile bu orana etki eden büyüklükler gösterilmiştir. Esasında ψ_d bir mühendislik seçimidir. Tasarımcı tarafından karar verilmesi gerekir. Bu sayının küçük seçilmesi dişli genişliğinin küçülmesine, dolayısıyla dişlinin yük taşıma kabiliyetinin azalmasına neden olur. Genişlik oranının büyük seçilmesiyle birlikte dişlinin yük taşıma kabiliyeti artar. Ancak dişli genişliğinin büyük olması halinde; gerek millerin deformasyonu, gerekse işleme hataları nedeniyle yükün dengesiz dağılması ve böylelikle köşe hasarlarının meydana gelme olasılığı artar. Genişlik oranı için 0,8...1,2 arasında bir değer seçilmesinin tavsiye edilmesiyle birlikte, özellikle vites kutuları gibi hacmin son derece sınırlı olduğu uygulamalarda 0.3 değerine kadar inilebilir (DUDLEY, D. W., Practical Gear Design (1954)).

$$\psi_d = \frac{b}{d_{tak1}} \quad (4.27)$$

Pratiklik bakımından kolaylık sağlamak amacıyla dişli çarkın b genişliği, genişlik oram ψ_d vasıtasıyla pinyon dişlisinin taksimat dairesinin çapı d_1 'e bağlı olarak belirlenir Çizelge 4.7

Dişli çark ve malzemenin tipi	Yataklama tipi		
	A	B	C
Düz ve helisel dişli çarklar			
Sertlik HB < 180	1,6	1,2	0,8
Sertlik HB ≥ 180	1,4	1,1	0,7
Sementasyon Çeliği ; İndüksiyon veya alevle sertleştirilmiş çelik	1,1	0,9	0,6
Nitrürlenmiş veya ıslah çeliği	0,8	0,6	0,5
Çift helisel (ok) dişliler			
Sementasyon Çeliği ; İndüksiyon veya alevle sertleştirilmiş çelik	2	1,6	
Nitrürlenmiş veya ıslah çeliği	1,4	1,1	

Çizelge 4.7 – Diş genişlik faktörü (ψ_d) için tavsiye edilen maksimum değerler.

4.5.12 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 DIN3960, 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 açı 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 Dişlinin doğruluğunu ifade eden toleranslar yardımıyla sınırlandırılması gerekmektedir.

Dişli çarklar amaca göre daha sıkı veya daha kaba toleranslarla imal edilebildiğinden dişli çark, amaca göre çeşitli doğrulukta olabilir. Kalite, bir parçanın belirli bir doğrulukta, yani belirli toleranslarla imal edilmesi demektir.

Her bir hata türü için DIN3964 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 4.8’de dişli çarkların uygulama alanlarına göre dişli kaliteleri gösterilmiştir.

KALİTE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ÜRETİM ŞEKLİ - DIN 3964							Kesme, Pres, Pres döküm					
						Vargel, Freze, Azdırma						
					Raspalama							
				Taşlama								
ÇEVRE HIZI (m/s) - DIN3963												< 0,8
									0,8....4			
						4....12						
				12....60								
UYGULAMA ÖRNEKLERİ	60 >											
								Tarım makinaları				
								Hadde makinaları				
								Kaldırma - İletme makinaları				
							Buhar makinaları					
						Endüstriyel dişli kutuları						
						İnşaat makinaları						
					Takım tezgâhları							
				Binek araçlar								
			Ölçme aletleri									
			Türbin redüktörleri									
		Mastarlar										

Çizelge 4.8 – Dişli çarklarda kalite

4.5.13 Kavrama Oranı (ε_α)

Dişli çarkın kavrama boyunun diş taksimatına oranı, kavrama oranı ε_α olarak adlandırılır.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\text{Kavrama boyu}}{\text{taksimat}} \quad (4.28)$$

Dişli çarklarda hareketin sürekli olabilmesi için, $\varepsilon \geq 1$ olmalıdır; yani eş çalışan bir diş kavramadan çıkmadan evvel takip eden dişin kavramaya girmesi gerekir. $\varepsilon < 1$ 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 darbeleri kavrama ve gürültülü bir çalışma şekli ortaya çıkacaktır. Pratik olarak “ $\varepsilon \geq 1$ ” koşulunun yerine getirilmesi için taksimat hataları göz önüne alınarak $\varepsilon \geq 1,1$ alınması tavsiye edilir. Kavrama oranı ε ne kadar büyük olursa dişli çark okadar sessiz (darbesiz) çalışır. Bu nedenle kavrama oranınının 1,4 den büyük olması tavsiye edilir.

4.5.13.1 Düz Dişli Çarklar İçin Kavrama Oranı (ε_α)

Kavrama ε_α Denklem 4.29 ile verilmiştir. Modüle bağlı gibi görünmektedir fakat yapılan formül dönüşümlerinden sonra modül ε_α denkleminde elenebilir;

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{bas1}^2 - d_{tem1}^2} + \sqrt{d_{bas2}^2 - d_{tem2}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta}} \quad (4.29)$$

$$d_{bas1,2} = d_{tak1,2} + 2 \cdot m \cdot (1 + x) \quad (4.30)$$

Burada d_{tak} yerine yazılırsa ;

$$d_{tak1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_n}{\cos \beta} \quad (4.31)$$

d_{bas} ;

$$d_{bas1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_n}{\cos \beta} + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_{1,2}) \quad (4.32)$$

Olarak bulunur.

$$d_{tem1,2} = d_{tak1,2} \cdot \cos \alpha_t = d_{yuv1,2} \cdot \cos \alpha \quad (4.33)$$

Burada d_{tak} yerine yazılırsa ;

d_{tem} ;

$$d_{tem1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t \quad (4.34)$$

Olarak bulunur.

$$a = \frac{d_{yuv1} + d_{yuv2}}{2} \quad (4.35)$$

$$d_{yuv1,2} = d_{tak1,2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha} \quad (4.36)$$

Burada d_{tak} yerine yazılırsa ;

$$d_{yuv1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha} \quad (4.37)$$

Eksenler arası mesafe;

$$a = \frac{(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha} \quad (4.38)$$

Olarak bulunur.

Bütün bu denklemler ε_α 'ya yerleştirilip düzenlendiğinde;

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{\left(\frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta} + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_1)\right)^2 - \left(\frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta} + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_2)\right)^2 - \left(\frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t\right)^2} - (z_1 + z_2) \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta}} \quad (4.39)$$

$\varepsilon_\alpha =$

$$\frac{\sqrt{\frac{z_1^2 \cdot (1 - \cos^2 \alpha_t)}{\cos^2 \beta} + \frac{4 \cdot z_1 \cdot (1 + x_1)}{\cos \beta} + 4(1 + x_1)^2}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta}} + \frac{\sqrt{\frac{z_2^2 \cdot (1 - \cos^2 \alpha_t)}{\cos^2 \beta} + \frac{4 \cdot z_2 \cdot (1 + x_2)}{\cos \beta} + 4(1 + x_2)^2}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta}} - \frac{(z_1 + z_2)}{\cos \alpha} \cdot \frac{\sin \alpha}{2 \cdot \pi} \quad (4.40)$$

4.5.13.2 Helisel Dişli Çarklar İçin Kavrama Oranı (ε_γ)

Helisel dişlilerde dişlerin eğimlerinden dolayı birbirine teması alın düzleminde ε_β Denklem (4.42) atlama oranı kadar büyür. Bu yüzden helisel dişlilerde kavrama oranı, düz dişlilere göre atlama oranı kadar daha büyüktür.

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (4.41)$$

Parametreler ;

ε_α : Düz dişli çarklar için kavrama oranı Denklem 4.40

ε_β : Atlama oranı Denklem 4.42

Sonuç olarak eğer $\beta = 0$ olur ise $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha$ olacağından, ε_γ 'yi düz ve helisel dişli çarklar için genel bir kavrama oranı olarak kabul edebiliriz.

4.5.14 Atlama Oranı (ε_β)

Helisel dişlilerde, dişlerin eğiminden dolayı birbirlerine teması, alın düzleminde atlama denilen değer kadar büyür ve bir diş kavramadan henüz kurtulmadan ikinci diş kavramaya geçer. Bu değer atlama oranı olarak tanımlanır. helisel dişliler için geçerli bir büyüklüktür. Denklem 4.42'den hesap edilir.

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (4.42)$$

Dikkat edilirse Denklem 4.42 de bir m_n modül ifadesi geçmektedir. Dişli modülü m_n 'i sonuç olarak bulmamız gerekirken, girdi parametresi olarak kullanılamayacağı daha önceki bölümlerde açıklanmıştır. Bu yüzden Denklem 4.42'yi yeniden düzenlendi;

Denklem 4.31'den m çekilirse,

$$m_n = \frac{d_{tak1,2} \cdot \cos \beta}{z_{1,2}} \quad (4.43)$$

Denklem 4.43'deki m_n , Denklem 4.42'de yerine konulursa,

$$\varepsilon_\beta = \frac{b}{d_{tak1}} \cdot (\tan \beta) \cdot \frac{z_1}{\pi} \quad (4.44)$$

Diş genişlik oranı (ψ_d)'yi $\psi_d = \frac{b}{d_1}$ olarak tanımladığımızı. Denklem 4.44'de $\frac{b}{d_{tak1}}$ yerine ψ_d yazarsak atlama oranı ε_β 'yi modülden bağımsız olarak ifade edilmiş olur.

$$\varepsilon_\beta = \psi_d \cdot (\tan \beta) \cdot \frac{z_1}{\pi} \quad (4.45)$$

4.5.15 Dinamik Faktör

DIN 3990'a göre dişli yan yüzeylerinde yön saptmaları, 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. Buna göre dinamik faktör K_V ;

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_{V\alpha}}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_{V\beta} \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} \quad (4.46)$$

Paremetreler ;

F_t : Teğetsel kuvvet (N)

K_A : İşletme faktörü, Çizelge 4.5

b : Diş genişliği (mm)

$K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$: Kaliteye bağlı dişli faktörleri, Çizelge 4.9

z_1 : Döndüren dişli diş sayısı

v : Çevre hızı (m/s), Denklem 4.17

$K_{V\alpha} - K_{V\beta}$	$K_{V\alpha}$								$K_{V\beta}$
Kalite	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

Çizelge 4.9 – DIN3962 bölüm 1'de dinamik faktör yardımcı faktörleri

Dişli çark yazılımında, Kalite < 5 olan K_V değerlerini hesaplamak için Flender'in el kitapçığından alınan Denklem 4.47 kullanılacaktır

$$K_V = 1 + 0,0003 \cdot z_1 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \quad (4.47)$$

4.5.16 Çevresel Yük Dağılım Faktörleri $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$

Dişlilerin üretildiği malzemenin elastikiyetine ve dişli üretim kalitesine bağlı olarak kuvvetlerin çevresel yönde diş dağılımı da düzgünlük gösterebilir. Bu düzgünlükler hesapta alın yük dağılım faktörleriyle dikkate alınır. Yük dağılımı bir çift dişli arasında olabileceği gibi birlikte kontak halinde olan ikiden fazla diş arasında da olabilir.

$K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$ nin bağlı olduğu etkenler; Malzeme sertliği, Ft, Ka, Kv, Khb'dir. Diş dibi mukavemeti hesabında kullanılacak olan faktör $K_{F\alpha}$, Yan yüzey mukavemet hesabında kullanılacak olan faktör $K_{H\alpha}$ dır.

4.5.16.1 Diş Dibi mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Çevresel Yük Dağılım Faktörü

$$(K_{F\alpha})$$

Adım 1 : DIN 3962 'ye göre f_{pe} toplam diş sapmaları Çizelge 4.10'dan okunur

TAKSİMAT DAİRESİ ÇAPİ	MODÜL (m)				
	1 - 2	2 - 3,55	3,55 - 6	6 - 10	10 - 16
d_1 (mm)	KALİTE 1				
0 - 10	1,0	-	-	-	-
10 - 50	1,0	1,0	1,5	2,0	-
50 - 125	1,5	1,5	1,5	2,0	2,5
125 - 280	1,5	1,5	1,5	2,0	2,5
280 - 560	2,0	1,5	2,0	2,0	2,5
560 - 1000	2,0	1,5	2,0	2,5	2,5
1000 - 1600	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0
d_1 (mm)	KALİTE 3				
0 - 10	2,5	-	-	-	-
10 - 50	2,5	2,5	3,0	3,5	-
50 - 125	2,5	2,5	3,0	3,5	4,5
125 - 280	3,0	3,0	3,5	4,0	4,5
280 - 560	3,0	3,0	3,5	4,0	5,0
560 - 1000	3,5	3,5	4,0	4,5	5,0
1000 - 1600	4,0	4,0	4,0	5,0	5,5
d_1 (mm)	KALİTE 5				
0 - 10	4,5	-	-	-	-
10 - 50	2,0	5,0	6,0	7,0	-
50 - 125	2,0	5,0	6,0	7,0	9,0
125 - 280	2,5	6,0	7,0	8,0	9,0
280 - 560	6,0	6,0	7,0	8,0	10,0
560 - 1000	7,0	6,0	8,0	9,0	10,0
1000 - 1600	8,0	7,0	8,0	9,0	11,0
d_1 (mm)	KALİTE 7				
0 - 10	9,0	-	-	-	-
10 - 50	9,0	10,0	11,0	12,0	-
50 - 125	10,0	10,0	12,0	14,0	18,0
125 - 280	11,0	11,0	12,0	14,0	18,0
280 - 560	12,0	12,0	14,0	16,0	20,0
560 - 1000	14,0	12,0	16,0	16,0	20,0
1000 - 1600	14,0	14,0	16,0	18,0	22,0
d_1 (mm)	KALİTE 9				
0 - 10	18,0	-	-	-	-
10 - 50	18,0	20,0	22,0	25,0	-
50 - 125	20,0	20,0	25,0	28,0	32,0
125 - 280	22,0	22,0	25,0	28,0	36,0
280 - 560	22,0	22,0	28,0	32,0	36,0
560 - 1000	25,0	25,0	28,0	32,0	40,0
1000 - 1600	28,0	28,0	32,0	36,0	40,0
d_1 (mm)	KALİTE 11				
0 - 10	45,0	-	-	-	-
10 - 50	50,0	50,0	56,0	63,0	-
50 - 125	50,0	50,0	63,0	71,0	90,0
125 - 280	56,0	56,0	63,0	71,0	90,0
280 - 560	56,0	56,0	71,0	80,0	90,0
560 - 1000	63,0	63,0	75,0	90,0	100,0
1000 - 1600	71,0	71,0	80,0	90,0	110,0
d_1 (mm)	KALİTE 2				
0 - 10	1,5	-	-	-	-
10 - 50	1,5	2,0	2,0	2,5	-
50 - 125	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0
125 - 280	2,0	2,0	2,5	2,5	3,5
280 - 560	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5
560 - 1000	2,5	2,5	3,0	3,0	4,0
1000 - 1600	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0
d_1 (mm)	KALİTE 4				
0 - 10	3,0	-	-	-	-
10 - 50	3,5	3,5	4,0	5,0	-
50 - 125	4,0	3,5	4,0	5,0	6,0
125 - 280	4,0	4,0	4,5	5,5	6,0
280 - 560	4,5	4,0	5,0	6,0	7,0
560 - 1000	5,0	4,5	5,5	6,0	7,0
1000 - 1600	5,0	5,0	6,0	7,0	8,0
d_1 (mm)	KALİTE 6				
0 - 10	6,0	-	-	-	-
10 - 50	7,0	7,0	8,0	10,0	-
50 - 125	7,0	7,0	9,0	10,0	12,0
125 - 280	8,0	8,0	9,0	11,0	12,0
280 - 560	8,0	8,0	10,0	11,0	14,0
560 - 1000	9,0	9,0	11,0	11,0	14,0
1000 - 1600	10,0	11,0	12,0	12,0	16,0
d_1 (mm)	KALİTE 8				
0 - 10	12,0	-	-	-	-
10 - 50	14,0	14,0	16,0	18,0	-
50 - 125	14,0	14,0	16,0	20,0	25,0
125 - 280	16,0	16,0	18,0	20,0	25,0
280 - 560	16,0	16,0	20,0	22,0	28,0
560 - 1000	18,0	18,0	20,0	25,0	28,0
1000 - 1600	20,0	22,0	22,0	25,0	32,0
d_1 (mm)	KALİTE 10				
0 - 10	28,0	-	-	-	-
10 - 50	28,0	32,0	36,0	40,0	-
50 - 125	32,0	32,0	40,0	45,0	56,0
125 - 280	36,0	36,0	40,0	45,0	56,0
280 - 560	36,0	36,0	45,0	50,0	56,0
560 - 1000	40,0	40,0	45,0	56,0	63,0
1000 - 1600	45,0	45,0	50,0	56,0	63,0
d_1 (mm)	KALİTE 12				
0 - 10	71,0	-	-	-	-
10 - 50	80,0	80,0	90,0	110,0	-
50 - 125	80,0	80,0	100,0	110,0	140,0
125 - 280	90,0	90,0	100,0	125,0	140,0
280 - 560	100,0	90,0	110,0	125,0	160,0
560 - 1000	100,0	100,0	125,0	140,0	160,0
1000 - 1600	110,0	125,0	125,0	140,0	180,0

KALİTE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
kf_{pe} çarpanı	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	6,3	10,0	16,0

Çizelge 4.10 – DIN 3962 'ye göre f_{pe} toplam diş sapmaları

Eğer modül (m) > 10 ise f_{pe} Denklem 5.41 ile hesaplanır.

$$f_{pe} = kf_{pe} \cdot (3 + 0,3 \cdot m + 0,2 \cdot \sqrt{d}) \quad (4.48)$$

Paremetreler ;

f_{pe} : Toplam dış sapmaları (μm)

kf_{pe} : f_{pe} İçin bir çarpan, Çizelge (4.10)

m : Modül (mm)

d_1 : Pinyonun taksimat dairesi çapı (mm)

Adım 2 : Çizelge 4.11'den DIN 3990 'ye göre f_p malzeme faktörü bulunur.

Dişli Çiftleri	St veya GS ile				GGG ile		GG ile
	St, GS	GGG	GG	GTS	GGG	GG	GG
f_p	1	0,9	0,75	0,6	0,85	0,7	0,6

Çizelge 4.11 – DIN 3990 'ye göre f_p malzeme faktörü

Adım 3 : Hatve hataları ve malzeme faktörünün bir fonksiyonu olan f_e Denklem 4.48 ile hesaplanır.

$$f_e = f_{pe} \cdot f_p \quad (4.49)$$

Adım 4 : f_e ve birim genişlikte taşınan çevresel yükün bir fonksiyonu olan;

“ ql yardımcı faktör” , Çizelge 4.12'den okunur.

ql	F_t / b (N/mm)																			
f_e	30	50	70	100	140	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	
4	0,66	0,56	0,52	<0,5																
5	0,80	0,64	0,57	0,52	<0,5															
6	0,93	0,72	0,63	0,56	0,51	<0,5														
7	>1	0,80	0,68	0,60	0,54	0,50														
8		0,88	0,75	0,64	0,57	0,52														
9		0,96	0,80	0,68	0,60	0,54	<0,5													
10		>1	0,86	0,72	0,63	0,56	0,50	<0,5												
12			0,97	0,80	0,69	0,6	0,53	0,50												
14			>1	0,88	0,74	0,64	0,56	0,52	<0,5											
16				0,96	0,80	0,68	0,59	0,54	0,51	<0,5										
18				>1	0,86	0,72	0,62	0,56	0,53	0,51	<0,5									
20					0,91	0,76	0,64	0,58	0,54	0,52	0,50	<0,5								
24					>1	0,84	0,69	0,62	0,58	0,55	0,53	0,51	<0,5	<0,5						
28						0,92	0,75	0,66	0,61	0,58	0,55	0,53	0,52	0,50	<0,5					
32						1	0,80	0,70	0,64	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	0,50					
36						>1	0,85	0,74	0,68	0,63	0,6	0,57	0,55	0,53	0,52	<0,5				
40							0,90	0,78	0,71	0,65	0,62	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51	<0,5	<0,5		
50							>1	0,88	0,78	0,72	0,68	0,64	0,62	0,59	0,56	0,53	0,52	0,51	<0,5	
60								0,98	0,86	0,78	0,73	0,69	0,66	0,63	0,59	0,57	0,55	0,53	0,52	
70								>1	0,94	0,85	0,78	0,74	0,7	0,67	0,63	0,59	0,57	0,55	0,54	
80									>1	0,92	0,85	0,79	0,75	0,72	0,66	0,63	0,60	0,58	0,56	
90										0,98	0,90	0,84	0,79	0,75	0,69	0,65	0,62	0,60	0,58	
100											>1	0,96	0,88	0,84	0,79	0,72	0,68	0,64	0,62	0,60

Çizelge 4.12 – DIN 3990 ‘a göre ql yardımcı faktör

Adım 5 : Diş dibi mukavemeti hesabında kullanılacak $K_{F\alpha}$ faktörü Çizelge 4.13’den okunur

$K_{F\alpha}$	ε_α KAVRAMA ORANI														
ql	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
$\leq 0,5$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,55	1	1	1	1	1	1	1	1	1,04	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15
0,60	1	1	1	1	1	1	1	1,08	1,14	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28	1,30
0,65	1	1	1	1	1	1,03	1,10	1,17	1,24	1,30	1,33	1,36	1,39	1,42	1,45
0,70	1	1	1	1	1,04	1,11	1,19	1,26	1,32	1,40	1,44	1,48	1,52	1,56	1,60
0,75	1	1	1	1,05	1,11	1,20	1,27	1,34	1,42	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75
0,80	1	1	1,04	1,11	1,20	1,28	1,36	1,44	1,51	1,60	1,66	1,72	1,78	1,84	1,90
0,85	1	1,02	1,10	1,19	1,28	1,37	1,44	1,52	1,61	1,70	1,77	1,84	1,91	1,98	2,05
0,90	1	1,09	1,18	1,27	1,35	1,44	1,52	1,61	1,70	1,80	1,88	1,96	2,04	2,12	2,22
0,95	1,04	1,14	1,23	1,33	1,42	1,51	1,61	1,70	1,80	1,90	1,99	2,08	2,17	2,26	2,35
≥ 1	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,20	2,20	2,30	2,40	2,50

Çizelge 4.13 – Diş dibi mukavemeti hesabında kullanılacak olan faktör $K_{F\alpha}$

4.5.16.2 Yan Yüzey Mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Çevresel Yük Dağılım Faktörü ($K_{H\alpha}$)

Çizelge 4.14'den okunur.

$K_{H\alpha}$	$Z\epsilon$ Kavrama faktörü																
ql	$\leq 0,60$	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	1,00
$\leq 0,5$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,55	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1,00
0,60	1,36	1,33	1,30	1,27	1,23	1,20	1,18	1,16	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07	1,05	1,04	1,03	1,00
0,65	1,52	1,48	1,42	1,40	1,34	1,30	1,28	1,25	1,22	1,20	1,18	1,15	1,14	1,12	1,09	1,08	1,00
0,70	1,70	1,64	1,58	1,51	1,47	1,42	1,38	1,33	1,29	1,26	1,23	1,20	1,17	1,14	1,12	1,10	1,00
0,75	1,89	1,80	1,71	1,64	1,58	1,51	1,46	1,41	1,37	1,32	1,28	1,24	1,21	1,18	1,14	1,12	1,00
0,80	2,06	1,96	1,86	1,77	1,70	1,62	1,56	1,49	1,43	1,39	1,33	1,29	1,25	1,21	1,18	1,14	1,00
0,85	2,24	2,10	2,00	1,90	1,80	1,72	1,65	1,58	1,50	1,45	1,40	1,34	1,29	1,25	1,20	1,17	1,00
0,90	2,40	2,27	2,15	2,03	1,92	1,84	1,73	1,67	1,58	1,50	1,45	1,38	1,33	1,28	1,23	1,19	1,00
0,95	2,50	2,43	2,30	2,17	2,04	1,93	1,83	1,74	1,66	1,58	1,50	1,43	1,38	1,32	1,26	1,20	1,00
≥ 1	2,50	2,50	2,43	2,29	2,15	2,03	1,92	1,82	1,72	1,63	1,55	1,48	1,41	1,34	1,29	1,23	1,00

Çizelge 4.14 – DIN 3990 ‘a göre yan yüzey mukavemeti hesabında kullanılacak olan çevresel yük dağılım faktörü ($K_{H\alpha}$)

Parametreler ;

ql : Yardımcı faktör , Çizelge 4.12’den okunur.

$Z\epsilon$: Kavrama faktörü Denklem 4.15’den

4.5.17 Kavrama Faktörü ($Z\epsilon$)

Yan yüzey mukavemet hesabında kullanılacak olan bu faktör kavrama oranı ve atlama oranına bağlı olarak iki farklı yöntem ile tespit edilebilir;

Yöntem 1 : Çizelge 4.15’den okunur.

$Z\varepsilon$	Atlama oranı $\varepsilon_\beta=0$ için (Düz dişli çarklar)								
	Helis açısı β								
ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
1,0	1,00	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	
1,5	0,92	0,90	0,89	0,88	0,86	0,84	0,82	0,79	
2,0	0,80	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,71	
2,5	0,70	0,70	0,69	0,68	0,66	0,65	0,63	0,61	
$Z\varepsilon$	Atlama oranı $\varepsilon_\beta=0,2$ için								
	Helis açısı β								
ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
1,0	1,00	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	
1,5	0,90	0,88	0,87	0,86	0,85	0,83	0,80	0,78	
2,0	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,71	0,69	
2,5	0,69	0,68	0,68	0,67	0,65	0,63	0,62	0,60	
$Z\varepsilon$	Atlama oranı $\varepsilon_\beta=0,4$ için								
	Helis açısı β								
ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
1,0	1,00	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	
1,5	0,88	0,86	0,85	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	
2,0	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,71	0,7	0,67	
2,5	0,68	0,67	0,66	0,65	0,63	0,62	0,6	< 0,6	
$Z\varepsilon$	Atlama oranı $\varepsilon_\beta=0,6$ için								
	Helis açısı β								
ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
1,0	1,00	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	
1,5	0,86	0,84	0,83	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	
2,0	0,75	0,74	0,73	0,72	0,70	0,69	0,67	0,65	
2,5	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62	0,60	< 0,6		
$Z\varepsilon$	Atlama oranı $\varepsilon_\beta=0,8$ için								
	Helis açısı β								
ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
1,0	1,00	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	
1,5	0,84	0,83	0,82	0,80	0,79	0,77	0,75	0,73	
2,0	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	0,67	0,65	0,63	
2,5	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61	0,60	< 0,6		
$Z\varepsilon$	Atlama oranı $\varepsilon_\beta \geq 1$ için								
	Helis açısı β								
ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	
1,00	1,00	0,98	0,96	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	
1,50	0,82	0,80	0,78	0,78	0,76	0,75	0,73	0,70	
2,00	0,71	0,70	0,68	0,68	0,67	0,65	0,63	0,61	
2,50	0,63	0,62	0,60	0,60	< 0,6				

Çizelge 4.15 – DIN 3990 ‘a göre kavrama faktörü ($Z\varepsilon$)

Parametreler ;

ε_β : Atlama oranı, Denklem(4.45).

ε_α : Kavrama oranı, Denklem(4.40).

β : Helis açısı

Yöntem 2 : Formüller ile hesaplanır.

Düz dişli çarklar için;

$$Z\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (4.50)$$

Helisel dişli çarklar için;

$\varepsilon_\beta < 1$ ise:

$$Z\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (4.51)$$

$\varepsilon_\beta \geq 1$ ise:

$$Z\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (4.52)$$

4.5.18 Diş Genişliği Boyunca Yük Dağılım Faktörleri $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$

Dişlilerin taşıdıkları yük nedeniyle uğradıkları elastik deformasyon ve üretimlerinde oluşan 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 $K_{H\beta}$ faktörleriyle dikkate alınır.

4.5.18.1 Diş Dibi Mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Diş Genişliği Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)

$$K_{F\beta} \cong 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \quad (4.53)$$

Parametreler ;

K_{β} : Genişlik temel faktörü, Çizelge(4.16).

f_w : Yük düzeltme faktörü, Çizelge(4.17).

f_p : Malzeme faktörü, Çizelge(4.11).

Adım 1 : K_{β} Genişlik temel faktörü Çizelge(4.16) den okunur.

Diş genişliği b		KALİTE									
>	≤	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 4.16 – DIN 3990 ‘a göre (K_{β}) Genişlik temel faktörü

Adım 2 : f_w Yük düzeltme faktörü Çizelge(4.17) den okunur.

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

Çizelge 4.17 – DIN 3990 ‘a göre (f_w) Yük düzeltme faktörü

Adım 3 : f_p Malzeme faktörü Çizelge(4.11) den okunur.

4.5.18.2 Yan Yüzey Mukavemeti Hesabında Kullanılacak Olan Diş Genişliği Yük Dağılım

Faktörü ($K_{H\beta}$)

$$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{(1+h/b+h/b^2)} \quad (4.54)$$

4.5.19 Diş Form Faktörü (Y_F)

Diş şeklinin eğilme gerilmelerine etkilerini içeren faktör profil kaydırmaya bağlıdır.

Diş form faktörü Y_F Çizelge 4.18'den okunur.

	Profil Kaydırma Faktörü x																				
Zn	-0,6	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5	+0,6	+0,7	+0,8	+0,9	+1	+1,1	+1,2	+1,3	+1,4
7												2,84									
8											2,98	2,69	2,47								
9											2,84	2,60	2,40	2,22							
10										2,99	2,73	2,52	2,34	2,18							
11									3,15	2,87	2,65	2,46	2,30	2,16	2,05						
12									2,93	2,79	2,58	2,41	2,27	2,14	2,04						
13									2,93	2,72	2,53	2,38	2,24	2,12	2,03	1,96					
14							3,36	3,10	2,86	2,66	2,48	2,34	2,22	2,11	2,03	1,95					
15							3,25	3,01	2,79	2,60	2,44	2,31	2,20	2,10	2,02	1,95	1,89				
16						3,45	3,16	2,95	2,74	2,56	2,42	2,29	2,18	2,09	2,02	1,95	1,89				
17						3,35	3,09	2,88	2,69	2,53	2,39	2,27	2,17	2,08	2,01	1,95	1,89	1,85			
18					3,53	3,26	3,02	2,82	2,65	2,50	2,37	2,26	2,16	2,08	2,01	1,95	1,90	1,86			
19				3,72	3,44	3,20	2,96	2,78	2,61	2,47	2,35	2,24	2,15	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,83		
20				3,62	3,35	3,12	2,91	2,74	2,58	2,45	2,33	2,23	2,14	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,84		
21				3,53	3,28	3,07	2,87	2,70	2,55	2,43	2,32	2,22	2,14	2,06	2,01	1,95	1,91	1,87	1,84	1,82	
22				3,45	3,20	3,01	2,83	2,67	2,52	2,41	2,30	2,21	2,13	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83	
23			3,64	3,38	3,15	2,96	2,80	2,64	2,50	2,39	2,29	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83	1,82
24			3,55	3,30	3,10	2,92	2,75	2,61	2,48	2,37	2,28	2,19	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,86	1,84	1,83
25		3,73	3,45	3,25	3,05	2,88	2,72	2,58	2,46	2,36	2,27	2,19	2,12	2,05	2,00	1,95	1,92	1,88	1,86	1,84	1,83
30	3,61	3,35	3,18	3,01	2,85	2,72	2,60	2,48	2,38	2,30	2,22	2,16	2,10	2,04	2,00	1,96	1,93	1,90	1,88	1,85	1,85
40	3,15	3,00	2,86	2,75	2,63	2,54	2,45	2,37	2,30	2,24	2,18	2,13	2,08	2,04	2,01	1,97	1,95	1,93	1,91	1,90	1,89
50	2,90	2,78	2,68	2,59	2,50	2,43	2,36	2,31	2,25	2,20	2,15	2,11	2,07	2,03	2,02	1,98	1,97	1,94	1,93	1,92	1,91
60	2,75	2,65	2,57	2,50	2,42	2,37	2,32	2,25	2,22	2,17	2,13	2,10	2,08	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,94	1,94	1,93
100	2,46	2,40	2,35	2,32	2,26	2,24	2,21	2,17	2,15	2,12	2,10	2,08	2,06	2,04	2,03	2,01	2,00	1,99	1,98	1,98	1,97
200	2,27	2,24	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,12	2,10	2,10	2,08	2,07	2,05	2,04	2,04	2,02	2,02	2,01	1,98	2,00	2,00
400	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,11	2,10	2,09	2,08	2,08	2,08	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,04	2,04	2,03	2,03	2,03
∞	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07

Çizelge 4.18 – Diş form faktörü (Y_F)

4.5.20 Gerilme Düzeltme Faktörü (Y_S)

Gerilme düzeltme faktörü Y_S ile eğilme gerilmesi, bölgesel diş dibi gerilmelerine çevrilir.

Gerilme düzeltme faktörü Y_S , diş dibindeki kavisin çentik etkisi sonucu oluşan gerilmenin

etkisini içerir. ISO DS 6336'da Y_S 'in hesap denklemleri dişli çarkın geometrisine indirgeme

yapılarak çok ayrıntılı ve hassas bir şekilde oluşturulmuştur. Yani ISO DS 6336'da Y_S 'i

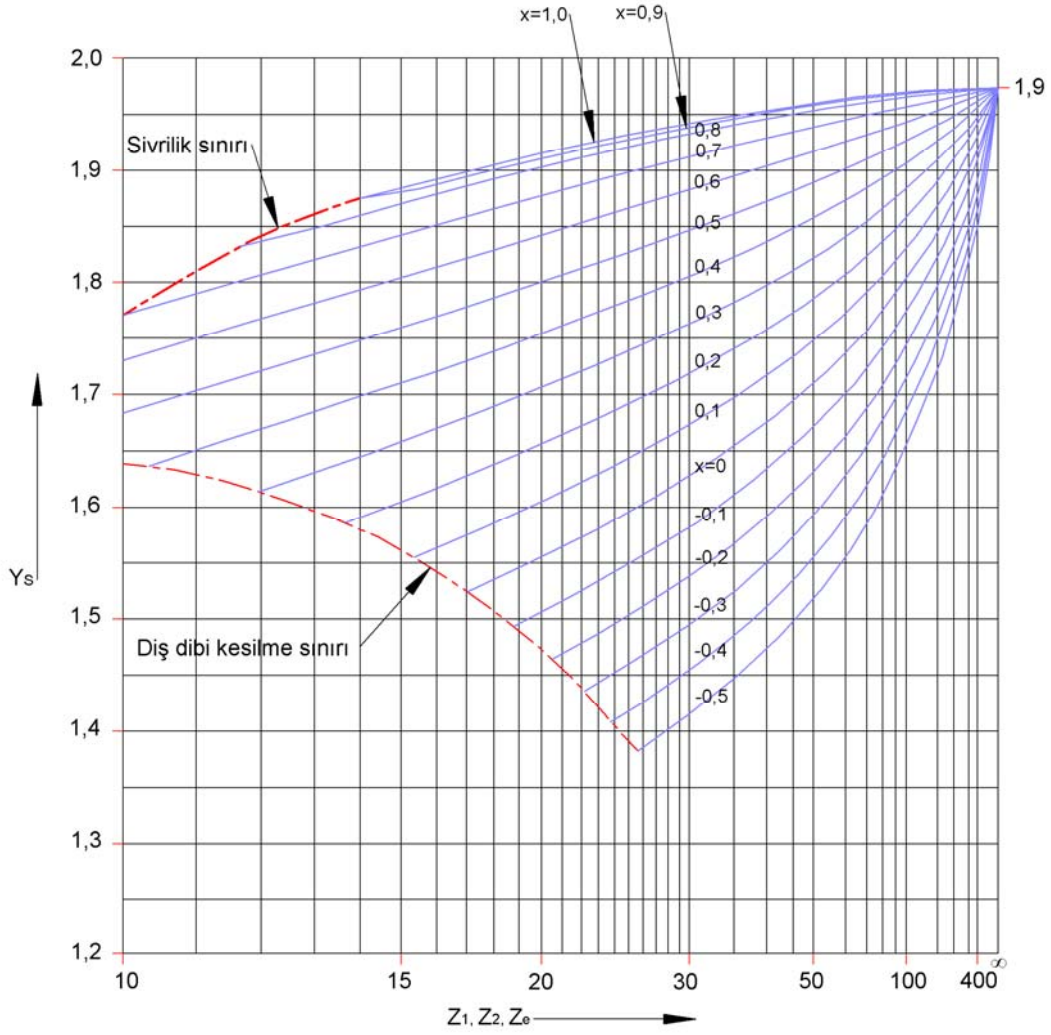
bulmak, dişli çarkın geometrik boyutlarının önceden hesaplanmış olmasını gerektirir. Buda ön

boyutlandırılmalı modül hesap sistemini beraberinde getirir. Fakat bu çalışmadaki temel

amacım modül hesabını, kontrolü ile birlikte tek seferde bitirmek olduğu için DIN 3990

Bölüm 3 referansından, Y_S 'i eşdeğer diş sayısına ve profil kaydırma faktörüne bağlı olarak

Şekil 4.6'den okunur.



Şekil 4.6 - Gerilme düzeltme faktörü (Y_s) – DIN 3990 Bölüm 3

Yukarıdaki grafikte, eşdeğer kavrama açısı “ $\alpha_n = 20^\circ$ ”, diş dibi kavis yarıçapı “ $\rho_F = 0,375 \cdot m$ ” kabullerinin yapılmış olması gerekir. Her ne kadar α_n ve ρ_F dişli çarklar için pek değişken olmayan değerler de olsalar, farklı hallerde de Şekil 4.6’dan yakın değerler alınabilir.

4.5.21 Kavrama Faktörü (Y_ϵ)

Kuvvetin her zaman dişin en üst noktasından etkemediğini ifade eden, bir başka değişle kuvveti diş profiline yayan faktördür. Kavrama oranına ve helis açısına bağlıdır.

$\epsilon_\beta = 0$ ise, yani düz dişli çarklar için;

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (4.55)$$

$0 < \varepsilon_{\beta} < 1$ ise;

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} - \left(\frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} - 0,375 \right) \cdot \varepsilon_{\beta} \quad (4.56)$$

$\varepsilon_{\beta} > 1$ ise;

$Y_{\varepsilon} = 0,625$ alınır veya ;

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75 \cdot \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (4.57)$$

4.5.22 Helis Açısı Faktörü (Y_{β})

Diş dibi gerilmesi için düz dişli üzerinde yapılan hesapların, helisel dişli için de kullanılabilir hale getirilmesini sağlar. Yan yüz üzerinde bir eğri oluşturan temas çizgisinin etkisini kapsar. Denklem 4.58 ile hesap edilir.

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^{\circ}} \quad (4.58)$$

$\varepsilon_{\beta} > 1$ ise $\varepsilon_{\beta} = 1$ alınır.

$\beta > 30^{\circ}$ ise $\beta = 30^{\circ}$ alınır.

4.5.23 Ömür Faktörü (Y_N)

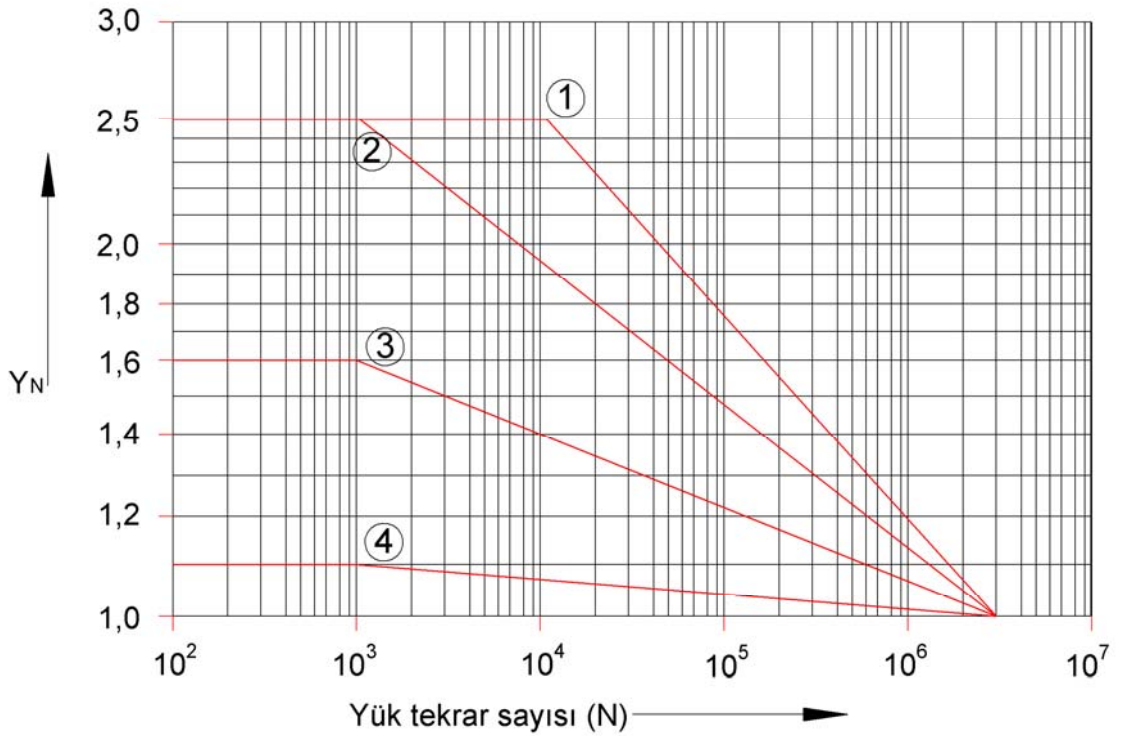
Ömür faktörü Y_N , sonlu ömürde diş dibi dayanımının sürekli mukavemete göre artışını belirler. Y_N , Yük tekrar sayısı, seçilen malze ve ısıl işleme bağlı bir parametredir. Dişli mekanizması sonsuz mukavim olacaksa (Yük tekrarı $N \geq 10^7$), $Y_N = 1$ alınabilir. Belirli yük tekrar sayısı kadar ömür yeterli görülüyor ise Y_N , Şekil 4.7'den okunur.

Yük tekrar sayısı N , Denklem 4.59'dan pratik olarak hesap edilebilir.

$$N = n \cdot 60 \cdot G\ÇS \cdot Y\ÇS \cdot ÖMR \quad (4.59)$$

Parametreler ;

- n : Giriş devir sayısı (dev/dak)
- GÇS : Günlük çalışma süresi (saat)
- YÇG : Yıllık çalışma süresi (gün)
- ÖMR : Dişli çark için öngörülen ömür (yıl)



Şekil 4.7 - Ömür faktörü (Y_N)

1. St, V, GGG (perlitik ve beynitik), GTS (perlitik)
2. Eh, IF
3. NV (nitr.), GGG (ferritik), GG
4. NV (nitrokar.)

St	: Çelik
V	: Islah çeliği
GG	: Yumuşak döküm
GGG	: Küresel grafitli dökme demir(perlitik, beynitik, ferritik yapılı olabilir)
GTS	: Siyah temperlenmiş döküm (perlitik yapı)
Eh	: Sementasyon çeliği
IF	: İndüksiyon veya alevle sertleştirilmiş, çelik veya GGG
NT (nitr.)	: Nitrülenmiş çelik
NV (nitr.)	: Nitrülenmiş ıslah çeliği
NV (nitrokar.)	: Nitrokarbürlenmiş ıslah çeliği

4.5.24 Büyüklük Faktörü (Y_x)

Y_x Büyüklük faktörü malzeme içinde zayıf noktaların dağılımı sonucu büyüklük arttıkça mukavemetin düşeceğini ifade eder. Malzemeye, ısıl işleme, diş ve dişli boyutuna, ısıl işlem derinliği ile diş boyutu arasındaki orana bağlıdır. Değeri 1'e yakındır. Çizelge 4.19'den yaklaşık olarak okunabilir.

Büyüklük faktörü Y_x		
$Y_x = 1,00$	$m_n \leq 5$	Genel
$Y_x = 1,03 - 0,006 \cdot m_n$	$5 < m_n < 30$	Sertleştirilmiş ve normalleştirilmiş ıslah çelikleri
$Y_x = 0,85$	$m_n \geq 30$	
$Y_x = 1,05 - 0,010 \cdot m_n$	$5 < m_n < 25$	Yüzey sertleştirilmesi yapılmış çelikler
$Y_x = 0,80$	$m_n \geq 25$	

Çizelge 4.19 - Büyüklük faktörü Y_x

4.5.25 Göreceli Destek Sayısı (Y_δ)

Göreceli destek sayısı Y_δ , kırılma esnasında diş dibi kavisinde oluşan maksimum gerilmenin, sürekli mukavemet değerinin ne kadar üzerinde olduğunu belirler. Malzemenin çentik hassasiyetini ifade eder ancak malzemeye bağlı değildir. Değeri 1'e çok yakındır. Ender olarak farklı değer alır. $Y_\delta = 1$ olarak seçilir ise emniyetli taraftan kabul yapılmış olur.

4.5.26 Yüzey Pürüzlük Faktörü (Y_R)

Yüzey pürüzlük faktörü Y_R , diş dibindeki radyüsün yüzey özelliklerinin özellikle malzeme ve yüzey pürüzlüğüne bağlı olarak diş dibi mukavemetine olan etkisini belirler. Statik ve dinamik zorlanmalar için farklıdır. Birçok yardımcı parametreden oluşmaktadır. Çentikli ve çentiksiz numune değerleri gerektirmektedir. Diş dibindeki yüzey pürüzlüğünün ölçülmesini gerektirmektedir. Sonuç olarak elde edilen değer 1'e çok yalındır. Çizelge 4.20'den seçilir.

Yüzey pürüzlük faktörü Y_R	
$Y_R = 1,00$	$m_n \leq 8$
$Y_R = 0,98$	$8 < m_n < 16$
$Y_R = 0,85$	$m_n \geq 16$

Çizelge 4.20 - Yüzey pürüzlük faktörü Y_R

4.5.27 Helis Açısı Faktörü ($Z\beta$)

Helisel dişli çarklar için yükün helis açısına bağlı dağılımını temsil eder.

$$Z\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (4.60)$$

4.5.28 Elastiklik Faktörü (Z_E)

Dişli çarkın üretildiği malzemeye bağlı olan faktördür. Pinyon ve döndürülen çarka ait elastiklik modülü E ve poisson oranı ν 'ye bağlıdır. Denklem 4.61'den hesap edilir veya Çizelge 4.21'den tavsiye edilen dişli çark çiftleri için seçilir.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (4.61)$$

Parametreler ;

ν : Poison oranı

E : Elastite modülü N/mm^2

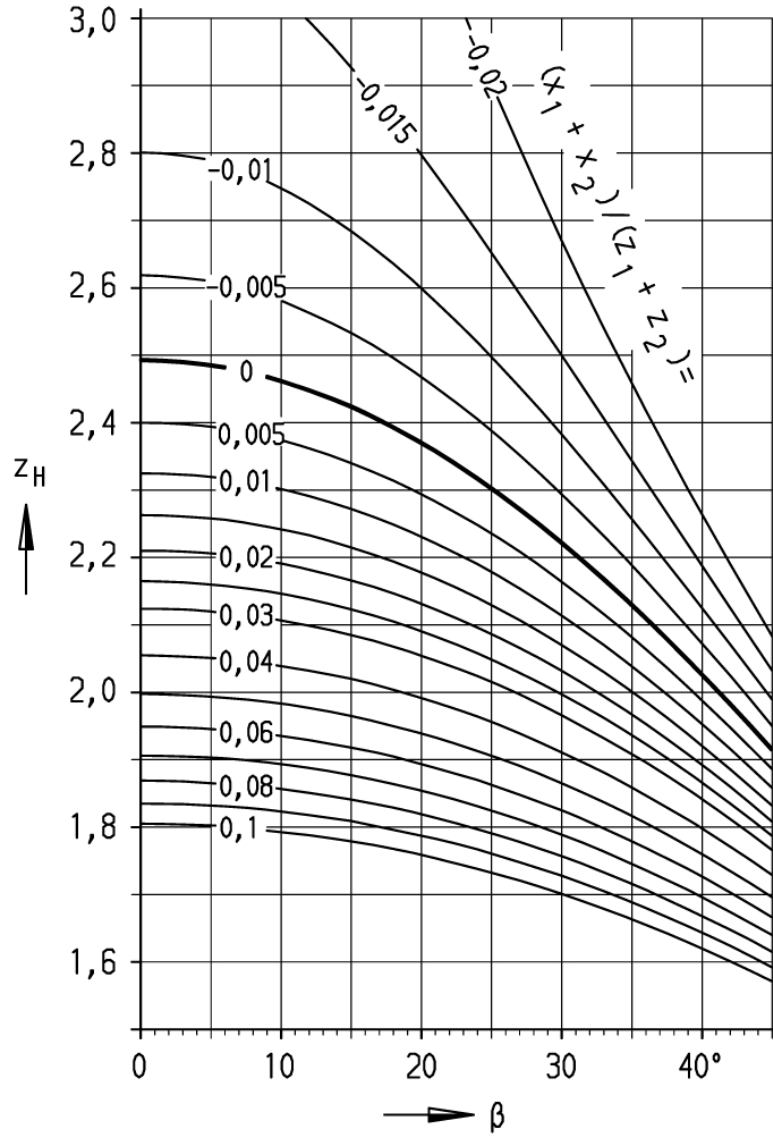
Pinyon				Çark				Malzeme faktörü Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
Malzeme	Sembol	Elastite modülü N/mm ²	Poisson oranı	Malzeme	Sembol	Elastite modülü N/mm ²	Poisson oranı	
Çelik	St	206000	0,3	Çelik	St	206000	0,3	189,8117
				Çelik döküm	GS	202000	0,3	188,878959
				Küresel grafitli dökme demir	GGG	173000	0,3	181,359965
				Kalay-bronz döküm	G-Sn Bz	103000	0,3	154,980604
				Bakır-kalay (kalay-bronz)	Cu Sn	113000	0,3	159,765079
				Lamel grafitli dökme demir	GG	122000	0,3	163,712172
Çelik döküm	GS	202000	0,3	Çelik döküm	GS	202000	0,3	187,959835
				Küresel grafitli dökme demir	GGG	173000	0,3	180,545833
				Lamel grafitli dökme demir	GG	122000	0,3	163,112582
Küresel grafitli dökme demir	GGG	173000	0,3	Küresel grafitli dökme demir	GGG	173000	0,3	173,945189
				Lamel grafitli dökme demir	GG	122000	0,3	158,196302
Lamel grafitli dökme demir	GG	122000	0,3	Lamel grafitli dökme demir	GG	122000	0,3	146,072777
Çelik	St	206000	0,3	Droplast (Nylon)		7850	0,5	56,4305625

Çizelge 4.21 - Elastiklik faktörü Z_E

4.5.29 Bölge Faktörü (Z_H)

Bölge faktörü Z_H , dişli geometrisine bağlı olup yan yüzeylerin eğrilik yarıçapı ile ilişkilidir.

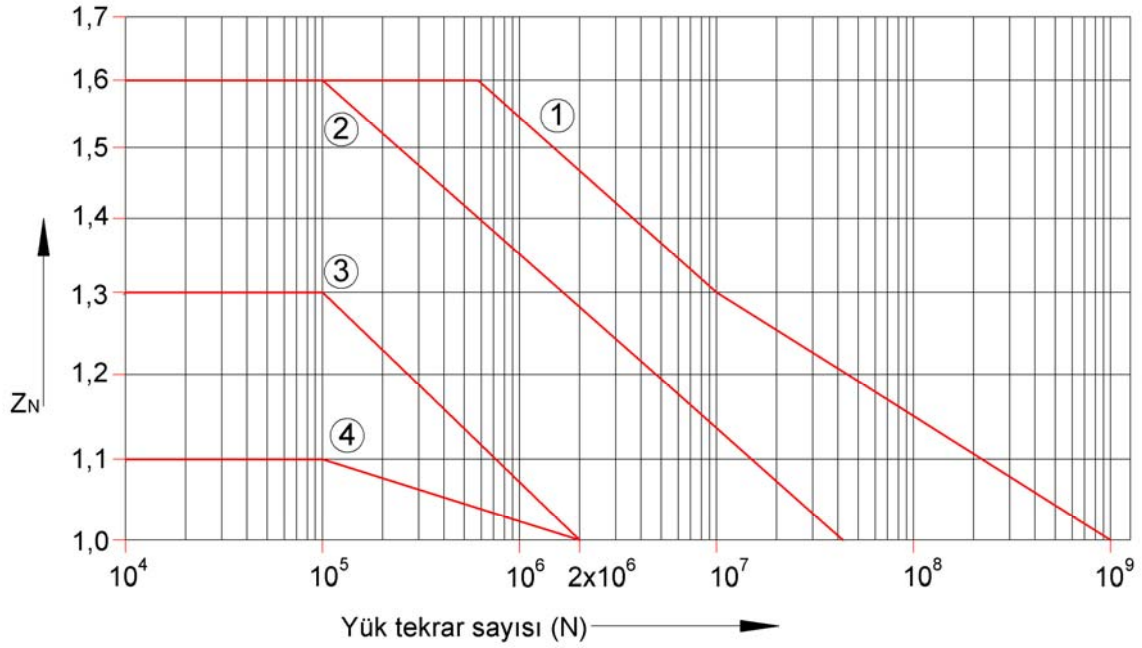
Şekil 4.8'den seçilir.



Şekil 4.8 - Bölge faktörü Z_H

4.5.30 Ömür Faktörü (Z_N)

Sürekli mukavemet isteniyorsa 1, zaman mukavemeti isteniyorsa Şekil 4.9'dan alınır.



Şekil 4.9 - Bölge faktörü Z_H

1. St, V, GGG (perlitik ve beynitik), GTS (perlitik)
2. Eh, IF
3. NV (nitr.), GGG (ferritik), GG
4. NV (nitrokar.)

St : Çelik

V : Islah çeliği

GG : Yumuşak döküm

GGG : Küresel grafitli dökme demir(perlitik, beynitik, ferritik yapılı olabilir)

GTS : Siyah temperlenmiş döküm (perlitik yapı)

Eh : Sementasyon çeliği

IF : İndüksiyon veya alevle sertleştirilmiş, çelik veya GGG

NT (nitr.) : Nitrülenmiş çelik

NV (nitr.) : Nitrülenmiş ıslah çeliği

NV (nitrokar.): Nitrokarbülenmiş ıslah çeliği

4.5.31 Yağlama Faktörü (Z_L)

Yağlama faktörü Z_L , kullanılan yağın viskozitesine bağlıdır. Yağın seçiminde devir, çevre sıcaklığı, redüktör yağ sıcaklığı, çalışma koşulları ve yağ ömrü önem taşımaktadır.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{(1,2 + (134/V_{40}))^2} \quad (4.62)$$

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{(1,2 + (80/V_{50}))^2} \quad (4.63)$$

Parametreler ;

V_{40} : 40°C'deki Yağın nominal kinematik viskozitesi mm^2 / sn . Çizelge 4.22'den

V_{50} : 50°C'deki Yağın nominal kinematik viskozitesi mm^2 / sn . Çizelge 4.22'den

C_{ZL} : Z_L Yağlama faktörü için , $\sigma_{H\lim}$ 'e bağlı yardımcı çarpan.

Eğer, $850N/mm^2 < \sigma_{H\lim} < 1200N/mm^2$ ise;

$$C_{ZL} = \left(0,08 \cdot \frac{\sigma_{H\lim} - 850}{350} \right) + 0,83 \quad (4.64)$$

Eğer, $\sigma_{H\lim} < 850N/mm^2$ ise;

$$C_{ZL} = 0,83 \quad (4.65)$$

Eğer, $\sigma_{H\lim} > 1200N/mm^2$ ise;

$$C_{ZL} = 0,91 \quad (4.66)$$

ISO-VG DIN 51519	Çeşitli sıcaklıklardaki viskoziteler - cSt mm ² /s				(W) Güce göre önerilen	
	20°C	40°C	50°C	100°C	Motor yağları	Motor-araç dişli yağları
5	8	4,6	4	1,5		
7	12	6,8	5	2,0		
10	21	10	8	2,5		
15	34	15	11	3,5	5W	
22	55	22	15	4,5	10W	70-75W
32	88	32	21	5,5		
46	137	46	30	6,5	15-20W	80W
68	219	68	43	8,5		
100	345	100	61	11	30W	85W
150	550	150	90	15	40W	90W
220	865	220	125	19	50W	
320	1340	320	180	24		
460	2060	460	250	30		140W
680	3270	680	360	40		
1000	5170	1000	510	50		
1500	8400	1500	740	65		250W

Çizelge 4.22 – ISOVG, DIN 51519 Yağları ve viskozite değerleri

4.5.32 Hız Faktörü (Z_v)

Kayma hızının dişler arasında yağ filmi oluşturma etkisini ifade eder.

$$Z_v = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad (4.67)$$

Parametreler ;

C_{ZV} : Z_v Hız faktörü için , $\sigma_{H\lim}$ 'e bağlı yardımcı çarpan.

v : Çevresel hız m/s

Eğer, $850N/mm^2 < \sigma_{H\lim} < 1200N/mm^2$ ise;

$$C_{ZV} = \left(0,08 \cdot \frac{\sigma_{H\lim} - 850}{350} \right) + 0,85 \quad (4.68)$$

Eğer, $\sigma_{H\lim} < 850N/mm^2$ ise;

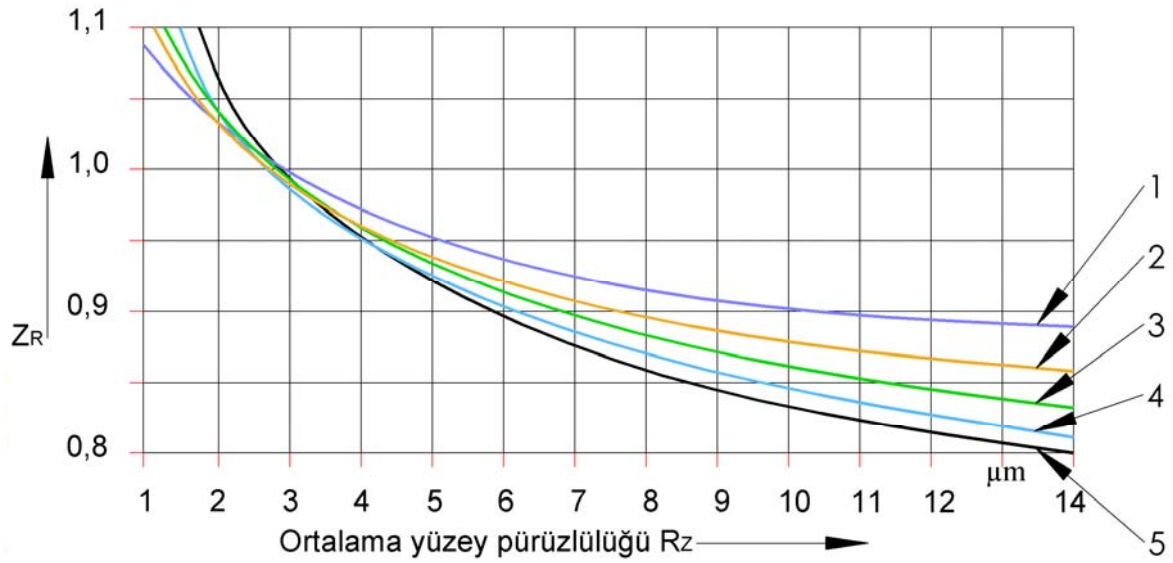
$$C_{ZV} = 0,85 \quad (4.69)$$

Eğer, $\sigma_{H\lim} > 1200N/mm^2$ ise;

$$C_{ZV} = 0,93 \quad (4.70)$$

4.5.33 Yüzey Pürüzlük Faktörü (Z_R)

Yüzey pürüzlük faktörü Z_R , dış yan yüzey özelliklerinin özellikle malzeme ve yüzey pürüzlüğüne bağlı olarak dış yan yüzey mukavemetine olan etkisini belirler. Şekil 4.10'dan okunur.



Şekil 4.10 - Yüzey pürüzlük faktörü Z_R

Parametreler ;

1 : $\sigma_{H\lim} \geq 1200N/mm^2$

2 : $\sigma_{H\lim} = 1100N/mm^2$

3 : $\sigma_{H\lim} = 1000N/mm^2$

4 : $\sigma_{H\lim} = 900N/mm^2$

5 : $\sigma_{H\lim} \leq 850N/mm^2$

$$R_Z : \text{Ortalama yüzey pürüzlüğü } R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \quad (4.71)$$

R_{Z1} : Pinyona ait yüzey pürüzlüğü. Eğer bilinmiyor ise $R_{Z1} = 6,3\mu m$ alınabilir.

R_{Z2} : Döndürülen çarka ait yüzey pürüzlüğü. Eğer bilinmiyor ise $R_{Z2} = 6,3\mu m$ alınabilir.

ISO 1328 - Kalite dereceleri	3	4	5	6	7	8	9	10
Maks. Yüzey pürüzlüğü Rz = max [um]	0,1-0,2	0,4	0,8	1,6	1,6	3,2	6,3	12,5

Çizelge 4.23 - ISO1328 Dişli çarklardaki kalite derecelerine göre müsaade edilen maksimum yüzey pürüzlüğü

4.5.34 Malzeme Çifti Faktörü (Z_w)

Dişli malzemelerinin aynı veya farklı sertlikte oldukları hallerdeki etkileşimlerini ifade eder. Her ikisi de aynı sertlikte olan dişli çifti için $Z_w = 1$ alınır. Diğer halde yumuşak dişlinin Brinell sertliğine göre Denklem 4.72' ile hesap edilir.

$$Z_w = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad (4.72)$$

Parametreler ;

HB : Yumuşak dişlinin Brinell sertliği.Çizelge 3.1'den

Eğer $HB < 130$ ise $Z_w = 1,2$ alınabilir.

Eğer $HB > 470$ ise $Z_w = 1,0$ alınabilir.

4.5.35 Büyüklük Faktörü (Z_X)

Z_X Büyüklük faktörü, pinyona ait malzemeye, ısıl işleme, ve modüle bağlıdır. Değeri 1'e yakındır. Çizelge 4.24'den yaklaşık olarak hesaplanır.

Büyüklük faktörü Z_X		
$Z_X = 1,00$	Tüm modüller (m_n)	Islah çelikleri (V,NV,)
$Z_X = 1,00$	$m_n \leq 10$	Karbürize edilmiş ve indüksiyonla sertleştirilmiş çelikler (IF, NVnitrocar.)
$Z_X = 1,05 - 0,005 \cdot m_n$	$10 < m_n < 30$	
$Z_X = 0,9$	$m_n \geq 30$	
$Z_X = 1,00$	$m_n < 7,5$	Nitrülenmiş çelik (NT)
$Z_X = 1,08 - 0,011 \cdot m_n$	$7,5 < m_n < 30$	
$Z_X = 0,75$	$m_n \geq 30$	

Çizelge 4.24 - Büyüklük faktörü Z_X

4.6 Dişli Çarkların Kapasitelerinin İyileştirme Yöntemleri

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

4.6.1 Profil Kaydırma Yöntemi

Profil kaydırmanın amacı şu şekilde özetlenebilir;

- Alt kesilmeyi önlemek,
- Belirli diş sayısındaki ve standart modüldeki bir dişli çark mekanizmasının arzu edilen eksenler arası mesafesine yerleştirmek,
- Gerek mukavemet ve gerekse yüzey basıncı bakımından dişli çark mekanizmasının yük taşıma kabiliyetini arttırmak,
- Her iki dişli çarkın diş profillerinin izafi kaydırma hızlarını eşit kılmak veya olanak oranında azaltmak,
- Daha sessiz bir çalışma elde etmek için mekanizmanın kavrama oranını büyültmek.

Bir sonraki bölümde açıklanacağı üzere sıfır dişli çark mekanizmaların yanında, profil kaydırma bakımından, sıfır kaydırmalı (V-0) ve kaydır-malı (V) dişli çark mekanizmaları mevcuttur. V-0 dişli mekanizması ile ancak alt kesilme önlenemez. V dişli mekanizması ile yukarıda gösterilen bütün amaçlar gerçekleştirilir.

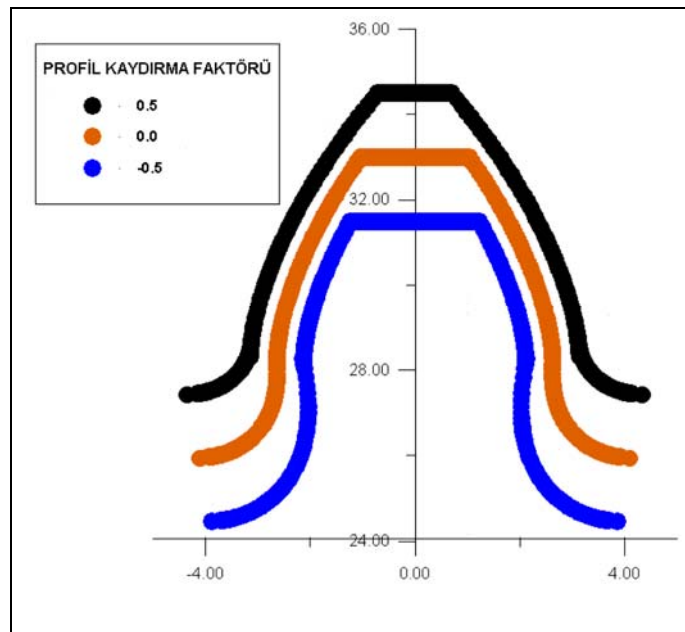
Profil kaydırmada önemli olan mekanizmayı oluşturan dişlilerin, x_1 ve x_2 profil kaydırma faktörlerinin yukarıdaki amaçlara uygun olarak seçilmesidir. Seçim çeşitli yöntemlere dayanarak yapılır. Bu çalışmada Şekil 4.12'den faydalanacağız. Bu diyagramda $z_1 + z_2$ toplam diş sayısına bağlı olarak $x_1 + x_2$ toplam profil kaydırma faktörü verilmektedir. Çeşitli bölgelere ayrılmış olan bu diyagramdan görüldüğü gibi, toplam profil kaydırma faktörü ($x_1 + x_2$) veya profil kaydırma faktörü x büyüdükçe, yük taşıma kabiliyeti artmakta, kavrama oranı ε_α küçülmekte, diş başı kalınlığı s_b küçülmekte, baş boşluğu S_b küçülmektedir. Son üç olay aslında profil kaydırmanın sınırlarını oluşturmaktadır.

Şöyle ki $x_1 + x_2$ veya x öyle seçilmelidir ki aşağıdaki değerleri sağlasın.

- Kavrama oranı $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$
- Diş başı kalınlığı $s_b \geq 0,4 \cdot m$ ($s_b \geq 0,1 \cdot m$)
- Baş boşluğu $S_b \geq 0,2 \cdot m$ ($S_b \geq 0,1 \cdot m$)

(4.73)

Parantez içindeki değerler özel durumlar için geçerlidir.



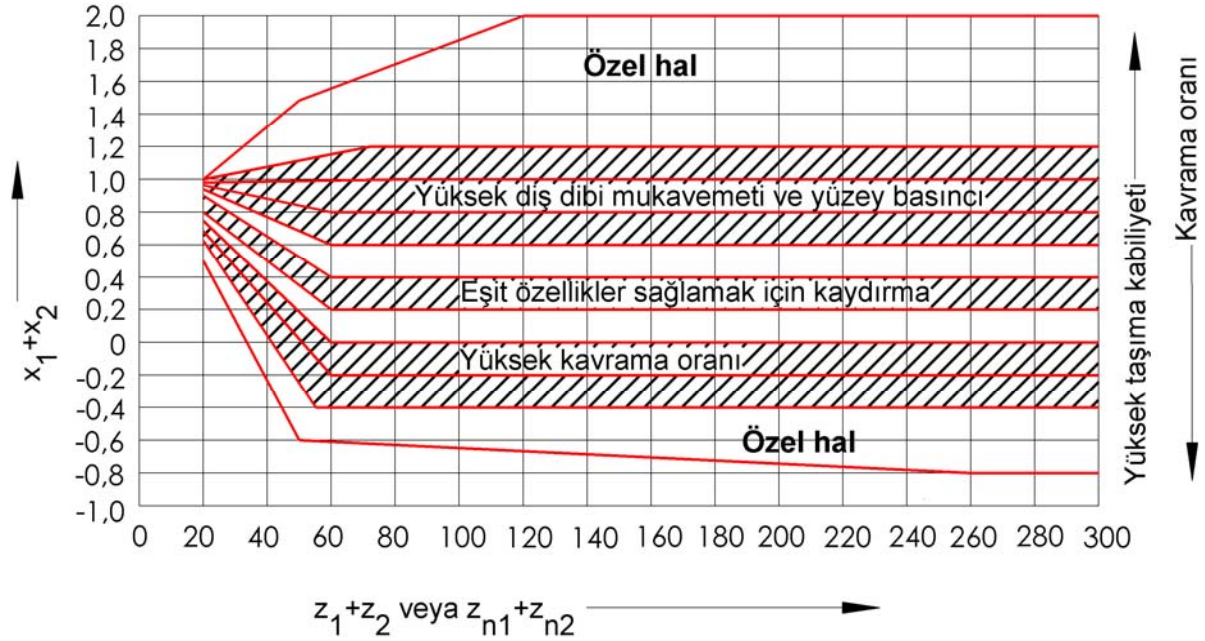
Şekil 4.11 - Profil kaydırma faktöründeki değişimin geometriye etkisi

Profil kaydırmanın üst sınırını sivri tepe, alt sınırını ise alttan kesme tayin etmektedir. Pozitif profil kaydırmada diş taban mukavemeti artmakta, diş ucu sivrileşmektedir. Negatif profil kaydırmada ise diş taban mukavemeti azalmaktadır.

Şekil 4.12'den profil kaydırma faktörünü seçmek için, öncelikle amaçlanan bir bölge tayin edilir ve daha sonra $z_1 + z_2$ 'nin yardımıyla $x_1 + x_2$ bulunur. İkinci aşamada $x_1 + x_2$ değerinin x_1 ve x_2 'ye paylaşılması gelir. Burada $x_1 = x_2 = 0,5 \cdot (x_1 + x_2)$ veya x_1, x_2 den biraz daha büyük alınabilir, ancak bu durumda pinyon dişlisi çok sivri çıkabilir ve dolayısıyla (4.73) koşullarının kontrol edilmesi gerekebilir.

Dişli çarkın yük taşıma kabiliyetini (mukavemet ve yüzey basınç) artırmak için

$x_1 + x_2 = 0,7...1,3$ arasında bulunması gerekir. $x_1 + x_2 \cong 1$ İyi bir sonuç vermektedir. Bu değer eşit olarak paylaşıldığı durumda DIN3992'ye özel bir yeri olan $x_1 = x_2 = 0,5$ mekanizması meydana gelir.



Şekil 4.12 – Toplam profil kaydırma faktörü

Genellikle profil kaydırma yapıldığı durumda, birkaç amaç göz önünde tutulur, örneğin dişli çark mekanizmasını belirli bir eksenler arası mesafesine yerleştirmek için yapılan profil kaydırma, dişlerin daha büyük bir yük taşımalarını veya daha sessiz bir çalışma sağlanmasını da amaçlar.

Pratikte çok rastlanan bir konu, belirli bir eksenel arası mesafeye sahip olan bir çift dişliyi başka bir eksenel arası mesafeye yerleştirmektir.

$$\alpha = \arccos\left(\frac{d_{tem1} + d_{tem2}}{2 \cdot a}\right) \quad (4.74)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{(inv\alpha - inv\alpha_t) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \tan\alpha_n} \quad (4.75)$$

Örneğin eksenler arası mesafesi “a” olan bir mekanizmayı başka bir $a_0 \neq a$ mesafeye yerleştirmek için Denklem 4.74’den eksenler arası mesafe (a) değiştirilebilir ve buna bağlı α bulunur. Denklem 4.75’de α ve diğer bişenler yerine konur. Daha sonra bulunan $x_1 + x_2$ değeri gerektiği gibi paylaşılır.

4.6.1.1 Profil Kaydırma Türüne Göre Dişli Çark Mekanizmalarının Sınıflandırılması

Bir dişli çarkta profil kaydırma hiç yapılmamış olabilir buna göre o dişliye ait profil kaydırma faktörü $x = 0$ olacaktır. Artı (+) yönde profil kaydırma yapılmış olabilir buna göre o dişliye ait profil kaydırma faktörü $x = +...$ olacaktır. Eksi (-) yönde profil kaydırma yapılmış olabilir buna göre o dişliye ait profil kaydırma faktörü $x = -...$ olacaktır.

Eş çalışan dişli çark mekanizmaları için ise yukarıdaki önermelerin kombinasyonları olabilmektedir. Buna göre dişli çark mekanizmaları yapılan profil kaydırma işlemine göre;

- “Sıfır” mekanizmalar,
- “V-0” Sıfır kaydırmalı mekanizmalar,
- “V” Kaydırmalı mekanizmalar olarak sınıflandırılır.

4.6.1.2 Sıfır (0) Dişli Çark Mekanizması

Mekanizma iki sıfır dişli çarktan meydana gelmiştir. Bu durumda her bir dişlinin profil kaydırma faktörü ve mekanizmanın toplam profil kaydırma faktörü;

$$x_1 = 0 ; x_2 = 0 ; x_1 + x_2 = 0 \quad (4.76)$$

olacaktır.

Bu mekanizmalarda taksimat daireleri aynı zamanda yuvarlanma daireleri olmaktadır.

4.6.1.3 (V-0) Sıfır Kaydırmalı Dişli Çark Mekanizması

Bu mekanizma birisi artı diğeri eksi dişliden meydana gelmekle beraber, her bir dişlinin profil kaydırma faktörlerinin mutlak değerleri eşittir. Yani bu durumda;

$$|x_1| = |x_2| ; x_1 = -x_2 ; x_1 + x_2 = 0 \quad (4.77)$$

olacaktır.

4.6.1.4 (V) Kaydırmalı Dişli Çark Mekanizması

Bu mekanizma yukarıdaki iki durumun haricindeki dişlilerden oluşan bir mekanizmadır. Yani bu durumda;

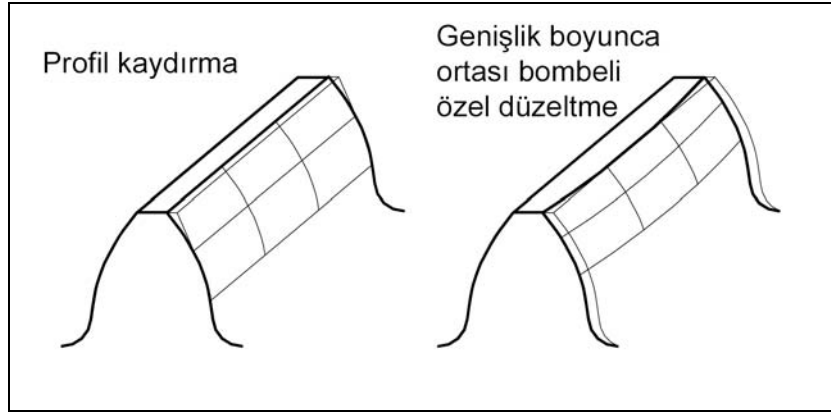
$$x_1 \neq x_2 ; x_1 + x_2 \neq 0 \quad (4.78)$$

4.6.2 Özel Düzeltmeler

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

Genişlik boyutundaki düzeltmeler, Hertz yüzey basıncı bakımından daha iyi temas durumu sağlamak ve daha elverişli bir yağlama ortamı yaratmak amacıyla yapılır. Bu durumda dişliye genişlik boyunca ortası bombeli bir şekil verilir Şekil 4.13

Özel düzeltmelerin miktarı, yükleme durumuna ve diş açan tezgâhın özelliklerine göre tayin edilir.



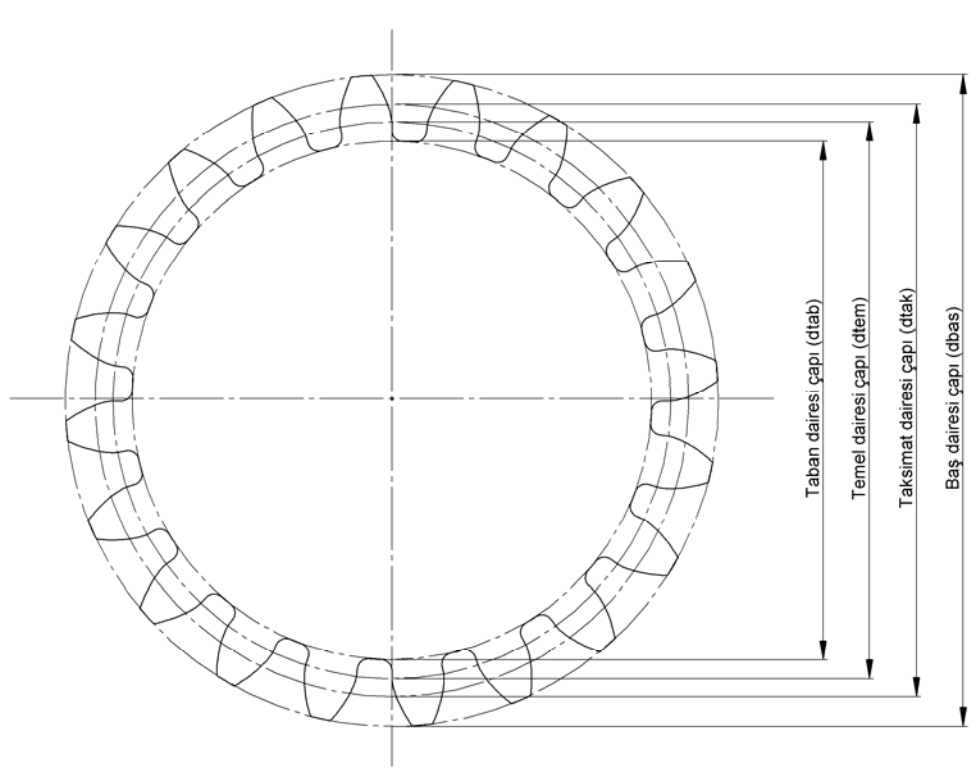
Şekil 4.13 - Profil kaydırma ve özel bir düzeltme örneği

4.7 Düz ve Helisel Dişli Çarkların Boyutsal Hesaplarında Kullanılan Temel Kavramlar

4.7.1 Yuvarlanma (d_{yuv}) Ve Taksimat (Çalışma) Daireleri (d_{tak})

Yuvarlanma daireleri, çalışma sırasında birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlanan dairelerdir. Yuvarlanma dairesi, yalnız çalışma sırasında meydana gelen bir daire olması nedeniyle, dişli çarka değil, dişli çark mekanizmasına ait bir dairedir. Taksimat dairesi ise dişli çarka ait karakteristik bir dairedir. ISO literatüründe taksimat dairesi ile yuvarlanma dairesinin fonksiyonunu ayırt etmek için taksimat dairesine, “referans dairesi” (reference circle), yuvarlanma dairesine “çalışma dairesi” (working pitch circle) adı verilmektedir. Dişli çarklarda esasen iki daire değil, iki silindir birbirleri üzerinde yuvarlanmaktadır. Silindirlerin alın kesiti yuvarlanma dairelerini meydana getirmektedir. Profil kaydırma işlemi yapılmadıkça $\alpha_n = \alpha$ olacaktır dolayısı ile $d_{tak} = d_{yuv}$ olacaktır, Şekil 4.14’de taksimat dairesi d_{tak} görülmektedir. Denklem 4.79’da yuvarlanma dairesi ile taksimat dairesi arasında bağıntı verilmektedir.

$$d_{tak} = d_{yuv} \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha} \quad (4.79)$$



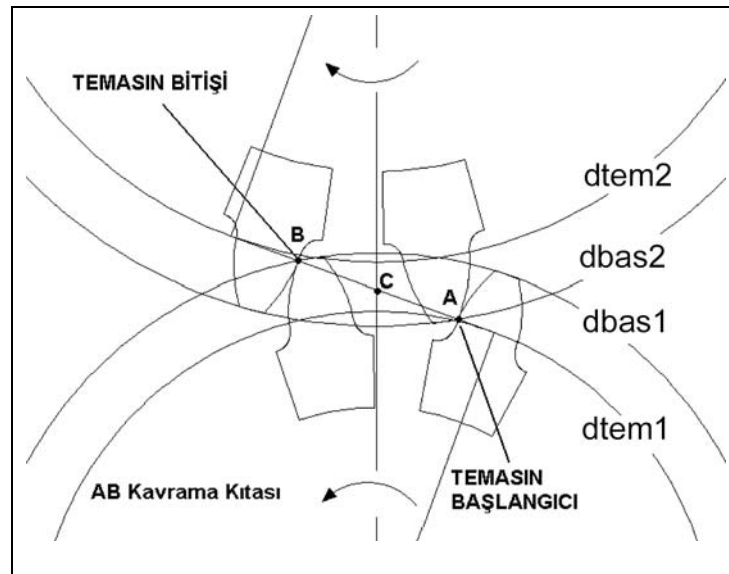
Şekil 4.14 - Alın dişli çarklardaki daireler

4.7.2 Kavrama Doğrusu ve Kavrama Kıtası

Eş profillerin kavraması, döndüren dişlinin diş tabanının döndürülen dişliye ait dişin en baş noktası (A noktası Şekil 4.15) ile temasa geçtiği anda başlar ve döndüren dişlinin diş başının (B noktası Şekil 4.15) döndürülen dişliye ait diş tabanını terk etmesiyle sona erer. Böylece eş profillerin temas yerleri kavrama eğrisi denilen bir eğri meydana getirirler. Evolvent dişli çarklarda bu eğri bir doğru olur ve “kavrama doğrusu” adını taşır. Bu doğru, evolventi meydana getiren ana doğrunun ta kendisi olduğundan her iki çarkın temel dairelerine teğettir (Şekil(5.10)’daki T1 ve T2 noktaları).

Kavrama doğrusunun her iki baş dairesi arasında kalan ve asıl kullanılan AB uzunluğuna “kavrama kıtası” adı verilir. Merkezler doğrusu ile yuvarlanma dairelerinin ortak teğetinin keşiştiği C noktasına “yuvarlanma noktası” denir. Kavrama kıtasının AC kısmına “giriş kısmı”, CB kısmına “çıkış kısmı” ve bu kısımlara karşılık gelen açılara “giriş ve çıkış açıları” denir.

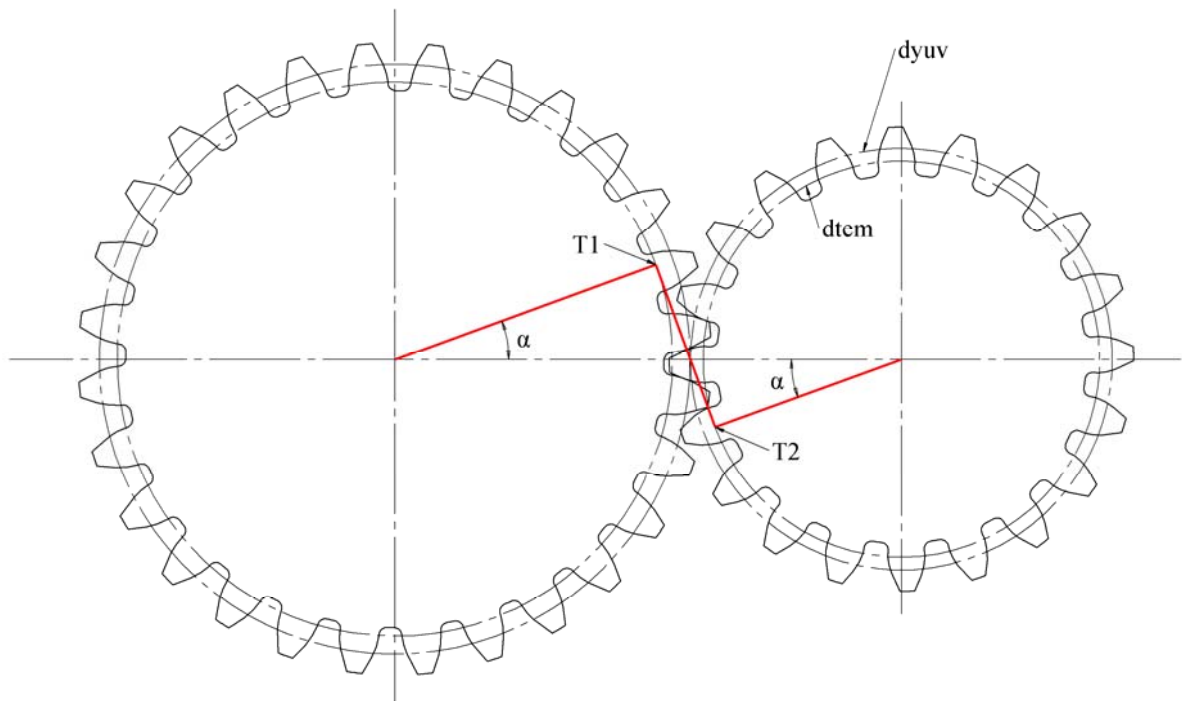
Geometrik olarak kavramanın başlangıcını gösteren A noktası, döndürülen dişliye ait baş dairesinin kavrama doğrusu ile kavramanın sona erdiğini belirten B noktası ise, döndüren dişlinin baş dairesinin kavrama doğrusu ile keşiştiği noktadır.



Şekil 4.15 - Kavrama kıtası

4.7.3 Kavrama Açısı ($\alpha, \alpha_n, \alpha_t$)

Yuvarlanma dairesindeki kavrama açısı α , Şekil 4.16'den görüleceği üzere kavrama doğrusu $|T1T2|$ ile yuvarlanma dairelerinin (d_{yuv}) ortak teğeti arasındaki açı olarak tanımlanmıştır. Dişli çarkın karakteristik bir değeridir. Denklem 4.80 ile α_n ve α_t ye bağlı olarak hesaplanabilir. α_n , Taksimat dairesindeki normal kavrama açısını temsil eder. α_n 'in değeri standarttır. Çizelge 4.83'den seçilir fakat genel olarak $\alpha_n = 20^\circ$ kabul görmüştür. α_t , Taksimat dairesindeki β helis açısına bağlı kavrama açısıdır dolayısı ile helisel dişli çarklar için geçerlidir. α_t , Denklem 4.82'den α_n 'e bağlı olarak hesap edilir.



Şekil 4.16 - Kavrama açısı α

$$inv\alpha = inv\alpha_t + 2 \cdot \tan\alpha_n \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \quad (4.80)$$

$$invA = \tan A - \frac{\pi \cdot A}{180} \quad (\text{inv fonksiyonu; } A \text{ derece cinsindedir.}) \quad (4.81)$$

$$\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} \quad \text{veya} \quad \alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right) \quad (4.82)$$

α _n (derece)						
14,5	15	17,5	20	22,5	25	30

Çizelge 4.25 - α_n, Taksimat dairesindeki normal kavrama açısı standart değerleri

Denklem 4.80'e dikkat edilirse, eğer profil kaydırma işlemi yapılmamış ise

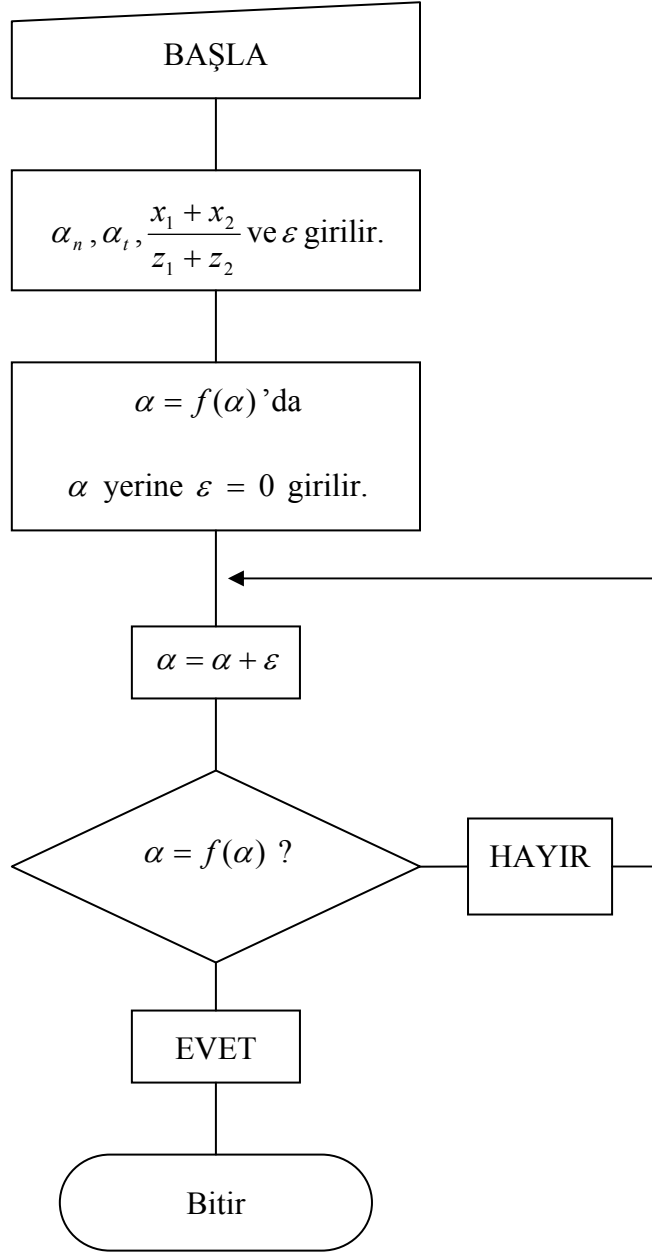
$$2 \cdot \tan \alpha_n \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = 0 \quad (4.83)$$

olacağından, $\text{inv} \alpha = \text{inv} \alpha_t$, yani $\alpha = \alpha_t$ 'den kavrama açısı α 'yı kolayca hesap edebiliriz.

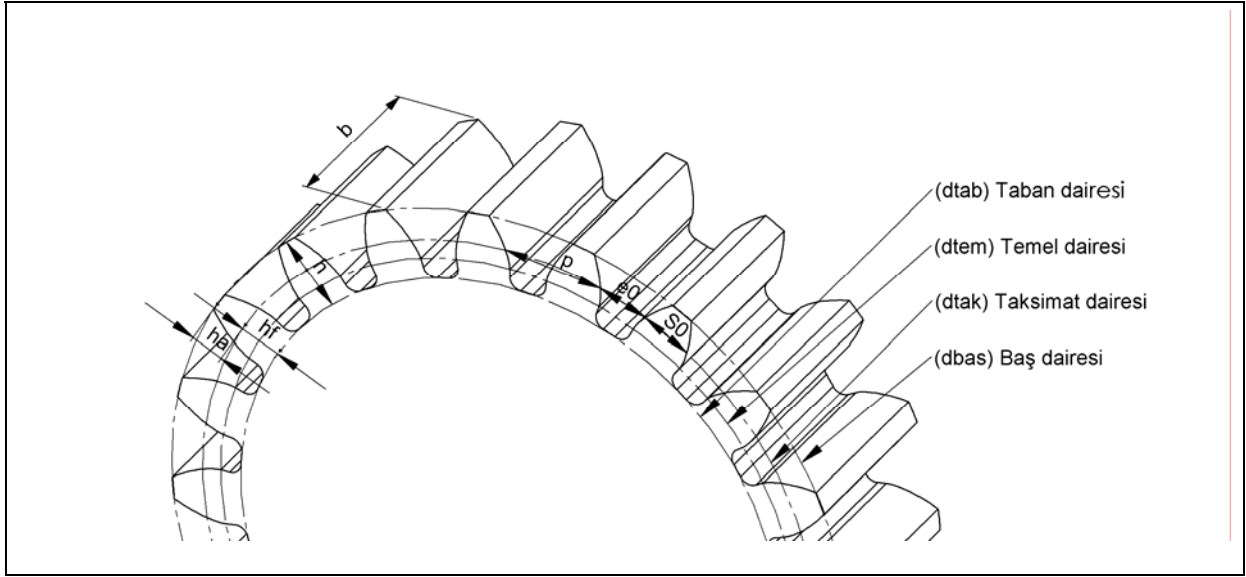
Fakat profil kaydırma varsa $\text{inv}(\alpha)$ fonksiyonunu göz önüne almamız gerekecektir. $\text{inv}(\alpha)$ fonksiyonu α 'ya ait iki bilinmeyenden oluştuğu için bu denklemin çözümünde yani α 'yı bulabilmek için yaklaşım yöntemi kullanılarak Excel de bir alt program hazırlandı. Öncelikle denklem aşağıdaki forma getirildi.

$$\alpha = 180 \cdot \frac{(\tan \alpha - (\tan \alpha_t - \frac{\pi \alpha_t}{180} + 2 \cdot \tan \alpha_n \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}))}{\pi} \quad (4.84)$$

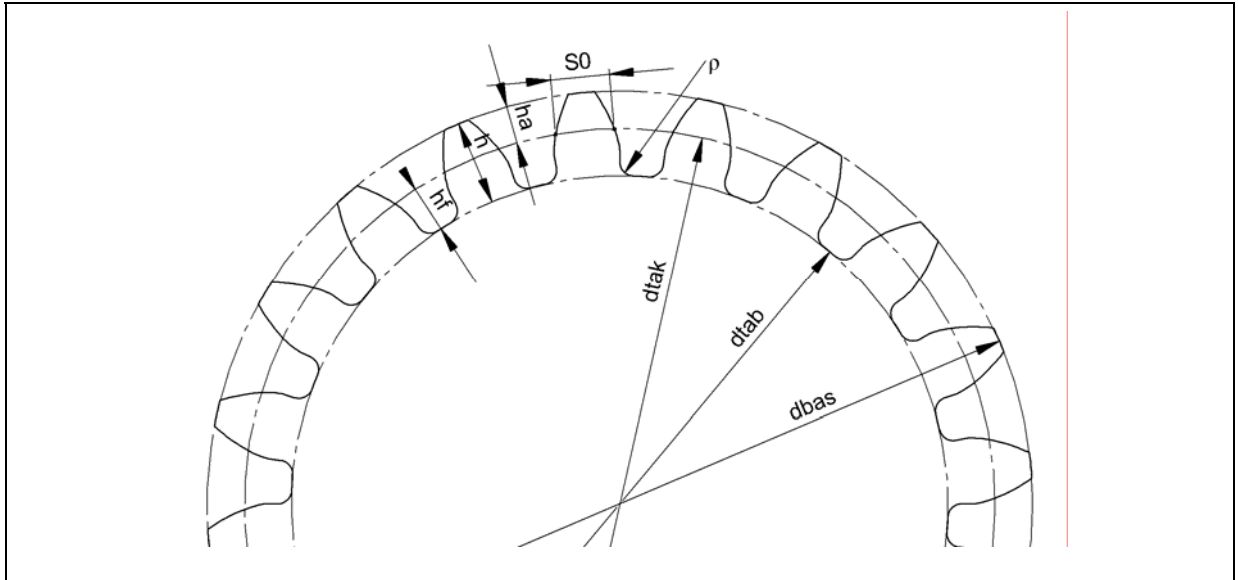
Burada α_n, Çizelge 4.25'den ve α_t de Denklem 4.82'den bulunabilceği için α, α ve tan α 'ya bağlı olarak formüle edilmiş olur. Kavrama açısı α'yı hesaplayan bu alt programda kullanıcının karar vereceği ε (epsilon) atışları ile yaklaşım yapılmıştır. Aşağıda akış diyagramı ile gösterilmiştir.



Şekil 4.17 - Yuvarlanma dairesindeki kavrama açısı α 'nın bulunması için yazılan alt programın akış diyagramı.



Şekil 4.18 - Dişli arka ait temel büyüklükler 1



Şekil 4.19 - Dişli arka ait temel büyüklükler 2

4.7.4 Taksimat Dairesi Çapı

$$d_{tak1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_n}{\cos \beta} \quad (4.85)$$

4.7.5 Temel Dairesi Çapı

$$d_{tem1,2} = d_{tak1,2} \cdot \cos \alpha_t = d_{yuv1,2} \cdot \cos \alpha \quad (4.86)$$

4.7.6 Yuvarlanma Dairesi Çapı

$$d_{yuv1,2} = \frac{d_{tak1,2} \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha}$$

4.7.7 Baş Dairesi Çapı

$$d_{bas1,2} = d_{tak1,2} + 2 \cdot m \cdot (1 + x_{1,2}) \quad (4.87)$$

4.7.8 Taban Dairesi Çapı

$$d_{tab1,2} = d_{tak1,2} - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_{1,2}) \quad (4.88)$$

4.7.9 Eksenler Arası Mesafe

$$a = \frac{d_{yuv1} + d_{yuv2}}{2} \quad (4.89)$$

4.7.10 Baş Yüksekliği

$$h_a = m \cdot (1 + x_{1,2}) \quad (4.90)$$

4.7.11 Taban Yüksekliği

$$h_f = m \cdot (1,25 - x_{1,2}) \quad (4.91)$$

4.7.12 Diş Yüksekliği

$$h = h_a + h_f \quad (4.92)$$

4.7.13 Taksimat (Adım)

$$p = \pi \cdot m \quad (4.93)$$

4.7.14 Dış Kalınlığı

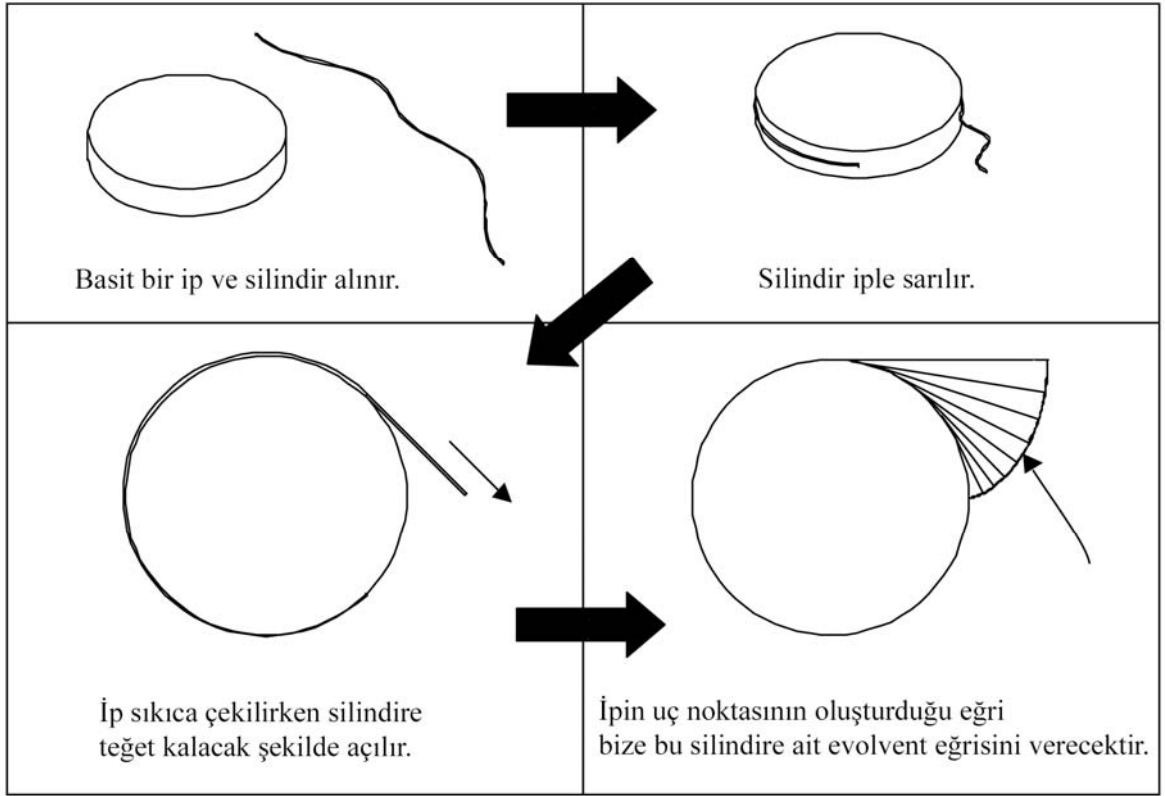
$$\delta_0 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha_t \quad (4.94)$$

4.7.15 Dış Genişliği

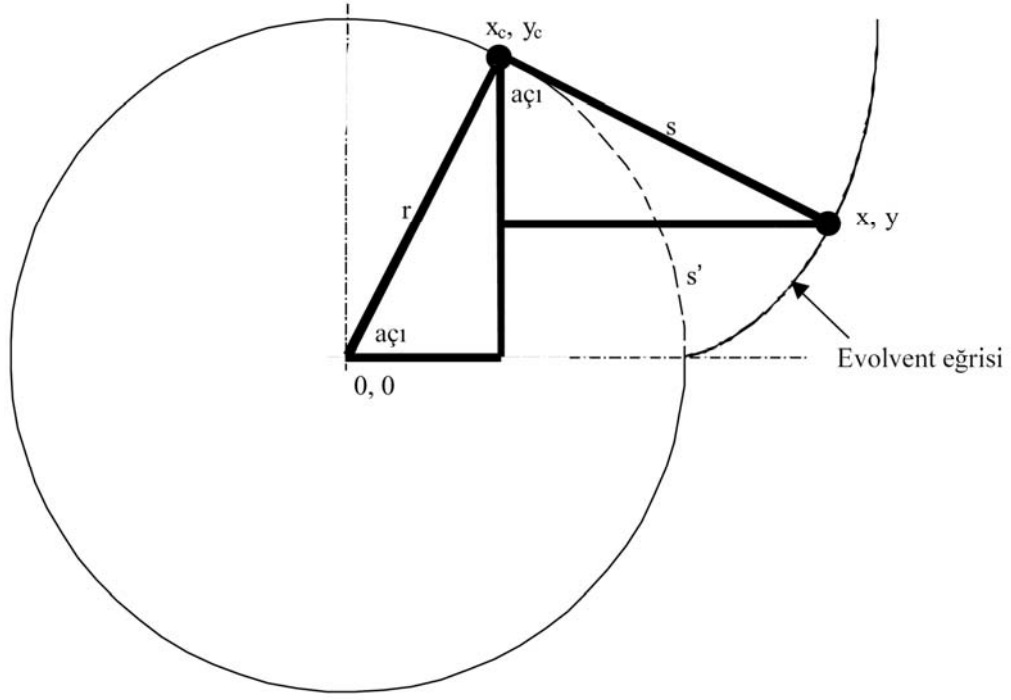
$$b = \psi_d \cdot d \quad (4.95)$$

4.8 Dişli Çark Geometrisinin Oluşturulması

Modül hesabı yapıldıktan sonra $d_{tem1,2}$ temel dairesi çizilir. Daha sonra temel dairesinden başlayarak evolvent diş profili oluşturulur. Evolvent eğrisi dişlilerin birbiri üzerinde kaymadan yuvarlanma yaptığı bir eğridir. Basitçe şekil 4.20 de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 - Evolvent eğrisinin oluşturulması 1

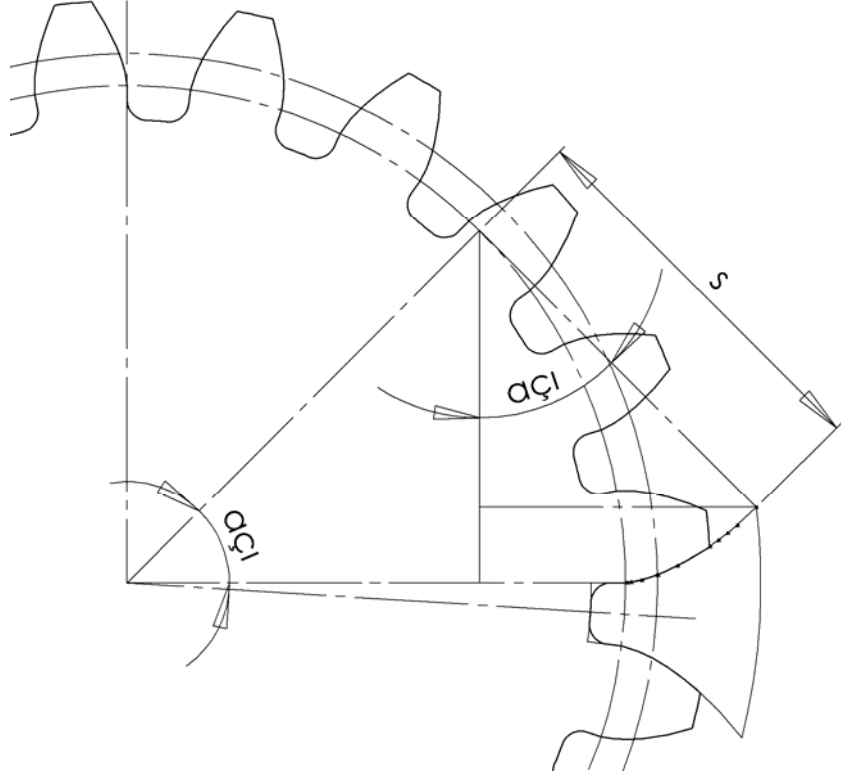


Şekil 4.21 - Evolvent eğrisinin oluşturulması 2

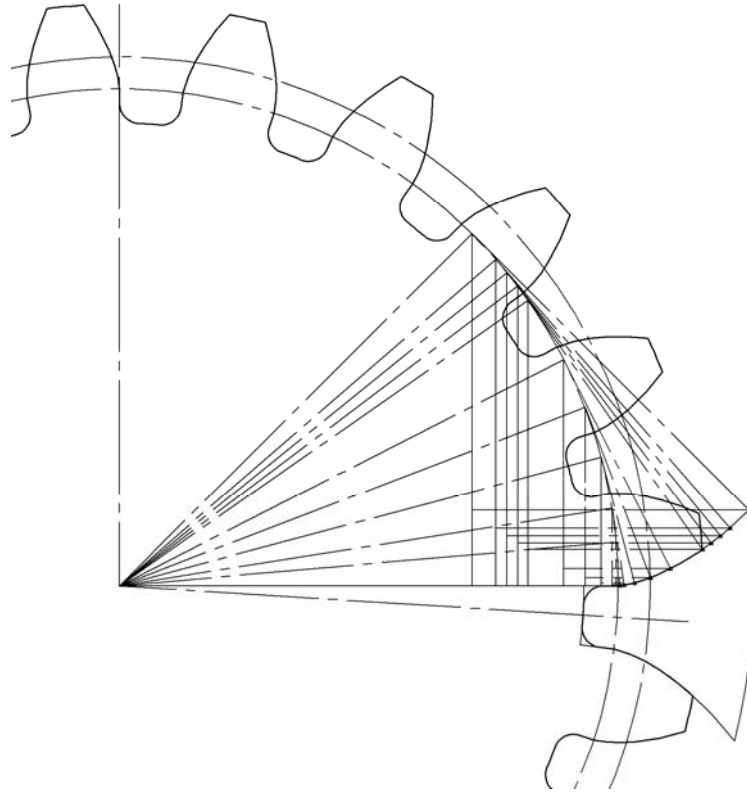
Evolvent eğrisini bir fonksiyona bağlamak için iki değişken yeterlidir. Birincisi açı ikincisi s uzunluğu. Şekil 4.21'de kesikli çizgiyle gösterilmiş s' yolu esasında s uzunluğu kadardır. Buradan

$$s = d_{tem} \cdot \pi \cdot \text{açı} / 360 \quad (4.96)$$

Olarak bulunur.



Şekil 4.22 - - Evolvent eğrisinin oluşturulması 3 (Solidworks programında temel dairesi üzerine)



Şekil 4.23 - Evolvent eğrisinin oluşturulması 4

10 adet referans alınmış noktayı bir eğri ile tamamlayıp kapalı bir kontür oluşturduktan sonra kes-çıkart ile diş oyulur daha sonra diş sayısına göre kes-çıkart işlemi dairesel olarak tekrarlatılır.

5. DIŞLİ ÇARK TASARIM PROGRAMI

Dişli çark tasarım programı MSeExcel formatında hazırlanmıştır.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1		Tanım	Sembol	Pinyon	Döndürülen Çark	Birim									
2		Girdiler													
3		İletilen Güç	P	5,5	5,2283	kw									
4		Döndürme Momenti	M _b	36,22146981	103,2963876	Nm									
5		Yatak verimi	η _y	0,97											
6		Mekanizma Verimi	η _{1,2}	0,98											
7		Devir Sayısı	n	1450	483,3	d/d									
8		Çevrim Oranı	i	3											
9		Diş Sayısı	z	24	72	adet									
10		Eşdeğer Diş Sayısı	z _n	27,02006134	81,06018403										
11		Ömür	N	2,E+07	1,E+07	saat									
12		Malzeme		Seçimlik malzeme	Seçimlik malzeme	M1-Seç	M2-Seç								
13		Elastite modülü	E	206000	206000	N/mm ²									
14		Poison Oranı	ν	0,3	0,3										
15		Diş Dibi Gerilme Lim.	σ _{F_{lim}}	300	300	N/mm ²									
16		Yan Yüzey Gerilme Lim.	σ _{F_{lim}}	400	400	N/mm ²									
17		Diş Sertliği (Yanak)	HV	200	200	HV									
18		Diş Sertliği (Çekirdek)	HV	200	200	HV									
19		Güvenlik Faktörü	S _F	3											
20		Güvenlik Faktörü	S _H	1,5											
21		Kalite		7											
22		Genişlik Faktörü Ψ _d		0,8											
23		Açılara Bağlı Büyüklükler													
24		Helis Açısı (taksimat dai.)	β	16		*(Derece)									
25		Helis Açısı (temel dai.)	β _b	16		*(Derece)									
26		Kavrama Açısı	α	20,73857148		*(Derece)									

$$z_{x1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^2 \beta_a \cdot \cos \beta}$$

Şekil 5.1 - Dişli çark tasarım programı 1

Program aşağıdaki baőlıklardan oluşmaktadır.

1. Girdiler
2. Açılara bağlı büyüklükler
3. Ön boyutlandırma
4. Diş dibine göre modül hesabı
5. Yan yüzey basıncına göre modül hesabı
6. Mekanizmaya ait gerçek değerler
7. Geometrik büyüklükler

Şekil 5.1’de görüleceği üzere gerekli parametreye ait değer değiştirileceği zaman seç butonuna basılarak o parametreye ait yardımcı sayfalara yönlendirilmektedir.

Örneğin malzeme 1. dişli çark için seç butonuna bastığımızda aşağıdaki sayfa görüntüsüne ulaşırız.

Pinyona ait seçilen malzeme										TAMAM
Seçimlik malzeme										
No	Malzeme	Açıklama	İşlem	Yan Yüze Ölçümü	Diğ Gerilme	Elastite modülü N/mm ²	Poisson Oranı	Diğ Sertliği (Çekirdek)	Diğ Sertliği (Yanak)	
1	Seçimlik malzeme	yok	yok	400	300	206000	0,3	200	200	
2	Seçimlik malzeme	yok	yok	400	300	206000	0,3	200	200	
3	Seçimlik malzeme	yok	yok	400	300	206000	0,3	200	200	
4	Seçimlik malzeme	yok	yok	400	300	206000	0,3	200	200	
5	GGG-60	Küresel grt. ösk. dem.	1	430	315	169000	0,2	190	190	
6	GGG-70	Küresel grt. ösk. dem.	1	510	325	169000	0,2	230	230	
7	GGG-60	Küresel grt. ösk. dem.	Var	550	345	169000	0,2	250	250	
8	GS-52	Çelik döküm	1	420	300	206000	0,3	150	150	
9	GS-60	Çelik döküm	1	480	336	206000	0,3	180	180	
10	36 Mn 5	Aşamli çelik döküm	1	540	372	206000	0,3	210	210	
11	36 Mn 5	Aşamli çelik döküm	Var	560	384	206000	0,3	220	220	
12	GS - 17CrMoV5 11	Aşamli çelik döküm	1	520	360	206000	0,3	200	200	
13	GS - 17CrMoV5 11	Aşamli çelik döküm	Var	610	414	206000	0,3	245	245	
14	St50 - 2	İmatat çeliği	Yok	370	330	206000	0,3	150	150	
19	St52 - 3 (DIN 17120)	İmatat çeliği	Yok	380	336	206000	0,3	155	155	
20	St60 - 2 (DIN 652/2)	İmatat çeliği	Yok	420	360	206000	0,3	175	175	
21	St70 - 2	İmatat çeliği	Yok	480	396	206000	0,3	205	205	
22	Ck 45	Karbonlu imalat çeliği	1	430	356	206000	0,3	155	155	
23	Ck 45	Karbonlu imalat çeliği	Var	530	410	206000	0,3	200	200	
24	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	1	520	410	206000	0,3	200	200	
25	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	Var	590	452	206000	0,3	235	235	
26	37 Cr 4	Aşamli imalat çeliği	Var	690	512	206000	0,3	285	285	
27	42 CrV 6	Aşamli imalat çeliği	Var	720	530	206000	0,3	300	300	
28	31 NiCr 14	Aşamli imalat çeliği	Var	700	518	206000	0,3	280	280	
29	GS-60	Çelik döküm	2	1140	316	206000	0,3	180	600	
30	36 Mn 5	Çelik döküm	2	1140	352	206000	0,3	210	600	
31	Ck 50	Karbonlu imalat çeliği	2	1140	390	206000	0,3	200	600	
32	37 Cr 4	Aşamli imalat çeliği	2	1140	450	206000	0,3	250	600	
33	42 CrV 6	Aşamli imalat çeliği	2	1180	528	206000	0,3	315	800	
34	42CrV6	Aşamli imalat çeliği	3	1160	705	206000	0,3	315	800	
35	34CrNiMo6	Aşamli imalat çeliği	3	1160	705	206000	0,3	300	800	
36	34CrNiMo6	Aşamli imalat çeliği	3	1060	655	206000	0,3	300	500	
37	42MnV7	Aşamli imalat çeliği	5	930	580	206000	0,3	250	550	
38	30CrV9	Aşamli imalat çeliği	5	1180	705	206000	0,3	250	800	
39	30CrMoV9	Aşamli imalat çeliği	5	1180	705	206000	0,3	250	800	
40	34CrNiMo6	Aşamli imalat çeliği	5	1180	730	206000	0,3	300	750	
41	37 Cr 4	Aşamli imalat çeliği	4	1288	740	206000	0,3	485	615	
42	Ck 10	Karbonlu imalat çeliği	4	1210	500	206000	0,3	135	650	
43	Ck 15	Karbonlu imalat çeliği	4	1210	500	206000	0,3	150	650	
44	16MnCr5	Aşamli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	250	650	
45	35CrMo4	Aşamli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	285	650	
46	15NiCr5	Aşamli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	285	650	
47	14NiCr14	Aşamli imalat çeliği	4	1270	700	206000	0,3	300	650	
48	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	4	800	650	206000	0,3	235	235	
49	Ck 60	Karbonlu imalat çeliği	4	800	650	206000	0,3	235	235	
50	Ck 50	Karbonlu imalat çeliği	4	1140	605	206000	0,3	200	600	
51	37 Cr 4	Aşamli imalat çeliği	4	1140	605	206000	0,3	250	600	
52	GG-20	Lamel grt. ösk. dem.	1	340	95	91000	0,25	200	200	
53	GG-25	Lamel grt. ösk. dem.	1	350	105	105000	0,25	220	220	

Şekil 5.2 - Dişli çark tasarım programı 2

Gelen yardımcı sayfalarda işlemler genellikle otomatik olarak yapılandırıldı. Örnek olarak malzeme seçiminde, istediğimiz malzemeye tek tıklama ile seçim işlemini tamamlayabiliriz. Sayfanın üst kısmında bir etiket bize hangi malzemeyi seçtiğimizi gösterecektir. Tamam butonu ile ana sayfaya geri döneriz.

Dişli çark programında değerler yukarıdan aşağıya doğru sırasıyla girilir. Ana sayfanın en alt kısmında dizayn butonu mevcuttur.

A	B	C	D	E	F
62	Diş Gen. Yük Dağılım Fak.	K _{Hβ}	1,279042168		
63	Çevresel Yük Dağılım Fak.	K _{Hα}	1,1		
64		Sonuç	Standart değer		
65	Yan Yüzeye Göre Modül	m _n	2,631124237	3	Seç
66	Mekanizmaya Ait Gerçek Değerler				
67	Seçilen Normal Modul	m _n	3		mm
68	Teğetsel dış Kuvveti (ön boyut)	F _t	967,1753193		N
69	Çevresel Yük	W _t	26,23921149		N/mm
90	Çevresel Hız (ön boyut)	v	5,686662894		m/sn
91	Geometrik Büyüklükler				
92	Taksimat Dairesi Çapı	dtak	74,90155938	224,7046781	mm
93	Temel Dairesi Çapı	dtem	70,04837725	210,1451317	mm
94	Yuvarlanma Dairesi Çapı	d _{yuv}	74,90155938	224,7046781	mm
95	Baş Dairesi Çapı	dbas	80,90155938	230,7046781	mm
96	Taban Dairesi Çapı	dtab	67,40155938	217,2046781	mm
97	Eksenler Arası Mesafe	a	149,8031188		mm
98	Baş Yüksekliği	h _a	3	3	mm
99	Taban Yüksekliği	h _f	3,75	3,75	mm
100	Diş Yüksekliği	h	6,75	6,75	mm
101	Adım (Taksimat)	p	9,424777961	9,424777961	mm
102	Diş Kalınlığı	S ₀	4,71238898	4,71238898	mm
103	Diş Genişliği	b	59,92124751	179,7637425	mm

Formüller:

$$m_n = \frac{\cos \beta}{z_1} \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H \cdot Z_\beta \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta}{\sigma_{Hmax}} \right)^3 \cdot \frac{2 \cdot M_b \cdot 10^3 \cdot i + 1}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$$

$$d_{tak1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_n}{\cos \beta}$$

$$d_{tem1,2} = d_{tak1,2} \cdot \cos \alpha_i = d_{yuv1,2} \cdot \cos \alpha$$

$$d_{bas1,2} = d_{tak1,2} + 2 \cdot m \cdot (1 + x_{1,2})$$

$$d_{tab1,2} = d_{tak1,2} - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_{1,2})$$

$$h_a = m \cdot (1 + x_{1,2})$$

$$h_f = m \cdot (1,25 - x_{1,2})$$

$$h = h_a + h_f$$

$$p = \pi \cdot m$$

$$S_0 = \frac{\pi \cdot m}{2} \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha_i$$

Şekil 5.3 - Dişli çark tasarım programı 3

Dizayn butonuna bastığımızda program öncelikle β açısına “0”dan farklı bir değer girilip girilmediğine bakar. Bunun anlamı ise düz dişlimi dizayn edecek yoksa helis dişlimi? Ayırımını yapması içindir. Bize bir mesaj kutusu ile uyarı verecektir. (Şekil 5.4)

The screenshot shows a Microsoft Excel spreadsheet titled 'Microsoft Excel - tez.xls'. The spreadsheet is divided into several sections:

- 82-83:** Diş Gen. Yük Dağılım Fak. (KHβ) = 1,279042168; Çevresel Yük Dağılım Fak. (KHα) = 1,1.
- 84:** Sonuç and Standart değer.
- 85:** Yan Yüze Göre Modül (m_n) = 2,631124237; Seç = 3.
- 86:** Mekanizmaya Ait Gerçek Değerler.
- 87-90:** Seçilen Normal Modül (m_n) = 3 mm; Teğetsel dış kuvveti (ön boyut) (F_t) = 967,1753193 N; Çevresel Yük (W_t) = 26,23921149 N/mm; Çevresel Hız (ön boyut) (v) = 5,686662894 m/sn.
- 91:** Geometrik Büyüklükler.
- 92-96:** Taksimat Dairesi Çapı (d_{tak}) = 74,90155938 mm; Temel Dairesi Çapı (d_{tem}) = 70,04837725 mm; Yuvarlanma Dairesi Çapı (d_{yuv}) = 74,90155938 mm; Baş Dairesi Çapı (d_{bas}) = 80,90155938 mm; Taban Dairesi Çapı (d_{tab}) = 67,40155938 mm.
- 97-103:** Eksenler Arası Mesafe (a) = 149,8031188 mm; Baş Yüksekliği (h_a) = 3 mm; Taban Yüksekliği (h_r) = 3,75 mm; Dış Yüksekliği (h) = 6,75 mm; Adım (Taksimat) (p) = 9,424777961 mm; Dış Kalınlığı (S₀) = 4,71238898 mm; Dış Genişliği (b) = 59,92124751 mm.

Mathematical formulas are visible on the right side of the spreadsheet:

$$m_x = \frac{\cos \beta}{z_1} \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{Z_H \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\beta}{\sigma_{Hmax}} \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot M_{t1} \cdot 10^3 \cdot i + 1}{\psi_d} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$$

$$d_{tak1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_x}{\cos \beta}$$

$$d_{tak1,2} \cdot \cos \alpha_i = d_{yuv1,2} \cdot \cos \alpha$$

$$d_{tak1,2} + 2 \cdot m \cdot (1 + x_{1,2})$$

$$d_{tak1,2} - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_{1,2})$$

$$h_a = m \cdot (1 + x_{1,2})$$

$$h_f = m \cdot (1,25 - x_{1,2})$$

$$h = h_a + h_f$$

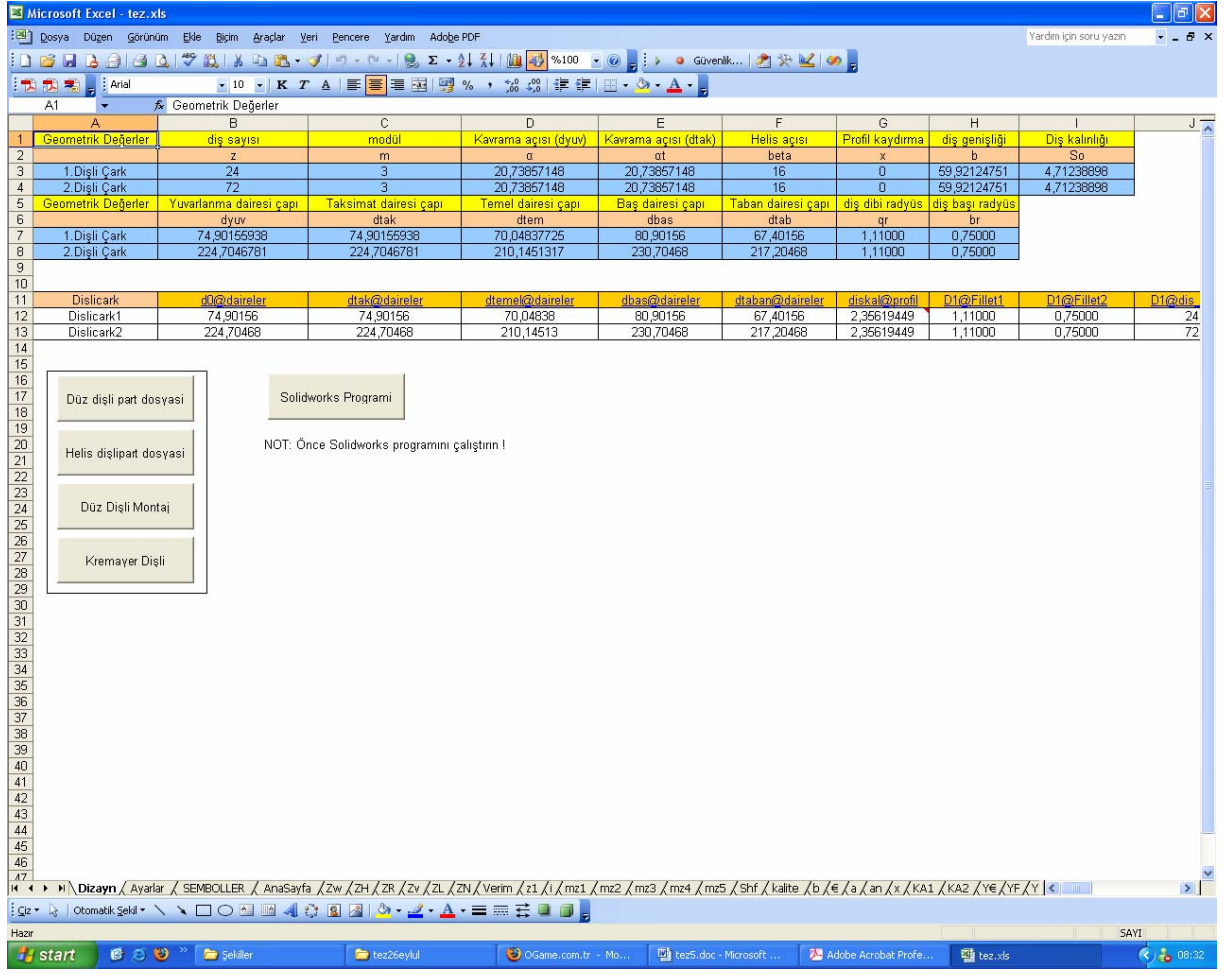
$$p = \pi \cdot m$$

$$\delta_0 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha_i$$

A dialog box is open, asking to edit helical gear design parameters. A text box on the right contains the warning 'Düz veya helis uyarı yazısı'.

Şekil 5.4 - Dişli çark tasarım programı 4

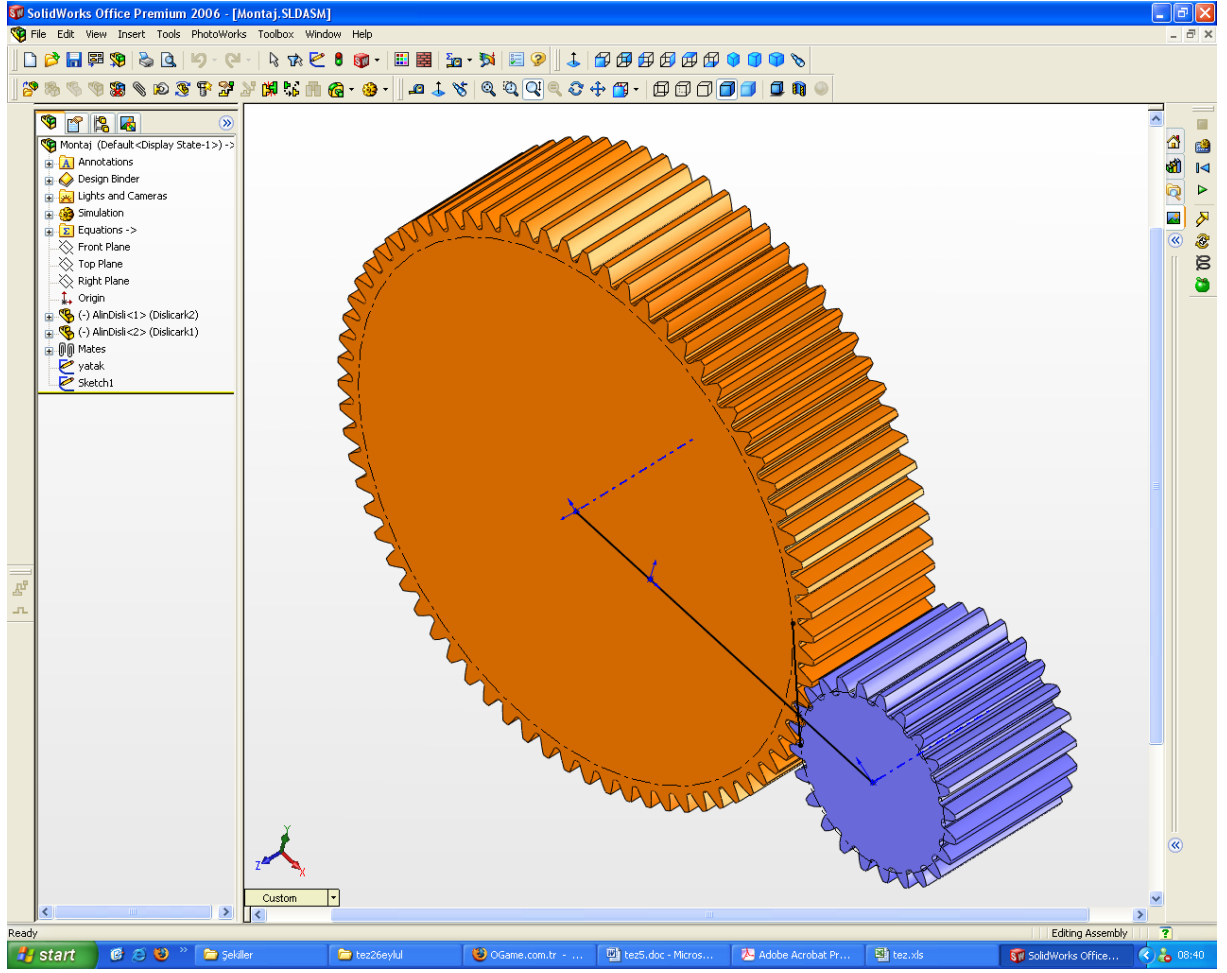
Bu aşamada program solidworks için bir dizayn tablosu Excel şablonu oluşturur. Bu Excel şablonu daha önceden hazırlanmış düz, helis ve montaj çizimlerine ait solidworks dosyaları için özel bir formdur.



Şekil 5.5 - Dişli çark tasarım programı 5

Excel şablonu karşımıza otomatik çıkmaktadır. Aynı zamanda bu programın bulunduğu klasöre kendini kopya etmektedir. Aynı klasörde Solidworks'e ait 3D dişli dosyalarının bulunması gerekir. Özel sebeplerden bu dosyaların yerleri değiştirilmek istenirse programın içindeki ayarlar bölümüne girip gerekli değişikliklerin yapılması gerekir.

Daha sonra Şekil 5.5'de görüleceği üzere bazı yardımcı butonlar ile istenilen Solidworks dosyası oluşturulur. Örnel olarak Şekil 5.6'da düz dişli montaj resmi verilmiştir.



Şekil 5.6 - Dişli çark tasarım programı 6

5.1 Örnek Çalışma Ve Profösyönel Bir Dişli Çark Tasarım Programı İle Karşılaştırılması

Yapılan çalışmanın sağlaması için seçilen karşılaştırma programı MITCALC dır. Makine elemanlarının tasarımına odaklanmış bir programdır. Dişli çarklar için DIN standartlarını referans göstermiştir. Firmanın sitesine “<http://www.mitcalc.com/index.htm>” adresinden ulaşılabilir.

Örnek çalışma için seçilen değerler;

İletilen Güç	P	5,5	5,2283	kw
Devir Sayısı	n	1450	483,3	d/d
Çevrim Oranı	i	3		
Diş Sayısı	z	24	72	adet
Malzeme		Ck 45	37 Cr 4	
Helis Açısı (taksimat dai.)	β	16	°(Derece)	
Normal Kavrama Açısı	α_n	20		
Toplam Profil Kaydırma	x_1+x_2	0		
Profil Kaydırma	x	0	0	

Bu çalışmaya ait kavrama oranları ve açısal değerlerin hesap sonuçları;

Kavrama Açısı	α	20,73857148	
Normal Kavrama Açısı	α_n	20	
β 'ya Bağlı Normal Kav. Açı.	α_t	20,73857148	
Toplam Profil Kaydırma	x_1+x_2	0	
Profil Kaydırma	x	0	0
Kavrama Oranı	ϵ_α	1,613379755	
Atlama Oranı	ϵ_β	1,752458709	
Toplam Kavrama Oranı	ϵ_γ	3,365838464	

MITCALC Kavrama oranları

Transverse contact ratio / overlap ratio	ϵ_α ϵ_β	1,6134	4,7379
Total contact ratio	ϵ_γ	6,3512	

MITCALC Açılar

Pressure angle	α	20,00
Transverse pressure angle	α_t	20,7386
Pressure angle at the pitch cylinder	α_{wn}	20,0000
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	α_{wt}	20,7386
Helix angle	β	16,00

Tip diameter	da	80,9016	230,7047
Reference diameter	d	74,9016	224,7047
Base diameter	db	70,0484	210,1451
Root diameter	df	67,4016	217,2047
Addendum	ha	3,0000	3,0000
Dedendum	hf	3,7500	3,7500

Taksimât Dairesi Çapı	dtak	74,90155938	224,7046781	mm
Temel Dairesi Çapı	dtem	70,04837725	210,1451317	mm
Yuvarlanma Dairesi Çapı	dyuv	74,90155938	224,7046781	mm
Baş Dairesi Çapı	dbas	80,90155938	230,7046781	mm
Taban Dairesi Çapı	dtab	67,40155938	217,2046781	mm
Eksenler Arası Mesafe	a	149,8031188		mm
Baş Yüksekliği	ha	3	3	mm
Taban Yüksekliği	hf	3,75	3,75	mm
Diş Yüksekliği	h	6,75	6,75	mm
Adım (Taksimât)	p	9,424777961	9,424777961	mm
Diş Kalınlığı	S ₀	4,71238898	4,71238898	mm
Diş Genişliği	b	82,39171532	247,175146	mm

Helis Açısı (temel dai.)	β_b	15,01158754	°(Derece)
--------------------------	-----------	-------------	-----------

Base helix angle	β_b	15,0116
------------------	-----------	---------

Not: MITCALC'a Ait değerler yeşil tablolarla verilmiştir.

Sonuç olarak değerler arasında çok yakın bir örtüşme olduğu görölmüştür.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Alman DIN standartlarına uygun olarak 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.

Bu çalışmadaki amaç yukarıda belirtilen faktörlerin belirlenmesinde mümkün olduğunca standartlara bağlı kalarak alın dişli çarkların mukavemet hesaplarını detaylandırmak olmuştur. Tablolar ve grafikler birçok kaynakta farklı ve dağınık olarak mevcuttu. Bunlar toparlanırken birbirleri arasında sağlamasına dikkat edildi.

Bu çalışmada boyutsal hesaplamaların içinde alın ve helisel dişliler için denklemler ortak kullanımlı olarak oluşturuldu. Denklemler oluşturulurken profil kaydırma faktörü bunların içine dahil edildi.

Dikkat edileceği üzere DIN standardında mukavemet hesapları modülü bulmaya yönelik değildir. Önceden seçilen bir modül değerinin kontrolüne yöneliktir. Bu çalışmada DIN standardındaki hesap yöntemi, makine elemanları disiplininin alışık olduğumuz modülü bulmaya yönelik olarak değiştirildi. Bu yapılırken modül, denklemin bir tarafında iken diğer taraftaki faktörlerin bazılarının modüle bağlı olması problem oluşturdu. Bu problemin çözümü için iki yol izlendi;

Denklemin ikinci tarafında modüle bağlı değerlerin birçoğunun seçimi dolaylı yoldan kavrama ve atlama oranları ε_α , ε_β ya bağlı idi. ε_α 'da modüle bağlı olarak tanımlandırılmıştı (Denklemler 4.29). Kavrama ve atlama oranları tekrar düzenleyerek modülden bağımsız hale getirildi. Bu çalışma içinde modül denklemlerinin diğer tarafında modüle bağlı değerler denklem dönüşümleri ile mümkün olduğu kadar elendi.

İkinci yol ise; kaçınılmaz olarak modüle bağlı değerler denklemin diğer tarafında halen vardı. Denklemin çözümünde yaklaşım yaparak makine elemanları disiplininin aşına olduğumuz bir ön boyutlandırma hesabı yapıldı.

Sonuç olarak modül hesap edildikten sonra, temel boyutlar ortaya çıkarıldı. Daha sonra bu büyüklükler yazılan bilgisayar programı vasıtası ile solidworks programına aktarılıp burada dişli çark 3boyutlu olarak otomatik tasarımılandırıldı.

Solidworks programında dişli çark çizilirken önce evolvent eğrisi oluşturuldu. Bunun için tek diş üzerinde 10 adet referans noktasının koordinatları bilgisayar programı vasıtası ile sisteme girildi.

Evolvent eğrisi oluşturulurken, profil kaydırma faktörü sistem içine dahil edildi. Kavrama açısı α , profil kaydırma faktörüne bağlıdır ve trigonometrik bir fonksiyon olan evolvent (involute) fonksiyonu ile formülasyonu yapılmıştır. Dolayısı ile kavrama açısı α 'nın involute fonksiyonuna bağlı olması gibi bir problem ile karşılaşıldı (Denklem 4.68). Bu problemin çözümünde yaklaşım yöntemi uygulandı ve bu yöntem bilgisayar programı içinde hazır bir fonksiyon haline getirildi.

Daha sonra Solidworks programında birinci ve ikinci dişli çarka ait otomatik montaj sayfası hazırlandı. Böylece iki dişli beraberce ortak simülasyonlara hazır hale getirildi. Daha ileri bir çalışmada bu dişli çifti için rahatça “Ansys” gibi “Cosmosworks” gibi programlar ile bilgisayar ortamında mukavemet analizi yaptırma kolaylığı sağlanmış oldu. Aynı zamanda evolvent eğrisi çizilmiş bu dişli çarkların CNC’de işlenebilmesi için gerekli datası oluşturulmuş oldu.

Alın dişlilerin hesabından başka 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 105 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

Dikmen, F. (2000) Makine Elemanları 2 – Tablo ve Diyagramlar

FLENDER TECHNICAL HANDBOOK

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

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	19.12.1978	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1993-1996	Kocasınan Lisesi (İstanbul)
Lisans	1996-2001	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2004-2006	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı kurumlar

- 1998-1999 Cemal Reşit Rey Konser Salonu – Cemre Müzik
- 1999-2001 Zuhâl Müzik Dershanelerinin işletmesi ve gitar öğretmenliği
- 2001-2002 Santek End. Ürn. Tek. San. Ve Tic. Ltd. Şti. (İso yetkilisi)
- 2002-2004 Tormaksan Takım Tezgâhları San. Ve Tic. Ltd. Şti.
(Satış temsilcisi ve teknik servis şefi)
- 2004-2006 Santek End. Ürn. Tek. San. Ve Tic. Ltd. Şti.
(Proje Müdürü)