

DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN STANDART GERİLME
ANALİZLERİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE
İRDELENMESİ

Makine Müh. Meltem SAYGIN

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

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

Doç. Dr. C. Erdem İMRAK

Erdem İmraK

Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU

Muharrem E. Boğoçlu

Doç. Dr. Özgen ÇOLAK

Özgen Çolak

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖNSÖZ	xiv
ÖZET	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ	1
2. DİŞLİ ÇARK ÇEŞİTLERİ VE STANDARTLAR	5
2.1 Dişli Çarkların Sınıflandırılması	5
2.1.1 Paralel Millerle Kullanılan Dişliler	5
2.1.1.1 Düz (Alın) Dişliler	5
2.1.1.2 İç Dişliler	6
2.1.1.3 Kremayer (Çubuk) Dişliler	6
2.1.1.4 Helisel Dişliler	7
2.1.1.5 Çift Helisli (Ok) Dişliler	7
2.1.2 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler	8
2.1.2.1 Düz Konik Dişliler	8
2.1.2.2 Spiral Konik Dişliler	8
2.1.3 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler	9
2.1.3.1 Spiral Dişliler	9
2.1.3.2 Hipoid Dişliler	10
2.1.3.3 Sonsuz Vida Mekanizmaları	10
3. TÜM DİŞLİ ÇARK TÜRLERİ İÇİN TASARIM KRİTERLERİ	11
3.1 Korozyon	11
3.2 Yağlama	11
3.2.1 Mineral Yağlar	12
3.2.2 Sentetik Yağlar	12
3.3 Dişli Çark Malzemeleri	13
3.4 Dişli Çark Mekanizmalarında Hatalar ve Toleranslar	15
3.4.1 İzin Verilen Hatalar	15
3.4.2 Toleranslar	16
3.5 Dişli Çarklarda Kontrol	19

3.5.1	Mikrometre İle Kontrol.....	19
3.5.1.1	Metod 1 – Form 1	19
3.5.1.2	Metod 1 – Form 2	21
3.5.2	Pim Üzerinden Kontrol.....	21
4.	SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ.....	24
4.1	Sonlu Elemanlar Yöntemi	24
4.2	Çözümleme Yöntemi ve Analiz Algoritması	26
4.2.1	Modelleme Operasyonları	26
4.2.2	Koordinat Sistemleri.....	28
4.2.2.1	Aktif Koordinat Sistemi.....	28
4.2.3	Analiz Algoritması.....	29
4.2.3.1	Katı Mekaniğinde Gerilme	32
4.2.3.2	Deplasmanlar ve Birim Yer Değiştirme	33
4.2.3.3	Gerilme-Uzama İlişkisi.....	34
4.2.3.4	Birim Küp Denge Denklemleri.....	36
5.	ANSYS YAZILIMININ TANITILMASI.....	42
6.	MODEL DIŞLI ÇARK SİSTEMİNİN KONSTRÜKSİYONU	44
6.1	Standartların Önerdiği Hesaplama Yöntemi İle Boyutlandırma ve Konstrüksiyon.....	44
6.1.1	Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Parametreler	44
6.1.2	Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Genel Büyüklükler	44
6.1.2.1	Çevrim Oranı	44
6.1.2.2	Çıkış Gücü ve İletilecek Döndürme Momentleri.....	45
6.1.3	Evolvent Dişli Çarkların Ana Boyutları	48
6.1.3.1	Çarkların Diş Sayıları	48
6.1.3.2	Diş Genişlikleri.....	51
6.1.3.3	Dişli Malzemesinin Belirlenmesi	55
6.1.3.4	Modülün Belirlenmesi	59
6.1.3.5	Taksimat Dairelerinin Belirlenmesi	62
6.1.3.6	Taksimatın Belirlenmesi	63
6.1.3.7	Baş ve Taban Dairelerinin Belirlenmesi	63
6.1.3.8	Mil Eksenleri Arasındaki Mesafe	63
6.1.3.9	Temel Dairelerinin Belirlenmesi	64
6.1.3.10	Dişlilerin Baş ve Taban Yüksekliklerinin Belirlenmesi	65
6.1.3.11	Dişlilerin Diş Başındaki Kalınlığının Belirlenmesi	65
6.1.3.12	Diş Kalınlığının Belirlenmesi	66
6.1.3.13	Kavrama Oranının Bulunması	66
6.1.4	Dişli Çarkların Mukavemet Hesapları	67
6.1.4.1	Dişli Kuvvetleri	70
6.1.4.2	Mukavemet Hesaplarını Etkileyen Faktörlerin Belirlenmesi	72
6.1.4.3	Diş Dibi Mukavemeti Kontrolü :	75
6.1.4.4	Yan Yüzey Mukavemeti Kontrolü :	81
6.1.4.5	Zaman Mukavemetinin Belirlenmesi	92
6.2	Dişli Geometrisinin Oluşturulması.....	94
6.2.1	Referans Profil.....	94
6.2.2	Kavrama Boyunun Belirlenmesi.....	96
6.2.3	Dişli Çarkın Geometrisinin Oluşturulması	102
6.2.3.1	Evolvent Diş Profillerinde Kavrama ve Kuvvet Durumu.....	103

6.2.3.2	Evolvent Profilinin Çizilmesi	107
6.2.3.3	Takım Trokoid Eğrisine Ait Parametrik Denklemler	115
6.3	Mil Çaplarının Belirlenmesi	118
6.3.1	Döndüren Dişli İçin Milin Ön Boyutlandırılması.....	118
6.3.2	Döndürülen Dişli İçin Milin Ön Boyutlandırılması.....	118
7.	DÜZ DİŞLİ ÇARKIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ile ANALİZİ.....	119
7.1	Ağlara Ayırma Operasyonunun Gerçekleştirilmesi.....	120
7.1.1	Free Mesh ile Ağlara Ayırma	120
7.1.2	Mapped Mesh ile Ağlara Ayırma	122
7.2	Sınır Şartlarının Uygulanması	124
8.	GERİLMELERİN ELDE EDİLMESİ.....	128
8.1	Free Mesh ile Gerilmelerin İncelenmesi.....	128
8.2	Mapped Mesh ile Gerilmelerin İncelenmesi.....	131
8.3	Gerilme Değerlerinin Karşılaştırılması.....	134
9.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER	135
KAYNAKLAR.....		137
ÖZGEÇMİŞ		139

SİMGE LİSTESİ

b_y	Diş yüzeyine dik yan boşluk
b_d	Çevresel yan boşluk
s_0	Diş kalınlığı
a	Eksenler arası mesafe
W	Mikrometre ile kontrol büyüklük ölçütü
M_a	Pim üzerinden kontrol büyüklük ölçütü
z	Dişlinin diş sayısı
z'	Ölçüm yapılacak diş sayısı
W_1	1 modül için mikrometre ölçüsü
m_n	Dişlinin normal modülü
α_n	Dişlinin normal kavrama açısı
d_r	Pim çapı
n_g	Giriş devir sayısı
$n_ç$	Çıkış devir sayısı
P_g	Giriş gücü
P_2	Çıkış gücü
i	Çevrim oranı
η	Verim
M_b	Burulma momenti
ω	Açısal hız
M_{bc1}	Giriş milinde çalışma momenti
M_{bc2}	Çıkış milinde çalışma momenti
v	Çevre hızı
K_A	İşletme faktörü
z_g	Sınır diş sayısı
z_g'	Pratikte uygulanan sınır diş sayısı
ψ_d	Genişlik oranı
b	Dişli çarkın genişliği
d_0	Taksimat dairesinin çapı
ψ_m	Genişlik oranı
d_1	Pinyon dişlisinin taksimat dairesi çapı
d_2	Döndürülen dişlinin taksimat dairesi çapı
$\sigma_{H\lim}$	Hertz basıncı limit değeri
σ_{Ak}	Malzemenin akma değeri
σ_{TD}	Malzemenin tam değişken mukavemet değeri
ρ	Diş dibi yuvarlatma yarıçapı
$K_ç$	Çentik faktörü
S	Emniyet katsayısı
E	Elastisite modülü
G	Kayma modülü
ν	Poisson oranı
Y_F	Diş form faktörü
Y_ε	Kavrama Faktörü
K_{Fa}	Diş dibi mukavemetinde gerekli faktör

U	Taksimât dairesinin çevresi
p	Taksimât
d_a	Diş başı dairesi çapı
d_f	Diş dibi dairesi çapı
α_b	Basınç açısı
h_a	Diş başı yüksekliği
h_f	Diş dibi yüksekliği
h	Diş yüksekliği
ε	Kavrama oranı
F_D	Dişli kuvveti
F_t	Teğetsel kuvvet
F_r	Radyal kuvvet
β	Helis açısı
F_e	Eksenel kuvvet
K_V	Dinamik faktör
$K_{V\alpha}$	Kaliteye bağlı dişli faktörü
$K_{V\beta}$	Kaliteye bağlı dişli faktörü
u	Döndüren dişli diş sayısının döndürülen dişli diş sayısına oranı
w_t	Dişin birim genişliğine gelen yük
$K_{F\beta}$	Genişlik faktörü
$K_{H\beta}$	Genişlik faktörü
K_β	Genişlik temel faktörü
f_w	Yük düzeltme faktörü
f_p	Malzeme faktörü
$K_{F\alpha}$	Alın yük dağılım faktörü
$K_{H\alpha}$	Alın yük dağılım faktörü
σ_F	Diş dibindeki gerçek gerilme
σ_{F0}	Hatasız kabul edilen diş dibindeki maksimum gerilme
Y_S	Teorik eğilme gerilmesi düzeltme faktörü
Y_ε	Kavrama faktörü
Y_β	Helis faktörü
$\sigma_{F\max}$	Diş diplerinde taşınabilecek en büyük gerilme
$\sigma_{F\lim}$	Çentiksiz numuneden elde edilen sürekli mukavemet değeri
Y_N	Ömür faktörü
Y_δ	Göreceli destek sayısı
Y_R	Göreceli yüzey faktörü
Y_X	Büyüklik faktörü
B	Temas bölgesindeki şekil değişimi
r	Dişlerin yuvarlanma dairesi yarıçapı
Z_H	Bölge faktörü
Z_E	Elastisite faktörü
σ_{HC}	Yüzey basıncı
Z_ε	Kavrama faktörü
σ_H	Yan yüzeyde oluşan basınç
$\sigma_{H\max}$	En büyük bası gerilmesi

Z_N	Ömür faktörü
Z_L	Yağlama faktörü
ρ	Yağların yoğunluğu
Z_V	Hız faktörü
Z_R	Pürüz faktörü
Z_W	Malzeme çifti faktörü
Z_X	Büyükklük faktörü
N	Yük tekrarı cinsinden ömür
h_p	Yararlı profil yüksekliği
h_{ap}	Baş yüksekliği
h_{fp}	Taban derinliği
s_0	Referans doğrusu üzerinde ölçülen diş kalınlığı
e_0	Referans doğrusu üzerinde ölçülen boşluk genişliği
p_e	Kavrama taksimatı
e	Kavrama uzunluğu
g_a	Kavrama boyu
g_f	Taban kavrama uzunluğu
g_a	Baş kavrama uzunluğu
$g_{a \max}$	Maksimum kavrama boyu
$\varepsilon_{a \max}$	Maksimum kavrama oranı
r_b	Temel daire yarıçapı
d_m	Mil çapı
θ_a	Diş başı dairesindeki yuvarlanma parametresi
ϕ	Dönme açısı

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAM	Computer Aided Manufacturing (Bilgisayar Destekli Üretim)
CAE	Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
FEA	Finite Element Analysis (Sonlu Eleman Analizi)
2D	Two Dimensionally (İki boyutlu)
3D	Three Dimensionally (Üç boyutlu)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği)



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Düz dişli (dış)	5
Şekil 2.2 Düz dişli (iç)	6
Şekil 2.3 Kremayer düz diş	6
Şekil 2.4 Helisel dişli	7
Şekil 2.5 Çift helisli dişli	7
Şekil 2.6 Düz konik dişli	8
Şekil 2.7 Spiral konik dişli	9
Şekil 2.8 Spiral dişli	9
Şekil 2.9 Hipooid dişli	10
Şekil 2.10 Sonsuz vida mekanizması	10
Şekil 3.1 Dişli yan yüzeyleri arasında boşluk	16
Şekil 3.2 Dişli mikrometresi ile ölçüm	20
Şekil 3.3 Düz dişliler için pim üstünden kontrol	22
Şekil 4.1 Fiziksel sistem, gerçek fiziksel sistemin sonlu eleman modeli	26
Şekil 4.2 Birbiriyle eş çalışan düz dişli çarkın 2D modellenmesi	27
Şekil 4.3 Dişliye ait 3D model	28
Şekil 4.4 Kartezyen, silindirik, küresel koordinat sistemleri	29
Şekil 4.5 Ağlara ayırma işleminde kullanılan elemanlar	30
Şekil 4.6 Katı model, FEA model	31
Şekil 4.7 Ağlara ayırma işleminde SmartSize büyüklüğünün anlamı	31
Şekil 4.8 Birim küpte kartezyen koordinatlardaki gerilmeler	32
Şekil 4.9 Deformasyona uğrayan birim küp	33
Şekil 4.10 Üç boyutlu birim küpe etkiyen kuvvetler	36
Şekil 4.11 Kiriş elemanda deformasyonlar	37
Şekil 4.12 Kirişteki deformasyon ve gerilmeler	38
Şekil 4.13 Kiriş eleman	39
Şekil 6.1 Dişli-kremayer mekanizması	49
Şekil 6.2 Diş dibi kesilmesi	50
Şekil 6.3 Diş dibi kesilmesinde sınır durum	50
Şekil 6.4 Dişlerin yüklenme durumları	51
Şekil 6.5 Normal silindirik düz dişli	64
Şekil 6.6 Evolvent eğrisinin başlangıcını gösteren temel daire	64
Şekil 6.7 Silindirik düz dişli diş formu	65
Şekil 6.8 Dişli çarka ait boyutlar	66
Şekil 6.9 Sürtünme kuvvetinin yön değiştirmesi	67
Şekil 6.10 İki diş çiftinin temas hali	69
Şekil 6.11 Dişlerin yükleme durumları	70
Şekil 6.12 Dişlerin kavrama hali	70
Şekil 6.14 Diş tabanında oluşan gerilmeler	76
Şekil 6.15 Dişli kuvvetinin diş tabanına olan eğimi	76
Şekil 6.16 Gerilim düzeltme faktörü	80
Şekil 6.17 Ömür faktörü	80
Şekil 6.18 İki silindirin teması halinde oluşan basınç	81
Şekil 6.19 Temas bölgesindeki şekil değişimi	82
Şekil 6.20 Temas bölgesindeki şekil değişimi	82
Şekil 6.21 Bölge faktörü	85
Şekil 6.22 Kavrama faktörü	86

Şekil 6.23	Ömür faktörü	88
Şekil 6.24	Yağlama faktörü	89
Şekil 6.25	ISO-VG Endüstriyel yağların viskozitelerinin sıcaklıkla değişimi	90
Şekil 6.26	Hız faktörü	90
Şekil 6.27	Pürüz faktörü	91
Şekil 6.28	Büyüklik faktörü	92
Şekil 6.29	Diş dibi için sürekli mukavemet eğilme değerleri	93
Şekil 6.30	Diş yan yüzeyi için sürekli mukavemet değerleri	93
Şekil 6.31	Referans profili	94
Şekil 6.32	Dişli-kremayer mekanizması	96
Şekil 6.33	Kavrama uzunluğu ve kavrama boyu	97
Şekil 6.34	Profil kavramasının belirlenmesi	98
Şekil 6.35	Döndüren dişliye ait temel daire yarıçapı	99
Şekil 6.36	Taban kavrama uzunluğu	99
Şekil 6.37	T _{1E} uzunluğunun çizimle bulunması	100
Şekil 6.38	T _{2A} uzunluğunun çizimle bulunması	100
Şekil 6.39	Evolvent dişlide taksimat ve kavrama taksimatı	101
Şekil 6.40	Maksimum kavrama oranı hesabı	102
Şekil 6.41	Dişlilerin kinematik temeli	104
Şekil 6.42	Episikloid eğrinin oluşması	105
Şekil 6.43	Hiposikloid eğrinin oluşması	106
Şekil 6.44	Kremayer dişliye ait sikloid dişli	107
Şekil 6.45	Evolvent profilinin çizilmesi prensibi	109
Şekil 6.46	Döndüren dişli evolvent profili için yarıçap mesafeleri	110
Şekil 6.47	Döndüren dişli evolvent eğrisinin bir noktasının bulunması	110
Şekil 6.48	Döndüren dişliye ait evolvent eğrisinin elde edilmesi	111
Şekil 6.49	Her iki dişliye ait büyüklükler	111
Şekil 6.50	Döndürülen dişli evolvent profili için yarıçap mesafeleri	113
Şekil 6.51	Döndürülen dişli evolvent profili	114
Şekil 6.52	Eş çalışma hali	114
Şekil 6.53	Trokoid eğrisi	115
Şekil 6.54	Kesici takım geometrisi ve takım ucu detayı	115
Şekil 6.55	Düz dişli çark geometrisinin elde edilmesi	116
Şekil 6.56	Kesici takım tarafından oluşturulan trokoid kök radyüsü	116
Şekil 6.57	Evolvent profilinin oluşturulması	117
Şekil 7.1	Döndüren ve döndürülen dişli çarklar	119
Şekil 7.2	Modelin free mesh ile sonlu elemanlara ayrılmış hali	121
Şekil 7.3	Modelin free mesh ile sonlu elemanlara ayrılmış hali	121
Şekil 7.4	Dört yüzlü Solid92 eleman tipi	122
Şekil 7.5	Mapped mesh yapılmış alt dişli	123
Şekil 7.6	Mapped mesh yapılmış alt ve üst dişli	124
Şekil 7.7	Free mesh ile dişlilerde yükleme ve sınır şartları	125
Şekil 7.8	Mapped mesh ağ yapılı döndüren dişlide teğetsel ve radyal kuvvetler	126
Şekil 7.9	Mapped meshlenmiş yükleme ve sınır şartları	127
Şekil 8.1	SX gerilme dağılımı	128
Şekil 8.2	Von Mises gerilme değeri	130
Şekil 8.3	Von Mises gerilme değeri	130
Şekil 8.4	Eleman içi Von Mises gerilme değeri	131
Şekil 8.5	SY gerilme dağılımı	132
Şekil 8.6	Diğer açıdan SY gerilme dağılımı	132
Şekil 8.7	Teğetsel ve radyal yüklerin doğurduğu Von Mises gerilmeleri	133



ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Sementasyon çelikleri ve Otomat Çelikleri	14
Çizelge 3.2 Bazı malzemelerin Eğilme ve Burulma zorlamaları için Titreşimli ve Tam Değişken Mukavemet Değerleri	15
Çizelge 3.3 Modüle bağlı olarak yan yüzeyler arası boşluk	16
Çizelge 3.4 Silindirik dişlilerde yataklar arası ölçü için tolerans cetveli	18
Çizelge 3.5 Düz dişliler için mikrometre ile kontrol	20
Çizelge 3.6 Kavrama açısı 20° olan silindirik düz dişlilerde pim üstü kontrolü	22
Çizelge 6.1 Çeşitli mekanizmaların verimleri	45
Çizelge 6.2 Yük sınıflandırmaları	47
Çizelge 6.3 K_A işletme faktörü	48
Çizelge 6.4 Bazı kavrama açılarında hesaplanan ve pratikte uygulanan diş sayıları	51
Çizelge 6.5 Yüzey işçiliğine ve milin yataklanma durumuna göre genişlik sayılarının Seçimi	52
Çizelge 6.6 Düz ve helisel alın dişliler için b/d_1 oranları	52
Çizelge 6.7 Çevresel hıza göre tayin edilen dişli kaliteleri	53
Çizelge 6.8 Uygulanma alanlarına göre dişli kaliteleri	54
Çizelge 6.9 İmalat yöntemine göre dişli kaliteleri	54
Çizelge 6.10 Dişli kaliteleri	55
Çizelge 6.11 Dişli malzemelerinin sürekli mukavemet değerleri	56
Çizelge 6.12 Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri	57
Çizelge 6.13 Minimum modül değerleri	59
Çizelge 6.14 Diş form faktörü	60
Çizelge 6.15 Diş form faktörü	60
Çizelge 6.16 Alın yük dağılım faktörleri	61
Çizelge 6.17 Standart modül değerleri	61
Çizelge 6.18 Dinamik faktör hesabı	73
Çizelge 6.19 Genişlik temel faktörü	74
Çizelge 6.20 Yük düzeltme faktörü	74
Çizelge 6.21 Malzeme faktörü	74
Çizelge 6.22 Elastisite faktörü	87
Çizelge 6.23 Çevre hızına bağlı olarak dişli çarklarda yağlama şekli	88
Çizelge 6.24 Malzeme çifti faktörü	91
Çizelge 8.1 Gerilme değerlerinin karşılaştırılması	134

ÖNSÖZ

Dişli çarklar iki mil arasında şekil bağıyla kuvvet ve hareket ileten makine elemanlarıdır. Bugünün gelişmiş teknolojisinde, gelişmiş makine elemanlarının tasarımında sonlu elemanlar yöntemi ile paket program uygulamaları bilgisayar ortamında modellenen parçaların farklı yüklemeler altındaki davranışlarını kısa sürede analiz etme imkanı sağlar.

Teorik yöntem ve hesaplamalarla yapılan çalışmalar sonucunda parçanın prototipinin yapılarak deney ve gerilme analizlerinin yapılması yüksek maliyet ve zaman gerektirdiğinden günümüzde mekanik sistemleri karşılaştırmalı nümerik analizlere tabi tutmak daha efektif bir yöntem olmaktadır. Bu yöntemlerin mühendisler tarafından çeşitli alanlarda uygulanmasının, ekonomiklik, hız ve esneklik bakımından büyük katkıları olmaktadır.

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

İstanbul, 2005

Meltem SAYGIN

DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN STANDART GERİLME ANALİZLERİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ile İRDELENMESİ

Meltem SAYGIN
Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi

Dişli çarklar iki mil arasında şekil bağıyla kuvvet ve hareket ileten makine elemanlarıdır. Özellikle son iki yüz yılın teknolojik gelişmeleri sayesinde, günümüzde başta taşıtlar ve iş makineleri olmak üzere hemen her makinede kullanılan bir eleman olmuşlardır.

Günümüzün gelişmiş teknolojisinde, makine elemanlarının tasarımında sonlu elemanlar yöntemi güçlü bir araçtır. Bu çalışmada modelleme ve analiz, Ansys yazılımıyla gerçekleştirilmiştir. Ansys paket programı, bilgisayar ortamında modellenen parçaların farklı yüklemeler altındaki davranışlarını kısa sürede analiz etme imkanı sağlar. Teorik yöntem ve hesaplamalarla yapılan çalışmalar sonucunda parçanın prototipi yapılarak deney ve gerilme analizlerinin gerçekleştirilmesi yüksek maliyet ve zaman gerektirdiğinden, karşılaştırmalı nümerik analizlere tabi tutmak daha efektif bir yöntem olmaktadır. Pek çok mühendislik yazılımlarının güçlü modelleme editörleriyle oluşturulan parçanın prototipi iki veya üç boyutlu olarak modellenerek analiz edilebilmektedir. Bilgisayar grafik sistemleri gerçeğe uygun modelleme ve simülasyon yapmaya elverişli olmaktadır. Bilgisayar ortamında yapılan modellemelerde fiziksel modelin oluşturulması daha kolay ve düşük maliyetli olduğundan temel tasarım hatalarının en düşük maliyet ve insan yaşamında bir tehlike oluşturmaksızın belirlenip önlenmesinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Bilgisayar grafik ve geometrik modelleme planlama, dizayn ve imalatın bütünleşmesinde bir adım haline gelmiştir.

Bu çalışmada; dişli çarkların sınıflandırması yapılmış, verilen parametrelere uygun olarak dişli geometrisi oluşturulup mukavemet hesapları ve gerilme analizleri önce standartlara uygun klasik hesaplama yöntemiyle gerçekleştirilmiş, ardından sonlu elemanlar yöntemiyle bilgisayar ortamında modellenerek gerilme analizlerine tabi tutulmuş, elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Düz dişli çarklar, Ansys, sonlu elemanlar yöntemi, gerilme analizleri.

EVALUATING STANDARD STRESS ANALYSES of SPUR GEARS with FINITE ELEMENT METHOD

Meltem SAYGIN
Mechanical Engineering, M.S. Thesis

A gear is a machine element, the purpose of which is to transmit power and motion from one's shaft to another, by means of gear teeth. Owing to technological development especially in last two centuries, gears have been components that are used almost in all mechanism mostly in vehicles and work machines.

A powerful tool is available in designing machine elements for today's advanced technology- the finite element method (FEM). Ansys software package is a program which uses finite element analysis to simulate different loading conditions on a design and determine the design's response to those conditions in a short time. At the end of studies that are done with theoretical methods and calculations, prototype manufacturing for experiments and stress analyses requires high cost and time, so comparative numerical analyses has been more effective method. With powerful modeling editors of most of engineering softwares element's prototype can be modeled and analyzed two or three dimensionally. Computer graphics and and geometric modeling can be used to accomplish most tasks that require visual representation of numerical data or the creation of images of objects. The illustrations used throughout this research are performed on Ansys. Computer graphics systems are capable of realistic three-dimensional modeling and simulation. Computer models may be easier and cheaper to produce than a physical model and can identify major design weaknesses with minimal cost and without danger to human life. Freeform surface generation and solid modeling have expanded the use of CAD/CAM systems, and new design and manufacturing algorithms and capabilities continue for future generations.

A description and classification of gear mechanisms have given in this study. Gear geometry has been performed according to the operation parameters, and strength calculations and stress analyses are carried out with conventional analytical methods at first. After these, gears has modeled and finite elements method has been used for stress analyses. At last stress charts have been observed on the screen and compared with the results obtained from conventional analytical calculations performed with DIN norms.

Keywords: Spur gears, Ansys, finite elements method, stress analyses.

1. GİRİŞ

Kuvvet ve moment etkisi altında kompleks şekilli bir cismin dinamik davranışının analitik yolla analizi çok zordur. Yüksek hızlı bilgisayarların geliştirilmesi ile mühendislikte sıkça karşılaşılan bu problemlerin çözümünde sayısal temelli çözüm yöntemleri önem kazanmaktadır. Nümerik çözüm yöntemi, belirtilen ya da istenilen hassaslıktaki yaklaşımla ve belli sayıda ardışık tekrar (iterasyon) işlemlerinden sonra matematiksel probleme çözüm getirmelidir. Nümerik çözüm yöntemi genellikle önceden saptanmış aritmetik ve mantıksal adımlardan oluşur. Bu işlemlerin tümüne çözüm algoritması denir. Algoritma , belli sayıda işlemlerden sonra probleme çözüm getirir. Sayısal çözümlenmelerde son derece ağır matrislerin elle hesaplanması neredeyse olanaksızdır.

Bugünün gelişmiş teknolojisinde , gelişmiş makine elemanlarının tasarımında sonlu elemanlar yöntemi güçlü bir araçtır. Sonlu elemanlar paket program uygulamaları, bilgisayar ortamında modellenen parçaların farklı yüklemeler altındaki davranışlarını kısa sürede analiz etme imkanı sağlar. Teorik yöntem ve hesaplamalarla yapılan çalışmalar sonucunda parçanın prototipinin oluşturulması ile deney ve gerilme analizlerinin yapılması yüksek maliyet ve zaman gerektirdiğinden, karşılaştırmalı nümerik analizlere tabi tutmak daha efektif bir yöntem olmaktadır. Pek çok mühendislik yazılımlarının güçlü modelleme editörleriyle oluşturulan parçanın prototipi iki veya üç boyutlu olarak modellenerek analiz edilebilmektedir. Bilgisayar grafik sistemleri gerçeğe uygun modelleme ve simülasyon yapmaya elverişli olmaktadır. Bilgisayar ortamında yapılan modellemelerde fiziksel modelin oluşturulması daha kolay ve düşük maliyetli olduğundan temel tasarım hatalarının en düşük maliyet ve insan yaşamında bir tehlike oluşturmaksızın belirlenip önlenmesinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Bilgisayar grafik ve geometrik modelleme planlama, dizayn ve imalatın bütünleşmesinde bir adım haline gelmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi teknolojisini bu kadar etkin kılan başlıca özellikler ekonomiklik, esneklik ve hız olarak özetlenebilir. Ekonomiktir çünkü problemin çözümüne yönelik deneysel çalışmalar yapmak ve gerekli test düzeneğini hazırlamak büyük maliyet getirmektedir. Yapısal analiz çözümlenmelerinde ise gerekli olan sadece yazılım ve donanımdır. Esnektir, çünkü test düzeneği belli parametrelere bağımlıyken , bilgisayar ortamında değişik parametrelerin probleme adaptasyonu çok daha kolaydır. Bununla beraber

çözümüne çok daha kısa zamanda ulaşılır. Bu metotta problem geometrisi birbirine bağlı sonlu sayıda elemanlar topluluğu ile ifade edilmekte, sınır şartlarının uygulanarak çözümlenme neticesinde gerçek yapının fiziksel davranışı simüle edilmektedir.

Dişli çarklar kuvvet ve hareket iletiminde kullanılan ve mekanik sistemlerde sıklıkla kullanılan makine elemanlarıdır. 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. Diğer ise iki dişin birbirini kavraması durumunda kuvvetin dişin tepe noktasından etkimesi ve diş dibinde maksimum moment kolunun oluşturduğu gerilmelerin etkisidir.

Dişli çarkların boyutlandırılması, modellenmesi ve analizi konusunda literatürde çeşitli çalışmalar mevcuttur. Fetvacı ve İmrak (2004) yaptıkları çalışmada, kavramadaki dişli çiftindeki diş dibi gerilmelerinin incelenmesine imkan sağlayan dişli çark sonlu eleman modelini elde etmiş ve literatürdeki modellerle karşılaştırmıştır. Kremayer takımla dişli çark imalatını simüle eden parametrik ifadeler kullanılarak elde edilen diş profili Ansys'e aktarılarak dişlinin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Diş profilini tayin eden analitik ifadeler BASIC programlama lisansı kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Bu program ANSYS ortamında model tesisinde referans teşkil eden kontrol noktalarını formatlı olarak bir çıkış dosyasına yazdırmaktadır. Fetvacı; dişli çark modellemesinde kavrama çevriminin belirli noktalarında diş kuvvetinin modele uygulanması için, ANSYS parametrik dizayn lisansı geliştirmiştir.

Fetvacı ve İmrak'ın (2003, 2004) düz dişli çark görsel materyallerinin bilgisayar ortamında elde edilmesi ile ilgili yaptıkları çalışmada, kremayer takımla dişli imalatı simüle edilerek düz dişli çark resim ve animasyonlarının dizaynı gerçekleştirilmiştir. Diş profilini tayin eden ifadeler ele alınmış, uygun programlama yaklaşımı ile kremayer takım geometrisinin ve takım yerleştirmesinin diş geometrisi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca pinyon-çark çiftinin çalışması simüle edilmiştir. Evolvent düz dişli profili elde etmek için, Litvin'in geliştirdiği evolvent profili ve trokoid formda diş dibi profilini tayin eden parametrik ifadeler kullanılmıştır. Diş profilini tayin eden ifadeler BASIC programlama lisansı ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Hazırlanan yazılım, GWBASIC derleyicisinde çalıştırılmakta ve burada giriş değerleri; diş sayısı, modül, kavrama açısı, profil kaydırma faktörü olup, düzenlenen iki çıkış dosyasından ilkinde diş profilini tayin eden noktaların koordinatları ; diğerine ise diş geometrisinden tayin edilen büyüklükler parametrik olarak yazdırılmaktadır.

Bu iki dosyadan faydalanılarak ANSYS ön işlemci modülünde eş çalışan dişlilerin kavrama çevriminin belirli anlarında konumu gösteren resim ve animasyon dosyaları oluşturulmaktadır. Ayrıca sadece koordinat dosyası GRAPHER grafik işlem programında değerlendirilerek dişli geometrisi resimleri elde edilmektedir.

Cananau (2003), düz dişli çarkların dizaynında ve gerilme analizinde kullanılan 2D ve 3D yaklaşımlar için farkları ele almıştır. Sonlu eleman analizi için kullanılan kodlar MSC-NASTRAN 2.1 yazılım paketindedir. Kullanılan ilk model 2D modeldir. Bu modelle, temas halinde tek bir dişli çiftinden temas halindeki iki dişli çiftine geçişirken evolvent aktif profilindeki noktalar için iyi bir yaklaşıklıkla yükleme diyagramı, eğilme gerilmesi için deforme olmuş model gösterilmiştir. Ardından 3D model için gerilme dağılımı incelenmiştir. Bu durum için dişlinin sadece uygulanan yükün etkilerinin fazla olacağı düşünülen üç dişli parçası hesaba katılmıştır. Uygulanan yüklere bağlı olarak, dişli genişliği boyunca lineer ve yayılı olmak üzere iki yük dağılımı göz önüne alınmıştır. Diş genişliği boyunca lineer yük dağılımı neticesinde 3D deforme olmuş model ve dişli katı modelindeki von Mises gerilmeleri incelenmiş ve gerilme dağılımının şeklinin deformasyonların şekli ile aynı fakat değer olarak farklı olduğu görülmüştür. Üniform olmayan yayılı yük dağılımı durumunda deformasyon ve σ_1 diş dibi gerilmesi yani asal gerilme elde edilmiş ve deformasyon alanının şekil dağılımı ve diş dibi gerilme dağılımı arasında fark olduğu gözlenmiştir.

Karpat vd (2002) yaptıkları çalışmada , karmaşık bir süreç olan dişli çarkların yaklaşık tasarım ve sonlu elemanlar analizini kolaylaştırarak, olası hesap hatalarını ve süresini en aza indirmek amacıyla geliştirilmiş olan bilgisayar programları tanıtılmıştır. Farklı platformlarda çalışan iki ayrı bilgisayar programı hazırlanmıştır. İlk programda düz-helisel-konik-sonsuz vida dişli mekanizmalarının boyutlandırılması ve Autocad 2000 programında dişlilerin 2D olarak modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu programın hazırlanmasında Visual Basic programı kullanılmıştır. Bir Microsoft Excel uygulaması olan ikinci program ile hesap süreci en aza indirilerek parametrik tasarıma benzer bir çözüm amaçlanmıştır. Tek ya da çift kademeli dişli çark mekanizmalarının en az sürede, en az hata ile boyutlandırılmasını sağlayan ilk adımın ardından ANSYS programında sonlu elemanlar analizi için kullanılacak 3D diş modeli elde edilmiştir. Diş modelinin elde edilmesinde Colbourne tarafından önerilen geometrik ifadeler kullanılmıştır. Parker vd. (2000) yaptığı çalışmada analitik olarak karşılaştırmalı deneysel data için düz dişli çarkların dinamiğini araştırmaktadır. Dişli dinamiğinde dişlerin ağlara ayrılması en karışık yöndür. Bu çalışmadaki dişli sistemi, dişli mesh etkileri ihmal edilerek seçilmiştir. Dişli temasının gösteriminde belirgin avantajlar

sunan birincil analitik araç olarak dinamik dişli analizine uygun sonlu eleman/kontak mekaniği (FE/CM) formülasyonu tanıtılmıştır. Özellikle mil, yatak, gövde kurulumu tamamen rijit kabul edilerek non-lineer diş ağ kuvvetlerinin zaman değişken sistem cevabı, dinamik transmisyon hatası (DTE), alt ve süper harmonik rezonansları gibi karmaşık davranışları araştırılmaktadır. Özellikle statik analizin ötesinde dinamik sistem cevabı analizleri araştırıldığında, geleneksel sonlu eleman analizleri ve hatta mevcut ticari yazılımlar, dişli çark mekanizmalarında tam bir diş yüzeyi tanımlaması gerektirmekte ve dişli temas yerlerinde mesh yoğunluğunun artırılması gerekmekte olduğu ortaya konmuştur. Kritik önem arz eden ağ kuvvetleri, dişlerin ağlara ayrılmasında yarı-analitik sonlu eleman formülasyonu ile birleştirilen kontak analizle tanımlanmıştır.

Bibel'in (2002) yaptığı çalışmada, helikopterlerdeki şanzıman sisteminde kullanılan alın dişliler çalışılmıştır. Dişliler Patran PCL komutlarıyla tasarlanıp oluşturulmuştur. Bunun için dişlilerin yüzey noktaları, Patran PCL komutları kullanılarak Patran dişli modeli oluşturmak üzere kullanılmıştır. Bu komutlar, Patran input için uygun dosyalar serisi olarak kaydedilmiştir. Bu dosyalarda düz dişli için, gereken dönme ve öteleme hareketleri tanımlanmıştır. Dişlileri içeren basitleştirilmiş modelin 3D olarak ağlara ayrılması için Abacus komutları kullanılmıştır. Patran ve Abaqus kullanılarak 3D kontak analiz gerçekleştirilmiş ve modifikasyonlar yapılmıştır.

Bu çalışmada verilen parametrelere uygun olarak düz dişli çarkların geometrileri oluşturulmuş ve analitik metodlarla diş dibi ve yan yüzeylerde oluşan gerilme değerleri elde edilmiştir. Autocad yazılımında iki boyutlu olarak modellenen dişli çarklar Ansys yazılımına aktarılmış ve üç boyutlu olarak modellenmiştir. Sınır şartları uygulanarak dişliler önce yazılımın öngördüğü büyüklükte; ardından daha küçük sonlu elemanlara ayrılarak analiz edilmiş, dişlilerin yan yüzeylerinde ve diş diplerinde oluşan gerilmeler incelenmiştir. DIN standartlarına uygun olarak analitik hesap yöntemiyle ve sonlu elemanlar yöntemiyle farklı ağ yapıları kullanılarak elde edilen gerilme değerleri karşılaştırılmış, sonuçların tutarlılığı araştırılmıştır.

2. DİŞLİ ÇARK ÇEŞİTLERİ VE STANDARTLAR

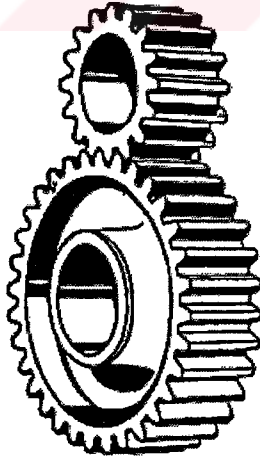
2.1 Dişli Çarkların Sınıflandırılması

Dişli çarklar; iki mil arasında şekil bağıyla kuvvet ve hareket ileten elemanlardır. Eş çalışan en az iki dişli çarktan meydana gelen sisteme dişli çark mekanizması denir. Dişli çark mekanizmalarında millerin birbirlerine göre konumları; paralel, kesişen veya aykırı durumda olabilir.

2.1.1 Paralel Millerle Kullanılan Dişliler

2.1.1.1 Düz (Alın) Dişliler

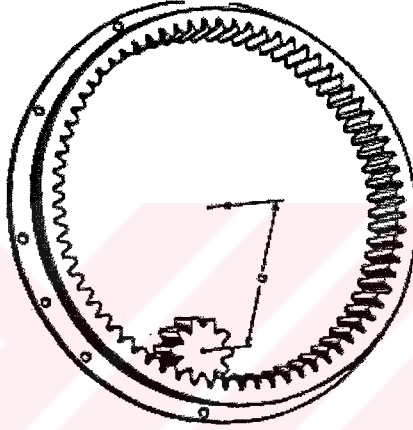
Paralel milleri bağlamak amacıyla sıklıkla kullanılan düz dişli çarklarda, döndüren ve döndürülen dişliler ters yönde dönmektedir. Diğer dişlere kıyasla tasarımı en kolay dişli türüdür. Dişler aksenal kuvvete maruz kalmazlar. Şekil 2.1’de alın dişliler görülmektedir.



Şekil 2.1 Düz dişli (dış) (Babalık, 2002)

2.1.1.2 İç Dişliler

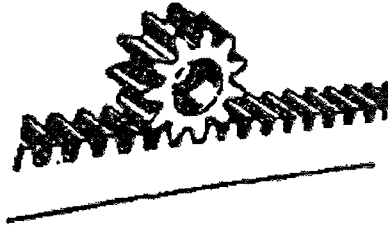
İç dişli mekanizmalarda, dış alın dişli pinyon çark iç tarafına diş açılmış delik dişliyi kavrar. İki dişli de aynı yönde döner. İç dişli mekanizmalarında iç bükey ve dış bükey iki yüzey birbirleri ile temas halinde olduğundan birbirlerine yaslanmaları dış dişli çark mekanizmalarından daha iyidir, bu nedenle de yüzey basıncı daha düşük, mukavemeti yüksek, kavrama oranı da büyüktür. Planet mekanizmaları, elastik kaplinler, fren tamburu bu dişlilerin kullanıldığı çeşitli alanlardır. Şekil 2.2’de iç dişliler görülmektedir.



Şekil 2.2 Düz dişli (iç) (Babalık, 2002)

2.1.1.3 Kremayer (Çubuk) Dişliler

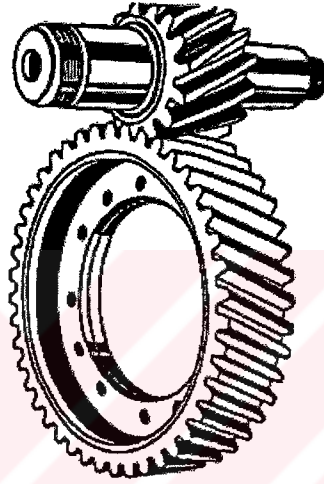
Dişli çapı sonsuza götürülürse kremayer dişliler elde edilir. Çoğunlukla düz formudur, ancak helisel ve çift helisel kremayer dişliler de mevcuttur. Dönme hareketinin ilerleme hareketine dönüştürmek için kullanıldığı gibi düz, helis, çift helis dişli imalatında da kullanılır. Şekil 2.3’te kremayer düz dişli gösterilmektedir.



Şekil 2.3 Kremayer düz dişli (Babalık, 2002)

2.1.1.4 Helisel Dişliler

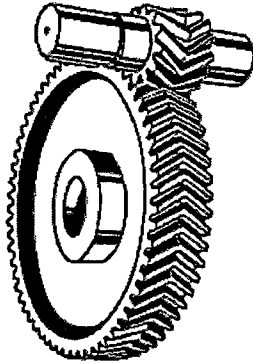
Helisel dişli çarklarda diş alınları çark eksenine paralel olmayıp β açısı altında sağ veya sol yöne eğimlidirler. Helisel dişli çarklardan oluşan mekanizmalarda dişler birbirlerini tüm genişlikte darbe şeklinde kavramadıklarından düz dişli çark mekanizmalarına göre daha gürültüsüz çalışırlar. Birbirini 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 küçüktür. Şekil 2.4'te helisel dişliler görülmektedir.



Şekil 2.4 Helisel dişli (Babalık,2002)

2.1.1.5 Çift Helisli (Ok) Dişliler

Bu dişlilerin diş formu yan yana getirilmiş karşıt iki helis şeklindedir. Helisel dişlilerde görülen aksenal kuvvetler çift helis dişlilerde görülmez. Şekil 2.5'te çift helis dişli görülmektedir.

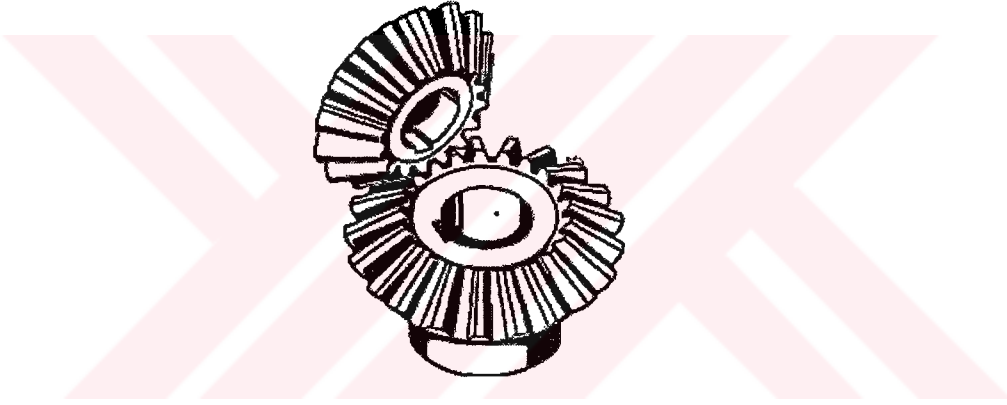


Şekil 2.5 Çift helisli dişli (Babalık, 2002)

2.1.2 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler

2.1.2.1 Düz Konik Dişliler

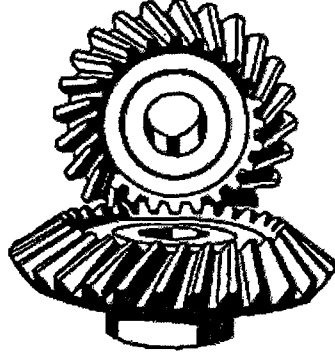
Uzantıları birbiriyle kesişen eksenlere sahip miller arasında moment iletimi konik dişli çarklarla sağlanır. Miller arasındaki açı genelde 90° olmakla beraber bu açı farklı değerde de olabilir. Eksenlerin kesişme noktası hassas bir şekilde sağlanmadığı takdirde dişliler ya tek taraflı yük taşıma durumunda kalırlar veya birbirlerini sıkıştırırlar, hızlı şekilde dişliler aşınır, mekanizma gürültülü çalışmaya başlar. Düşük çevresel hızlarda kullanılan düz konik dişliler, dişlerin arasında çizgisel temas bulunmasından ötürü düz dişli çarklara benzerler. Yüksek hızlarda dinamik kuvvetler artar ve kavrama oranı azalır, bu nedenle düşük hızlarda kullanılır. Şekil 2.6'da düz konik dişliler görülmektedir.



Şekil 2.6 Düz konik dişli (Babalık, 2002)

2.1.2.2 Spiral Konik Dişliler

Yüksek hızlarda daha sessiz çalışma için dişleri helisel biçimde açılmış spiral konik dişliler kullanılır. Dişli çifti teması kesmeden diğer dişliler temasa geçtikleri için kinematik olarak düzgün çalışabilen dişlilerdir. Bu dişliler için kullanılan eğri türleri spiral ve evolvent profil türleridir. Şekil 2.7 de spiral konik dişliler görülmektedir.

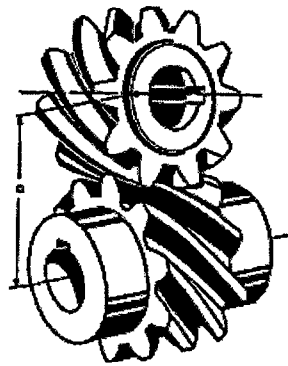


Şekil 2.7 Spiral konik dişli (Babalık, 2002)

2.1.3 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler

2.1.3.1 Spiral Dişliler

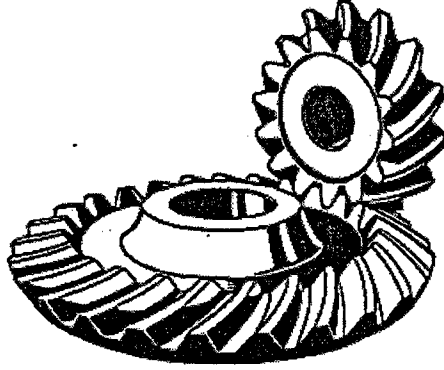
Helisel iki dişlinin aykırı eksenlerde çalıştırılması ile elde edilir. Dişlilerin helis yönleri genelde aynı yöne doğrudur. Bu tür dişli mekanizmalarında nokta teması söz konusu olmasından dolayı sadece küçük çevrim oranları ve küçük güçler için kullanılabilir. Bu nedenle ağır darbeli yüklerde tercih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



Şekil 2.8 Spiral dişli (Babalık, 2002)

2.1.3.2 Hipoid Dişliler

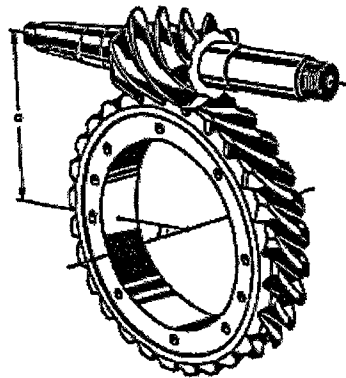
Spiral konik dişlilere benzemekle beraber pinyon mili kaydırılmıştır. Dolayısıyla dişli eksenleri kesişmez. Otomobil diferansiyellerinde sıklıkla kullanılır. Şekil 2.9'da hipoid dişliler görülmektedir.



Şekil 2.9 Hipoid dişli (Babalık, 2002)

2.1.3.3 Sonsuz Vida Mekanizmaları

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



Şekil 2.10 Sonsuz vida mekanizması (Babalık, 2002)

3. TÜM DIŞLİ ÇARK TÜRLERİ İÇİN TASARIM KRİTERLERİ

3.1 Korozyon

Dişli çarklarda artan titreşim ve ses seviyesi çoğu kez dişli hatalarıyla ilişkili olarak karşımıza çıkmaktadır. Dökme demirler, demir dıŐı metal alaŐımları, ve çelikler dişli imalatında kullanılan malzemelerdir. Dişli çarklarda temas, küçük alanlar boyuncadır.

Korozyon kimyasal olarak malzemeye zarar veren, malzemenin bozulması, kalite kaybı ve özelliklerine zarar veren bir hatadır. Korozyon normal ve doğal bir iŐlemdir. Nadiren tam olarak yok edilebilir. Paslanmaz elikler hariç tüm çelikler, demir oksit veya pas oluŐumu 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 deĐiŐtirerek minimuma indirgenebilir. Bu metallerden en sıklıkla kullanılanları çinko, kadmiyum ve kromdur. Bakır kaplama da kullanılmaktadır, fakat pas oluŐumunu 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 dıŐardan uygulanan akma gerilmesi değerinin altındaki yükler dişli malzemesinde artık gerilmeler oluŐturabilir. Pitting oluŐumu gerilme korozyon kırılması ile birleŐmiŐtir. Durgun ortam pitting oluŐumu için oldukça elverişli bir ortamdır. Gerilme korozyon kırılmasına karşı alüminyum ve paslanmaz çelikler sıklıkla kullanılan metallerdir.

3.2 Yağlama

Redüktörlerin uzun ömürlü olması ve iyi performansla çalıŐabilmesi için, kullanılan yağın seçimi doğru olmalı ve belirtilen zamanlarda deĐiŐimleri yapılmalıdır. Yağın seçiminde devir, evre sıcaklığı, redüktör yağ sıcaklığı, çalışma koşulları ve yağ ömrü önem taşımaktadır. Redüktörler uzun süre depolanacakları zaman veya çalışmaya baŐlanacaĐı zaman çalışma konumuna göre üstte kalan tapa sökülmeli ve redüktörün beraberinde verilen havalandırma

tapası kullanılmalıdır. Bu, redüktörün iç basıncından dolayı oluşacak yağ sızmalarını önleyecektir. Redüktörlerde standart olarak kullanılan yağlar mineral ve sentetik yağlar, mineral ve sentetik gresler şeklindedir. Mineral yağlar her 10.000 çalışma saatinde, sentetik yağlar ise her 20.000 çalışma saatinde değiştirilmelidir. Ağır çevre koşullarında (ani ısı değişiklikleri, yüksek nemlilik gibi) yağ değiştirme periyotlarının kısaltılması tavsiye edilmektedir. Mineral yağlarla sentetik yağlar kesinlikle birbirine karıştırılmaz. Değiştirme işlemi bir çalışma periyodunun hemen peşinden ve yağ sıcakken yapılır. Bu şekilde bir değiştirme, redüktör içindeki partiküllerin yağa karışmış olarak bulunmasından dolayı iyi bir temizleme ve yağın rahat boşaltılması sonucunu doğuracaktır (Yılmaz Redüktör Genel Katalog, MDEY-11.04/02).

3.2.1 Mineral Yağlar

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

3.2.2 Sentetik Yağlar

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

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

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

çözümleyememe ve yüksek fiyatı da dezavantajlarıdır.

3.3 Dişli Çark Malzemeleri

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

Başta karbonlu ve alaşımli çelikler birim hacme göre büyük yük taşıma kabiliyetine ve birim ağırlığa göre düşük maliyete sahip olduklarından, dişli çarkların imalinde en çok kullanılan malzemelerdir. DIN 17210 standardı ile sementasyon (Çizelge 3.1) ve ıslah çelikleri, DIN 1651 standardı ile otomat çelikleri standartlaştırılmıştır. Çeliklerin seçilmesi kopma ve buna bağlı olarak yorulma mukavemeti ve uygulanacak ısıl işleme göre yapılır.

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

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

Islah çelikleri , çeliğin sertleştirilip tavlama ile mukavemet ve süneklik özelliğinin iyileştirilmesiyle elde edilir. Islah çeliklerinde karbon oranı %0,2 ile %0,6 arasında değişir. Alaşım maddesi olarak Cr, Ni ve Mo bulunabilir. Kopma mukavemeti $R_m = 500 - 1900 \text{ N/mm}^2$ arasındadır. Islah çeliklerinin mekanik özellikleri büyüklükleri, çaplarına bağlıdır. Alaşımatsız çeliklerin ıslahı ancak küçük boyutlu parçalarda mümkündür. Islah çelikleri 250

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

Çizelge 3.1. Sementasyon çelikleri (DIN 17210) ve Otomat Çelikleri (DIN 1651)

Malzeme	Kısa Malz. Gösterimi	Karşılaştırmalar			Koyma Muk.		Sürekli Mukavemet Değerleri N/mm ²									Teknolojik Özellikler		Teknolojik Özellikler
		Fiyat	Talaş	%	N/mm ²	%	Çeki-Bası			Eğilme			Burulma			①	②	
	No	%	%	%	R _m (σ _k)	A-8	I	II	III	I	II	III	I	II	III	①	②	
C 10	1.0301	122	100	140	420-520	19	250	250	190	360	360	250	170	170	150	1	-	1 : Çok iyi
Ck 10	1.1121	144	100	140														2 : İyi
10 S 20	1.0721	140	60	80														3x : Özel yöntemle kaynak
C 15	1.0401	122		140	500-650	16	300	300	220	430	430	300	210	210	180	1	-	① Kaynak edilebilme
Ck 15	1.1141	144	100															② Endüksiyon. Sertleştirme
15 Cr 3	1.7015	165	110	150	600-850	13	400	400	270	580	580	360	280	280	210	2	-	I : Statik yük
16MnCr 5	1.7131	190	110	150	800-1100	10	600	600	360	870	870	480	420	420	290	3x	-	II : Titreşimli yük
20MnCr 5	1.7147	210	115	160	1000-1300	8	700	700	450	1010	1010	600	490	490	360	3x	-	III : Tam değişken yük
18 CrNi 8	1.5920	290	130	180	1200-1400	7	800	800	540	1160	1160	720	560	560	430	3x	-	

Tüm çeliklerde ulaşılabilen sertlik : HRC 59
C 15, 16 MnCr 5 ve 20 MnCr 5 tercih edilir.

Sertleştirme işleminin çok kısa bir zaman sürecinde gerçekleştiği endüksiyon ile sertleştirmede dişlerin sertlik durumu sertleştirme yöntemine bağlıdır. Bu bakımdan dişin iç kısmı tamamen sertleşebilir ve bu durumda darbeler karşısında dişler çok çabuk kırılır. Kullanılacak çeliğin karbon miktarının % 0.4 ile % 0.6 arasında olması tavsiye edilir.

Alevle yüzey sertleştirme endüksiyon sertleştirme bir çeşittir.

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

Dişli çarkın imalatını hangi malzemeden yapacağımızı kestirebilmek için, seçeceğimiz malzemenin sürekli mukavemet değeri hakkında fikir sahibi olmakta yarar vardır (Çizelge 3.2).

Çizelge 3.2 Bazı malzemelerin Eğilme ve Burulma zorlamaları için Titreşimli ve Tam Değişken Mukavemet Değerleri [N/mm^2] (Babalık, 2002)

Malzeme	Eğilme		Burulma	
	σ_{eT}	σ_{eTD}	τ_T	τ_{TD}
İnşaat çelikleri				
St 37	340	200	170	140
St 42	360	220	180	150
St 50	420	260	210	180
St 60	470	300	230	210
St 70	520	340	260	240
İslah çelikleri				
C 22, Ck 22	480	280	250	190
C 35, Ck 35	550	330	300	230
C 45, Ck 45	620	370	340	260
40 Mn 4, 25 CrMo 4, 37 Cr 4, 46 Cr 2	750	440	450	300
41 Cr 4, 34 CrMo 4	820	480	550	330
50 CrMo 4, 34 CrNiMo 6, 36 CrNiMo 4, 42 CrMo 4, 50 CrV 4	940	530	630	370
30 CrNiMo 8, 36 CrMoV 4, 32 CrMo12	1040	600	730	420
Sementasyon çelikleri				
C 15, Ck 15	420	280	210	180
15 Cr 3	560	350	280	210
16 MnCr 5	700(840)	420	430	270
15 CrNi 6	900	550	450	300
20 MnCr 5	980	600	490	340
18 CrNi 8, 17 CrNiMo 8	1060	650	550	410

Gövde malzemesi olarak Alüminyum Enjeksiyon Döküm, GG 24-25-26 Pik Döküm kullanılabilir. Gövdede soğutucu kanatlar ve geniş yağ haznesi büyük avantaj sağlamaktadır.

3.4 Dişli Çark Mekanizmalarında Hatalar ve Toleranslar (DIN 3960-3964-3967)

3.4.1 İzin Verilen Hatalar (DIN 3960)

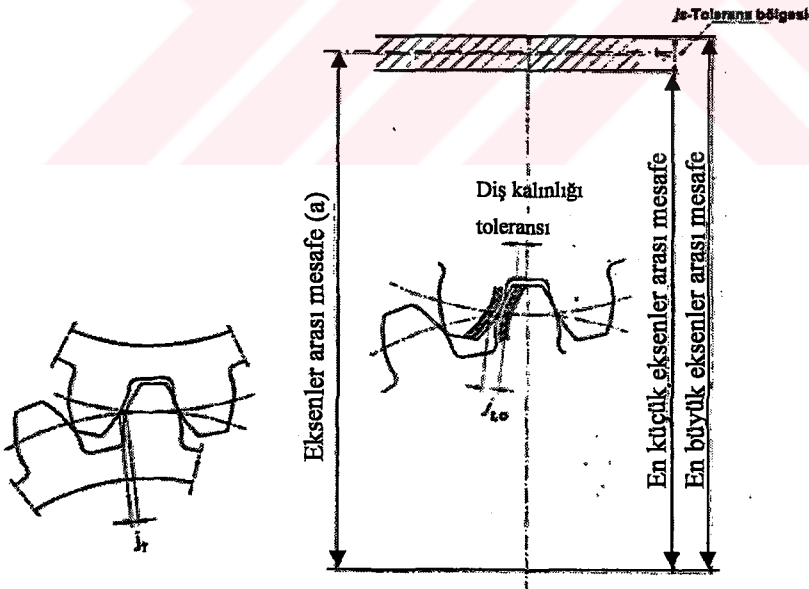
İmalat sırasında dişli çarklarda meydana gelen hatalar : dişli taslağının imalatında, diş açmada, ve dişlinin montajında oluşan hatalardır. Bu nedenle dişli çarkın kontrolü; taslağın kontrolü, diş açmadan sonra kontrol ve montajdan sonra kontrol şeklinde üç aşamadan oluşmalıdır. Alman standardı DIN 3960,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

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

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

3.4.2 Toleranslar

Eksenler arası mesafe için sıfır çizgisine göre simetrik ISO tolerans bölgesi $js5 - js11$ önerilir. Evolvent dişliler eksenler arası mesafe değişimine karşı hassas değildirler, sorun çıkarmazlar, bu nedenle eksenler arası mesafenin çok dar toleranslı olmasına gerek yoktur. $Js7$ ve $js8$ toleransları genel makine toleransları için yeterlidir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi toleranslardan doğacak farklılıkları ve ısıl genleşmeleri dengeleyebilmek için eş çalışan yüzeylerde yan yüzeyler arasında bir boşluk bulunmalıdır. Bu boşluk; j_t dönme boşluğu ve j_n normal boşluktan oluşur. Dönme boşluğu j_t , alın kesitte karşı dişli sabitken diğer dişlinin dönebileceği boşluktur. Dönme boşluğu için önerilen değerler Çizelge 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.1 Dişli yan yüzeyleri arasında boşluk (DIN 3964)

Çizelge 3.3 Modüle bağlı olarak yan yüzeyler arası boşluk (DIN 3964)

Modül[mm]	0,8-1,75	2-3	3,25-5	6-10	12-25
Yan yüzey boşluğu[10^{-3} mm]	50-100	80-130	100-230	180-400	250-1000

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

$$b_y = b_d \cdot \cos \alpha \quad (3.1)$$

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

$$s_0 = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (3.2)$$

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

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

Çizelge 3.4 Silindirik dişlilerde yataklar arası ölçüler için tolerans cetveli (DIN 3964)

DİŞLİ KALİTELERİ		Kalite 1--3		Kalite 4--6		Kalite 7--9		Kalite 10--11	
		ISO TOLERANS js (değerler mikrondur.)							
a		5	6	7	8	9	10	11	
Şaft merkez mesafesi (mm)	10	+ 4	+ 5,5	+ 9	+ 13,5	+ 21,5	+ 35	+ 55	
	18	- 4	- 5,5	- 9	- 13,5	- 21,5	- 35	- 55	
	30	+ 4,5	+ 6,5	+ 10,5	+ 16,5	+ 26	+ 42	+ 65	
	50	- 4,5	- 6,5	- 10,5	- 16,5	- 26	- 42	- 65	
	80	+ 5,5	+ 8	+ 12,5	+ 19,5	+ 31	+ 50	+ 80	
	120	- 5,5	- 8	- 12,5	- 19,5	- 31	- 50	- 80	
	180	+ 6,5	+ 9,5	+ 15	+ 23	+ 37	+ 60	+ 95	
	250	- 6,5	- 9,5	- 15	- 23	- 37	- 60	- 95	
	315	+ 7,5	+ 11	+ 17,5	+ 27	+ 43,5	+ 70	+ 110	
	400	- 7,5	- 11	- 17,5	- 27	- 43,5	- 70	- 110	
	500	+ 9	+ 12,5	+ 20	+ 31,5	+ 50	+ 80	+ 125	
	630	- 9	- 12,5	- 20	- 31,5	- 50	- 80	- 125	
	800	+ 10	+ 14,5	+ 23	+ 36	+ 57,5	+ 92,5	+ 145	
	1000	- 10	- 14,5	- 23	- 36	- 57,5	- 92,5	- 145	
	1250	+ 11,5	+ 16	+ 26	+ 40,5	+ 65	+ 105	+ 160	
	1600	- 11,5	- 16	- 26	- 40,5	- 65	- 105	- 160	
	2000	+ 12,5	+ 18	+ 28,5	+ 44,5	+ 70	+ 115	+ 180	
	2500	- 12,5	- 18	- 28,5	- 44,5	- 70	- 115	- 180	
	3150	+ 13,5	+ 20	+ 31,5	+ 48,5	+ 77,5	+ 125	+ 200	
	4000	- 13,5	- 20	- 31,5	- 48,5	- 77,5	- 125	- 200	
	5000	+ 14	+ 22	+ 35	+ 55	+ 87	+ 140	+ 220	
	6300	- 14	- 22	- 35	- 55	- 87	- 140	- 220	
	8000	+ 16	+ 25	+ 40	+ 62	+ 100	+ 160	+ 250	
	10000	- 16	- 25	- 40	- 62	- 100	- 160	- 250	
	12500	+ 18	+ 28	+ 45	+ 70	+ 115	+ 180	+ 280	
	16000	- 18	- 28	- 45	- 70	- 115	- 180	- 280	
	20000	+ 21	+ 33	+ 52	+ 82	+ 130	+ 210	+ 330	
	25000	- 21	- 33	- 52	- 82	- 130	- 210	- 330	
	31500	+ 25	+ 39	+ 62	+ 97	+ 155	+ 250	+ 390	
	40000	- 25	- 39	- 62	- 97	- 155	- 250	- 390	
	50000	+ 30	+ 46	+ 75	+ 115	+ 185	+ 300	+ 460	
63000	- 30	- 46	- 75	- 115	- 185	- 300	- 460		
80000	+ 35	+ 55	+ 87	+ 140	+ 220	+ 350	+ 550		
100000	- 35	- 55	- 87	- 140	- 220	- 350	- 550		
125000	+ 43	+ 67	+ 105	+ 165	+ 270	+ 430	+ 675		
160000	- 43	- 67	- 105	- 165	- 270	- 430	- 675		

Pratikte eş çalışan dişlilerde işleve göre şu toleranslar önerilir:

- Küçük dişli e/ büyük dişli f:

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

- Küçük dişli c/ büyük dişli d:

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

- Küçük dişli b/ büyük dişli c:

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

- Küçük dişli a/ büyük dişli a:

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

3.5 Dişli Çarklarda Kontrol (DIN 867)

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

$$W = m_n \cdot \cos \alpha_n \cdot [(z' - 0,5) \cdot \pi + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t] \pm 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin \alpha_n \quad (3.3)$$

Dişlilerin doğruluğunu kontrol için genel olarak,

- 1) Dişler üzerinden mikrometre ile kontrolü yapılır (W)
- 2) Pimler üzerinden kontrolü yapılır (M_a) . Ayrıca çok çeşitli kontrol aletleri ile dişlinin yanak profili, hatve salgısı, yalpası, sertliği kontrol edilir.

3.5.1 Mikrometre İle Kontrol

Dişlinin diş sayısına göre kaç diş üzerinden ölçülmesi gerektiği Çizelge 3.5'te görülmektedir. Burada;

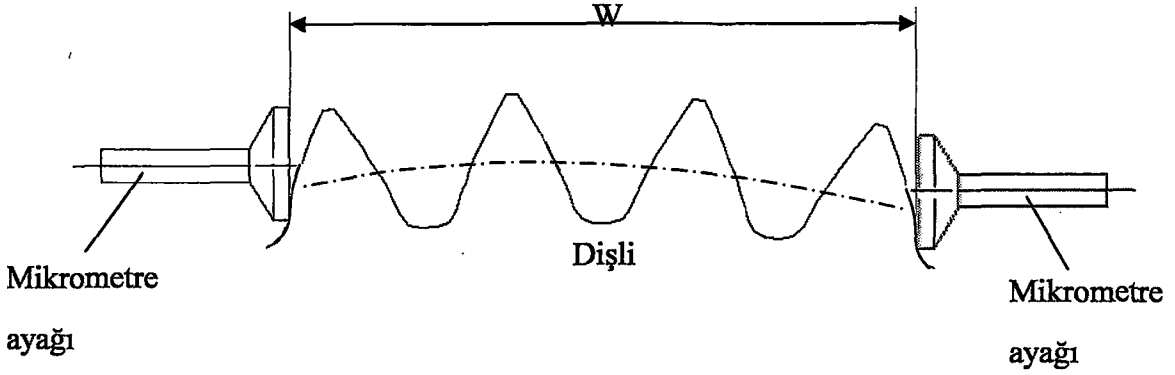
z : Dişlinin diş sayısı

z' : Ölçüm yapılacak diş sayısı

W_1 : 1 modül için miktar

3.5.1.1 Metod 1 – Form 1

Silindirik düz ve silindirik helis dişlilerde mikrometre (W) ölçüsünü hesaplamada kullanılır(Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Dişli mikrometresi ile ölçüm

Çizelge 3.5 Düz dişliler için mikrometre ile kontrol (Düzgün,1999)

z	z'	w ₁	z	z'	w ₁	z	z'	w ₁	z	z'	w ₁	z	z'	w ₁
31	6	16,3510	101	12	35,3640	151	17	50,8250	201	23	69,2360			
32	6	16,3630	102	12	35,3761	152	17	50,8370	202	23	69,2480			
33	6	16,3750	103	12	35,3881	153	18	51,8491	203	23	69,2600			
34	7	19,3451	104	12	35,4001	154	18	51,8611	204	23	69,2720			
35	7	19,3571	105	12	35,4121	155	18	51,8731	205	23	69,2840			
36	7	19,3692	106	12	35,4241	156	18	51,8851	206	23	69,2960			
37	7	19,3812	107	12	35,4361	157	18	51,8971	207	24	72,2742			
38	7	19,3932	108	12	35,4481	158	18	51,9091	208	24	72,2862			
39	7	19,4052	109	12	35,4601	159	18	51,9211	209	24	72,2982			
40	7	19,4172	110	12	35,4721	160	18	51,9331	210	24	72,3102			
41	7	19,4292	111	12	35,4841	161	18	51,9451	211	24	72,3222			
42	7	19,4412	112	12	35,4961	162	18	51,9571	212	24	72,3342			
43	7	19,4532	113	12	35,5081	163	18	51,9691	213	24	72,3462			
44	7	19,4652	114	12	35,5201	164	18	51,9811	214	24	72,3582			
45	7	19,4772	115	12	35,5321	165	18	51,9931	215	24	72,3702			
46	7	19,4892	116	12	35,5441	166	18	51,9991	216	24	72,3822			
47	7	19,5012	117	12	35,5561	167	18	52,0051	217	24	72,3942			
48	7	19,5132	118	12	35,5681	168	18	52,0111	218	24	72,4062			
49	7	19,5252	119	12	35,5801	169	18	52,0171	219	24	72,4182			
50	7	19,5372	120	12	35,5921	170	18	52,0231	220	24	72,4302			
51	7	19,5492	121	12	35,6041	171	18	52,0291	221	24	72,4422			
52	7	19,5612	122	12	35,6161	172	18	52,0351	222	24	72,4542			
53	7	19,5732	123	12	35,6281	173	18	52,0411	223	24	72,4662			
54	7	19,5852	124	12	35,6401	174	18	52,0471	224	24	72,4782			
55	7	19,5972	125	12	35,6521	175	18	52,0531	225	24	72,4902			
56	7	19,6092	126	12	35,6641	176	18	52,0591	226	24	72,5022			
57	7	19,6212	127	12	35,6761	177	18	52,0651	227	24	72,5142			
58	7	19,6332	128	12	35,6881	178	18	52,0711	228	24	72,5262			
59	7	19,6452	129	12	35,7001	179	18	52,0771	229	24	72,5382			
60	7	19,6572	130	12	35,7121	180	18	52,0831	230	24	72,5502			
61	7	19,6692	131	12	35,7241	181	18	52,0891	231	24	72,5622			
62	7	19,6812	132	12	35,7361	182	18	52,0951	232	24	72,5742			
63	7	19,6932	133	12	35,7481	183	18	52,1011	233	24	72,5862			
64	7	19,7052	134	12	35,7601	184	18	52,1071	234	24	72,5982			
65	7	19,7172	135	12	35,7721	185	18	52,1131	235	24	72,6102			
66	7	19,7292	136	12	35,7841	186	18	52,1191	236	24	72,6222			
67	7	19,7412	137	12	35,7961	187	18	52,1251	237	24	72,6342			
68	7	19,7532	138	12	35,8081	188	18	52,1311	238	24	72,6462			
69	7	19,7652	139	12	35,8201	189	18	52,1371	239	24	72,6582			
70	7	19,7772	140	12	35,8321	190	18	52,1431	240	24	72,6702			
71	7	19,7892	141	12	35,8441	191	18	52,1491	241	24	72,6822			
72	7	19,8012	142	12	35,8561	192	18	52,1551	242	24	72,6942			
73	7	19,8132	143	12	35,8681	193	18	52,1611	243	24	72,7062			
74	7	19,8252	144	12	35,8801	194	18	52,1671	244	24	72,7182			
75	7	19,8372	145	12	35,8921	195	18	52,1731	245	24	72,7302			
76	7	19,8492	146	12	35,9041	196	18	52,1791	246	24	72,7422			
77	7	19,8612	147	12	35,9161	197	18	52,1851	247	24	72,7542			
78	7	19,8732	148	12	35,9281	198	18	52,1911	248	24	72,7662			
79	7	19,8852	149	12	35,9401	199	18	52,1971	249	24	72,7782			
80	7	19,8972	150	12	35,9521	200	18	52,2031	250	24	72,7902			
81	7	19,9092	151	12	35,9641	201	18	52,2091						
82	7	19,9212	152	12	35,9761	202	18	52,2151						
83	7	19,9332	153	12	35,9881	203	18	52,2211						
84	7	19,9452	154	12	35,1001	204	18	52,2271						
85	7	19,9572	155	12	35,1121	205	18	52,2331						
86	7	19,9692	156	12	35,1241	206	18	52,2391						
87	7	19,9812	157	12	35,1361	207	18	52,2451						
88	7	19,9932	158	12	35,1481	208	18	52,2511						
89	7	20,0052	159	12	35,1601	209	18	52,2571						
90	7	20,0172	160	12	35,1721	210	18	52,2631						
91	7	20,0292	161	12	35,1841	211	18	52,2691						
92	7	20,0412	162	12	35,1961	212	18	52,2751						
93	7	20,0532	163	12	35,2081	213	18	52,2811						
94	7	20,0652	164	12	35,2201	214	18	52,2871						
95	7	20,0772	165	12	35,2321	215	18	52,2931						
96	7	20,0892	166	12	35,2441	216	18	52,2991						
97	7	20,1012	167	12	35,2561	217	18	52,3051						
98	7	20,1132	168	12	35,2681	218	18	52,3111						
99	7	20,1252	169	12	35,2801	219	18	52,3171						
100	7	20,1372	170	12	35,2921	220	18	52,3231						

m_n : Dişlinin normal modülü

α_n : Dişlinin normal kavrama açısı

z' : Ölçüm yapılacak diş adedi

z : Dişlinin diş sayısı

$\pm 2.x.m_n.\sin \alpha_n$: Dişlide profil kaydırma varsa uygulanır.

3.5.1.2 Metod 1 – Form 2

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

Normal (profil kaydırılmamış) silindirik düz dişliler için;

$$W = m_n \cdot W_1 \quad (3.4)$$

W : Dişler üzerinden ölçü (mm)

m_n : Dişlinin normal modülü

W_1 : Kavrama açısı 20° için Çizelge 3.6'dan alınacak değerler.

3.5.2 Pim Üzerinden Kontrol

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

$$d_r = 1,728 \cdot m \quad (3.5)$$

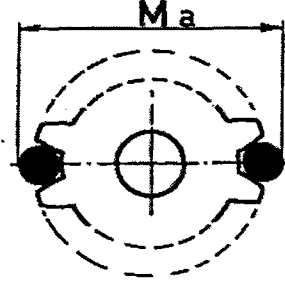
Dişlilerin diş sayısı çift olduğunda;

$$M_a = d_0 \cdot \frac{\cos \alpha_{S0}}{\cos \alpha_{SM}} + d_r \quad (3.6)$$

α_{s0} : Helis dişlide alın kavrama açısıdır. Düz dişlide pim üstü hesabı yapılırken α_{n0} normal kavrama açısı kullanılır.

d_r : Pim çapı (Düz dişli için $d_r = 1,728 \cdot m$)

Kavrama açısı 20° için sabit sayılar : ev $\alpha_{n0} = 0.0149904$ ve $\cos \alpha_{n0} = 0,93969262$



Şekil 3.3 Düz dişliler için pim üstünden kontrol (Düzgün, 1999)

Çizelge 3.6 Kavrama açısı 20° olan silindirik düz dişlilerde pim üstü kontrolü (DIN 3976)

No. of teeth	1.728 wire dia.		Alternate 1.62 wire dia.		Alternate 1.5N wire dia.	
	M	K_n	M	K_n	M	K_n
5	7.0153	1.67	7.5271	1.48	8.8500	1.75
6	8.3032	1.83	8.8440	1.62	8.1600	1.81
7	9.1260	1.88	9.6703	1.67	8.9522	1.96
8	10.3271	1.94	10.8907	1.72	10.1753	2.01
9	11.1905	1.98	11.7575	1.77	11.0410	2.06
10	12.3445	2.01	12.9252	1.81	12.1914	2.10
11	13.2332	2.05	13.8173	1.84	13.0795	2.13
12	14.3878	2.09	14.9536	1.87	14.2013	2.16
13	15.2939	2.12	15.8618	1.91	15.1068	2.19
14	16.3463	2.14	16.9748	1.93	16.2091	2.21
15	17.2871	2.17	17.8804	1.96	17.1273	2.24
16	18.3768	2.19	18.9934	1.98	18.2154	2.26
17	19.3033	2.21	19.9244	2.01	19.1432	2.28
18	20.3840	2.23	21.0001	2.03	20.2205	2.29
19	21.3209	2.25	21.9478	2.05	21.1581	2.31
20	22.3900	2.26	23.0227	2.07	22.2249	2.33
21	23.3321	2.28	23.9670	2.08	23.1663	2.34
22	24.3952	2.29	25.0946	2.10	24.2386	2.35
23	25.3423	2.30	25.8837	2.12	25.1764	2.36
24	26.3907	2.32	27.0450	2.13	26.2318	2.38
25	27.3511	2.33	27.9682	2.14	27.1826	2.39
26	28.4026	2.34	29.0543	2.16	28.2340	2.40
27	29.3886	2.35	29.9109	2.17	29.1892	2.41
28	30.4071	2.36	31.0520	2.19	30.2371	2.42
29	31.3562	2.37	32.0232	2.20	31.1948	2.43
30	32.4102	2.38	33.0701	2.21	32.2392	2.43
31	33.3710	2.39	34.0323	2.22	33.1997	2.44
32	34.4120	2.40	35.0708	2.23	34.2412	2.45
33	35.3781	2.41	36.0413	2.24	35.2041	2.45
34	36.4165	2.41	37.0630	2.25	36.2430	2.46
35	37.3807	2.42	38.0485	2.26	37.2679	2.47
36	38.4178	2.42	39.0886	2.27	38.2445	2.48
37	39.3840	2.43	40.0869	2.28	39.2113	2.48
38	40.4198	2.44	41.0638	2.29	40.2400	2.49
39	41.3890	2.45	42.0636	2.29	41.2147	2.49
40	42.4217	2.45	43.0686	2.30	42.2473	2.50
41	43.3930	2.45	44.0609	2.31	43.2174	2.50
42	44.4234	2.46	45.1030	2.32	44.2485	2.51
43	45.3951	2.47	46.0746	2.32	45.2300	2.51
44	46.4250	2.47	47.1071	2.33	46.2496	2.52
45	47.3980	2.48	48.0899	2.34	47.2234	2.52
46	48.4205	2.48	49.1169	2.34	48.2506	2.53
47	49.4007	2.49	50.0858	2.35	49.2248	2.53
48	50.4279	2.49	51.1144	2.35	50.2514	2.53
49	51.4031	2.50	52.0902	2.36	51.2566	2.54
50	52.4292	2.50	53.1177	2.37	52.2525	2.54

Çizelge 3.6 (devam) Kavrama açısı 20° olan silindirik düz dişlilerde pim üstü kontrolü

(DIN 3976)

No. of teeth	1.728 wire dia.		Alternate 1.92 wire dia.		Alternate 1.68 wire dia.	
	d_f	K_m	d_f	K_m	d_f	K_m
51	53.4153	2.50	54.0945	2.37	53.2264	2.54
52	54.4304	2.51	55.1208	2.38	54.2533	2.55
53	55.4474	2.51	56.0985	2.38	55.2802	2.55
54	56.4315	2.52	57.1247	2.39	56.2541	2.55
55	57.4083	2.52	58.1022	2.39	57.2318	2.56
56	58.4325	2.52	59.1265	2.40	58.2548	2.56
57	59.4111	2.52	60.1037	2.40	59.2333	2.56
58	60.4345	2.53	61.1291	2.41	60.2565	2.56
59	61.4128	2.53	62.1090	2.41	61.2347	2.57
60	62.4344	2.54	63.1316	2.41	62.2561	2.57
61	63.4144	2.54	64.1121	2.42	63.2300	2.57
62	64.4352	2.54	65.1338	2.42	64.2507	2.57
63	65.4159	2.54	66.1150	2.43	65.2372	2.58
64	66.4301	2.55	67.1369	2.43	66.2572	2.58
65	67.4172	2.55	68.1177	2.43	67.2383	2.58
66	68.4360	2.55	69.1381	2.44	68.2577	2.58
67	69.4186	2.55	70.1203	2.44	69.2304	2.59
68	70.4376	2.56	71.1401	2.44	70.2582	2.59
69	71.4198	2.56	72.1228	2.45	71.2405	2.59
70	72.4383	2.56	73.1429	2.45	72.2587	2.59
71	73.4210	2.56	74.1252	2.45	73.2414	2.59
72	74.4300	2.57	75.1438	2.46	74.2592	2.60
73	75.4221	2.57	76.1274	2.46	75.2323	2.60
74	76.4390	2.57	77.1455	2.46	76.2590	2.60
75	77.4222	2.57	78.1295	2.47	77.2432	2.60
76	78.4402	2.57	79.1471	2.47	78.2300	2.60
77	79.4212	2.58	80.1310	2.47	79.2440	2.60
78	80.4408	2.58	81.1480	2.48	80.2304	2.61
79	81.4252	2.58	82.1324	2.48	81.2448	2.61
80	82.4413	2.58	83.1501	2.48	82.2397	2.61
81	83.4262	2.58	84.1354	2.48	83.2456	2.61
82	84.4418	2.58	85.1516	2.49	84.2311	2.61
83	85.4271	2.59	86.1372	2.49	85.2463	2.61
84	86.4433	2.59	87.1528	2.49	86.2314	2.61
85	87.4279	2.59	88.1380	2.49	87.2470	2.62
86	88.4428	2.59	89.1542	2.50	88.2317	2.62
87	89.4287	2.59	90.1405	2.50	89.2476	2.62
88	90.4433	2.59	91.1555	2.50	90.2320	2.62
89	91.4295	2.60	92.1421	2.50	91.2482	2.62
90	92.4437	2.60	93.1587	2.50	92.2324	2.62
91	93.4302	2.60	94.1436	2.51	93.2489	2.62
92	94.4461	2.60	95.1579	2.51	94.2326	2.63
93	95.4310	2.60	96.1430	2.51	95.2494	2.63
94	96.4445	2.60	97.1590	2.51	96.2329	2.63
95	97.4317	2.60	98.1464	2.52	97.2500	2.63
96	98.4449	2.61	99.1601	2.52	98.2372	2.63
97	99.4323	2.61	100.1477	2.52	99.2500	2.63
98	100.4453	2.61	101.1611	2.52	100.2335	2.63
99	101.4328	2.61	102.1480	2.52	101.2511	2.63
100	102.4458	2.61	103.1621	2.53	102.2338	2.63

4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

4.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Mühendislikte genel olarak birbirine paralel ve birbiriyle ilişkili iki çözüm yolu vardır. Bunlardan birincisi deneysel, diğeri teorik çalışmalardır. Deneysel sonuçları çoğu kez tablolar halinde verilen kesikli sayısal değerlerdir. Teorik çalışma sonuçları sürekli değerler olduğu halde deney sonuçları ile karşılaştırılması amacıyla kesikli değerler halinde nümerik olarak ifade edilirler. Deneyler ile karşılaştırılmak istenen bir problemin teorik çözümü , bu karşılaştırmayı yapabilecek bir çözümün yetersiz kalması ya da hiç çözüme sahip olmaması nedeniyle çoğu kez olanaksız hale gelmektedir. O zaman , problemi deneylerle çözmek ve kesikli değerler elde etmek yararlı olur. Deneylerle bulunan sonuçları değerlendirmek veya böyle bir problemi hiç deney gereği olmadan kesikli değerler halinde vermek mümkündür. İşte böyle bir yola nümerik yöntem veya nümerik analiz yolu denir.

Nümerik analizin asıl amacı , matematiksel problemlerin çözümlenebilmesi için uygun ve en iyi yaklaşım veren yöntemleri bulmak , ayrıca bunlardan anlamlı ve faydalı sonuçlar çıkarmaktır.

Problem çözümünde bir takım aşamalardan geçilerek sonuca varılır. Bu aşamalardan ilki problemin formülasyonudur.

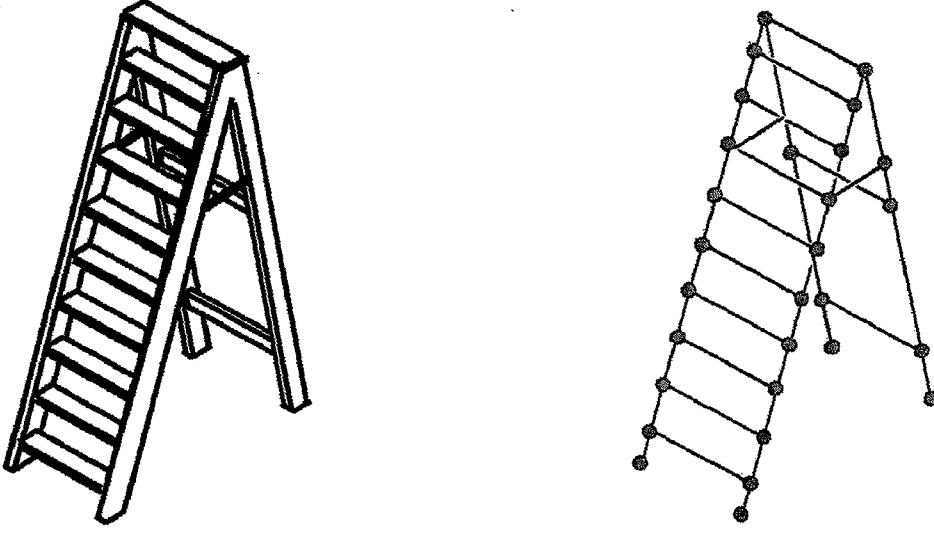
Formülasyon yapıldıktan sonra problemin çözümü için , hata analizi ile birlikte nümerik yöntem en iyi yaklaşımla sonuç elde edilecek şekilde seçilmelidir. Nümerik çözüm yöntemi diyeceğimiz bu yöntem belirtilen ya da istenilen hassaslıktaki yaklaşımla ve belli sayıda ardışık tekrar (iterasyon) işlemlerinden sonra matematiksel probleme çözüm getirmelidir. Nümerik çözüm yöntemi genellikle önceden saptanmış aritmetik ve mantıksal işlemlerden oluşur. Bu işlemlerin tümüne çözüm algoritması denir. Algoritma , belli sayıda işlemlerden sonra probleme çözüm getirir.

Problemin elektronik hesaplayıcı ile çözümünde üçüncü aşama programlama aşamasıdır. Seçilen algoritma hemen hemen bütün ayrıntıları ile problemin çözüm adımlarını belirlemiştir. İş akış diyagramları oluşturulup , buradaki sembollerin elektronik hesaplayıcının anlayabileceği komutlara dönüştürülür. Bu komutlar basit oluşu ve bilimsel problemlere kolay uyumu nedeniyle Fortran programlama diliyle yazılabilir (Matrisleri bu program çözüyor).

Bugünün gelişmiş teknolojisinde , gelişmiş makine elemanlarının tasarımında Sonlu Elemanlar Yöntemi güçlü bir araçtır. Sonlu elemanlar yönteminin alt yapısı için, analizin türüne göre mukavemet ve kuvvet deformasyon ilişkilerine hakim olmak, ısı transfer bilgilerine hakim olmak, malzemenin değişik koşullardaki davranışlarına hakim olmak, elemanların formüle edilmeleri esnasında diferansiyel ifadelerin çözümlenmesi, ve lineer denklem sistemlerinin çözümlenmesi hakkında bilgi sahibi olmakta fayda vardır. Bu teknolojiyi bu kadar etkin kılan başlıca özellikler ekonomiklik, esneklik, ve hız olarak özetlenebilir. Ekonomiktir, çünkü problemin çözümüne yönelik deneysel çalışmalar yapmak ve gerekli test düzeneğini hazırlamak büyük maliyet getirmektedir. Yapısal analiz çözümlerinde ise gerekli olan sadece yazılım ve donanımdır. Esnektir, çünkü test düzeneği belli parametrelere bağımlıyken , bilgisayara ortamında değişik parametrelerin probleme adaptasyonu çok daha kolaydır. Bununla beraber çözüme çok daha kısa zamanda ulaşılır. Bu metotta problem geometrisi birbirine bağlı sonlu sayıda elemanlar topluluğu ile ifade edilmekte, sınır şartlarının uygulanarak çözümlene neticesinde gerçek yapının fiziksel davranışı simüle edilmektedir.

Sonlu Eleman Analizi, bir tasarımda yükleme koşullarını simüle etmek ve tasarımın bu koşullara cevabını saptamaktır. Her bir eleman belli bir yüke cevabını tanımlayan belli bir eşitlikle ifade edilir. Modeldeki bütün elemanların cevaplarının toplamı , tasarımın toplam cevabını verir. Elemanlar Sonlu Elemanlar olarak anılan sonlu sayıda bilinmeyen elemana sahiptir. Yapısal analizde sonlu elemanlar yöntemi akademik ve endüstriyel araştırmacılar tarafından 1960 larda kullanılmaya başlanmıştır.

Sonlu sayıda bilinmeyen elemanlardan oluşan sonlu eleman modeli, sonsuz sayıda bilinmeyene sahip fiziksel sistemin cevabını ancak yaklaşık değer olarak verebilir. Dolayısıyla bu yaklaşıklık ne kadar doğrudur sorusu karşımıza çıkmaktadır. Bu sorunun cevabı bir bütün olarak neyin simüle edildiğine ve simülasyon için hangi araçların kullanıldığına bağlıdır (Ansys Trainig Manuals, 2000).



Şekil 4.1 Fiziksel sistem(a), gerçek fiziksel sistemin sonlu eleman modeli(b)

Sonlu elemanlar yöntemi, dizaynda yapılmak istenen değişikliklere hızlı ve etkin bir şekilde deneme yapılma imkanı verdiği için prototip deneme miktarını azaltmaktadır. Ayrıca cerrahi implantasyonlarda olduğu gibi (yapay diz gibi) prototip deneme imkanı olmayan uygulamaların da tasarımları simüle edilebilir.

4.2 Çözümleme Yöntemi ve Analiz Algoritması

4.2.1 Modelleme Operasyonları

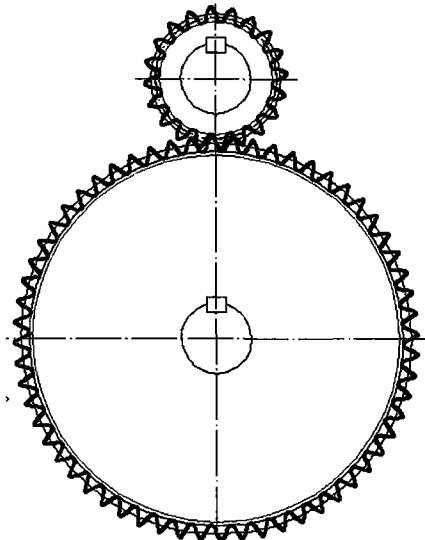
Katı modeller hacim, alan, doğru çizgisi ve keypoint (düğüm noktaları) tarafından tanımlanır. Hacimler alanlarca, alanlar doğru çizgilerince, doğrular da düğüm noktalarınca sınırlanmıştır. Ansys yazılımında katı modellemede bu hiyerarşi bozulmamalıdır.

Ayrıca sadece alan ve altındakilerden oluşan kabuk veya 2D düzlem elemanlar da Ansys terminolojisinde katı model olarak algılanmaktadır. Katı model oluştururken iki yaklaşım söz konusudur:

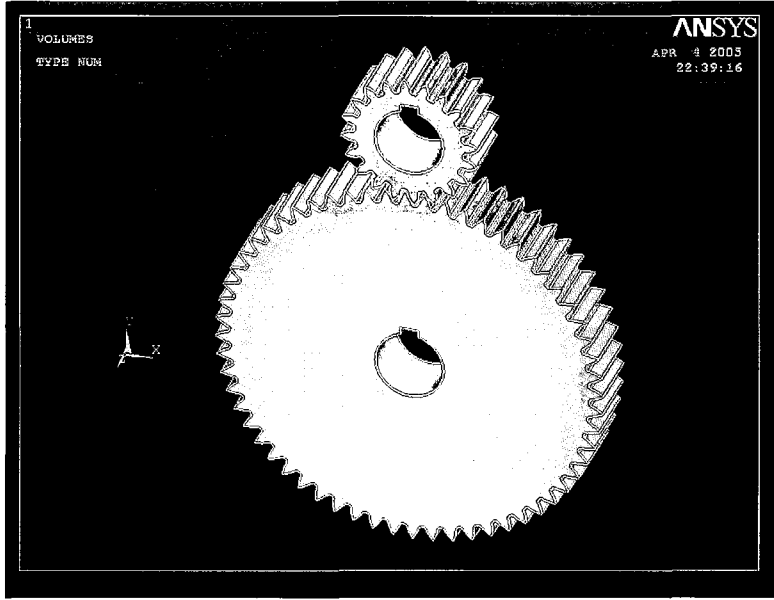
Top-down modelleme; katı bir ham modelden son modele ulaşma yöntemidir. Son şekli oluşturabilmek için birleştirmek üzere hacim veya alanların tanımlanması ile başlar. Başlangıçta tanımlanan hacim veya alanlar primitive (ilkel) olarak adlandırılır. İlkeller working plane (çalışma düzlemi) üzerine yerleştirilir ve burada yönlendirilirler. Son şekle ulaşmak için yapılan birleştirme işlemleri de Boolean Operations (Boole Cebirine dayanan işlemler) olarak adlandırılır. Burada parçalar add komutuyla tek bir yapı haline getirilir, glue komutuyla iki veya daha fazla parça aralarında ortak bir sınır teşkil edecek şekilde birleştirilir, overlap komutuyla üst üste bindirilir veya kesişen kısımları da ayrı bir eleman olarak davranır, subtract komutuyla birbirinden çıkarılır, divide komutuyla bölme yüzeyi olarak çalışma düzlemi, alan, doğru ve hatta hacim kullanılarak bölme işlemi yapılır, intersect komutuyla üst üste bindirilmiş bölgelerdeki tüm elemanlar belirlenir, partition komutuyla da iki veya daha fazla kesişen elemanın kesişim noktalarından ayrılması ve fakat kesişim noktalarından hala birbirine bağlı olması sağlanır.

Bottom-up modelleme ise; düğüm noktalarının tanımlanmasıyla başlar, doğru çizgilerine ulaşılır, doğrulardan alanlar, alanlardan hacimlere ulaşılır.

Bu çalışmada Autocad yazılımında iki boyutlu olarak çizim yapılmış, sonrasında Solidworks yazılımında .igs uzantılı olarak “convert” dönüştürme işlemi yapılmış, ve bu şekilde dişli çarklar eş çalışma halinde Ansys ekranında gösterilmiştir. Böylelikle Ansys’ te line (doğru) ve spline (serbest eğri) lardan oluşan geometrik model alanlara dönüştürülüp alanlar toplanmış , ardından diş genişliği olan $b = 35$ mm extrude (uzatma) yapılmıştır (Şekil 4.2 ve 4.3).



Şekil 4.2 Birbiriyle eş çalışan düz dişli çarkın 2D modellenmesi.



Şekil 4.3 Dişliye ait 3D model

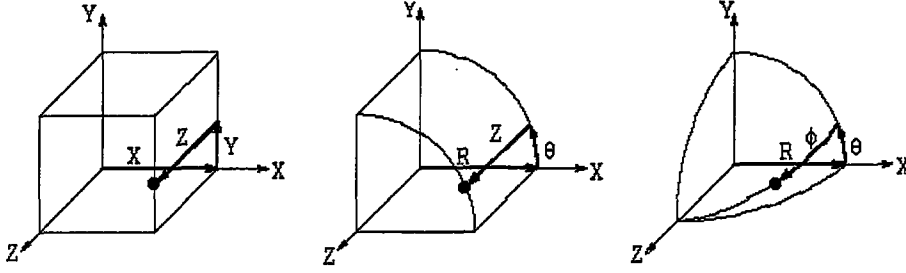
4.2.2 Koordinat Sistemleri

4.2.2.1 Aktif Koordinat Sistemi

Varsayılan global yani yerel koordinat sistemidir. Global kartezyen (csys,0), global silindirik (csys,1), global küresel (csys,2), çalışma düzlemi (csys,4), veya kullanıcı tarafından tanımlanan yerel koordinat sistemi (csys,n) olmak üzere 5 koordinat sistemi tanımlanmıştır.

4.2.2.1.1 Global Koordinat Sistemi

Model için yerel referans sistemidir. Kartezyen (sistem 0), silindirik (sistem 1), veya küresel (sistem 2) olabilir. Örnek olarak global kartezyen sistemde (0,10,0) yeri global silindirik sistemde (10,90,0) ile aynıdır. Şekil 4.4'te kartezyen, silindirik ve küresel koordinat sistemleri gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Kartezyen, silindirik ve küresel sistemler

4.2.2.1.2 Lokal Koordinat Sistemi

Arzu edilen yerde kullanıcı tarafından tanımlanan ve ID numarası 11 veya daha büyük olan kartezyen, silindirik veya küresel koordinat sistemidir. Yeri Work Plane yani çalışma düzleminin orijininde (CSWP), belirlenmiş koordinatlarla (LOCAL), varolan keypoint (düğüm noktaları)nda (CSKP), veya node (düğüm)lerde (CS) olabilir. Ayrıca x, y, z eksenleri etrafında döndürülebilir (Ansys Taining Manuals, 2000).

4.2.3 Analiz Algoritması

Oluşturulan modele gerçek koşullar uygulanarak, hesaplama için sonlu elemanlar yöntemi uygulanır. Burada sistem çok büyük matrislere yani bilinmeyen denklem takımlarına dönüştürülür. Matrisin inversi alınır ve iterasyon sayısına bağlı olarak çözümlenir. Lineer olmayan denklem sistemlerinin köklerinin bulunmasında kullanılacak yöntem, verilen denklem sisteminin bütün köklerini bulma veya birkaç tanesini bulma durumuna bağlıdır.

Lineer olmayan bir denklemin köklerinin bir kısmını veya tamamını bulmak amacıyla kullanılan yöntemlerden biri olan Basit İterasyon (Ardışık Tekrar) Yöntemi, lineer olmayan denklem sisteminin bir ardışık tekrar bağıntısı kullanılarak köke yakınsamasıdır. Belirsiz geometriye sahip elemanı, belirli geometriye sahip elemanlara süperpoze ederek (toplarsak) yani özellikleri bilinen küçük elemanlara ayırırsak, bu ayırma işlemini çok fazla arttırarak oldukça yaklaşık bir sonuç alınabilmektedir. Bu işleme ağlara ayırma operasyonu adı verilir. Karışık geometriye sahip belli kalınlığa haiz malzemesi belli olan hiperelastik bir yapı olan

eleman için karışık mukavemet hesapları yapmak yerine özellikleri bilinen geometriye sahip elemanlara ayrılarak bu elemanlar çekmeye maruz bırakılmaktadır.

Çözücü adımında uzunluğu boyunca kesit değiştirmeyen kolon, kiriş gibi elemanların ağlara ayrılmasında beam (kiriş) adlı çubuk elemanlar kullanılmaktadır (Şekil 4.5.a). Düzlem kafes sistemlerinde bütün elemanların çeki ve bası zorlaması altında oldukları ve yapıya ait elemanları eğme yönünde zorlayan bir etki olmadığı farz edilir. Özellikle elemanlar arasında mafsallı bağlantı olması durumunu kapsar. Düzlem çerçeve sistemlerde yapıya ait elemanlar aslında yerleşim ve geometri olarak kafes sistemlere benzer. Fakat elemanlar eğilme etkisinde de zorlanır. Bu nedenle bu elemanlara ait rijitlik matrisinde kesme ve eğilme etkisine ait ifadelerin de yer alması gerekir. Araba kaportası veya borular gibi ince cidarlı elemanlarda shell (kabuk) elemanlar kullanılır (Şekil 4.5.b). 3D katı modelleme için kullanılan elemanlarsa solid (katı) elemanlardır (Şekil 4.5.c).



Şekil 4.5.a Ağlara ayırma (mesh) işleminde kullanılan çubuk elemanlar

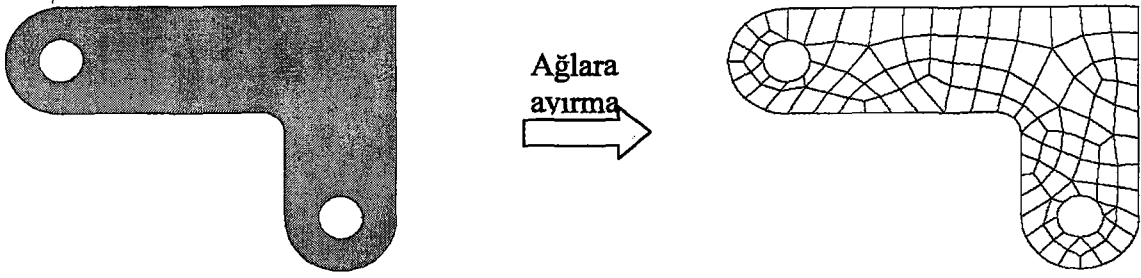


Şekil 4.5.b Ağlara ayırma (mesh) işleminde kullanılan kabuk elemanlar



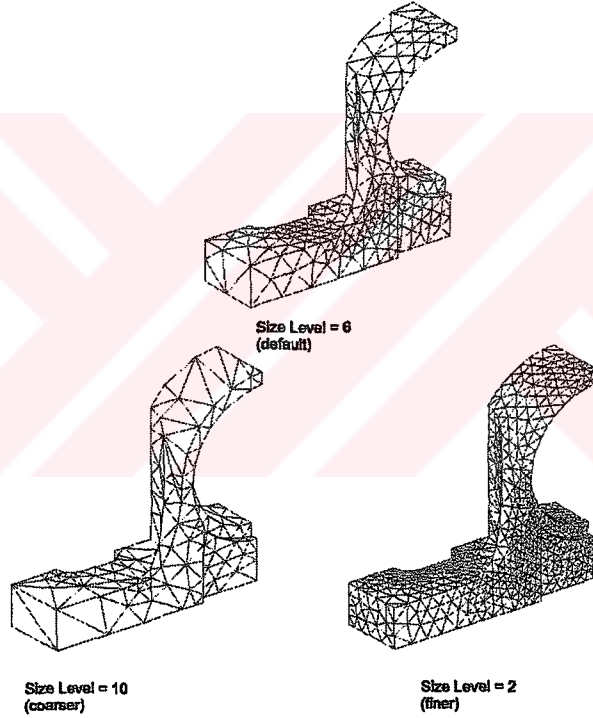
Şekil 4.5.c Ağlara ayırma (mesh) işleminde kullanılan katı elemanlar

Ağlara ayırma FEA sonlu elemanlar analizi yapılacak modeli meydana getirmek için katı modeli düğüm (node) ve elemanlarla (element) doldurma işlemidir. Ağlar, katı modelde gerektiği gibi sonlu elemanlar çözümlemesinde de gerekmektedir.



Şekil 4.6 Katı model (a), FEA model (b)

Ağlara ayırma işleminde free mesh yapılabildiği gibi kullanıcının zamanı ve hassasiyet kriterleri esasınca ağların sıklığı artırılıp azaltılabilir. Şekil 4.7’de başlangıç ayarları, kaba ve sıkı mesh görülmektedir.

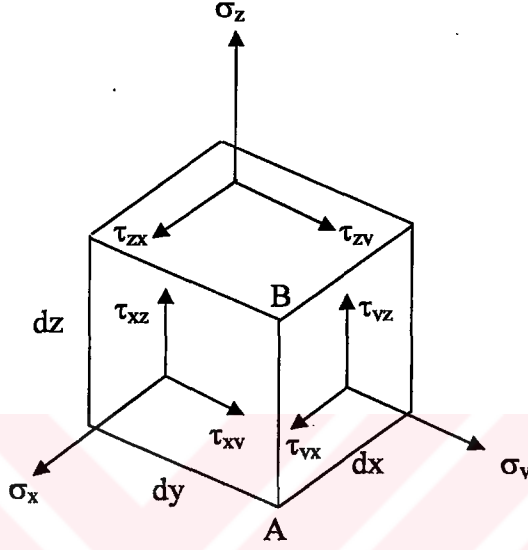


Şekil 4.7 Ağlara ayırma işleminde SmartSize büyüklüğünün anlamı

Ağlara ayırma işleminde 3 temel adım vardır: Eleman özelliklerinin tanımlanması, ağlara ayırma kontrollerinin belirtilmesi, ağların oluşturulması. Eleman özelliklerinin tanımlanmasında eleman tipi, gerçek sabitler ve malzeme özellikleri belirlenir.

4.2.3.1 Katı Mekanikinde Gerilme

Gerilme etkisinin ortadan kalkmasıyla şekil değişiminin sonsuz küçük olması nedeniyle lineer elastik, homojen ve izotrop malzeme özelliklerine haiz klasik birim küp Şekil 4.7' de kartezyen koordinat sisteminde gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Birim küpte kartezyen koordinatlardaki gerilmeler (Zahavi, 1992)

Küpün her bir yüzeyi, yüzeye dik olarak etkiyen bir normal bileşen ve yüzey boyunca etkiyen iki kesme bileşeni olmak üzere, birbiriyle dik açıda gerilme vektörleri ile karşı karşıya gelir. Bu gerilmeler gerilme vektörü ile ifade edilir:

$$T_{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yz} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (4.1)$$

Statik dengedeki birim küp için AB kenarındaki momentler toplamı sıfır olmalıdır. Bu durum gerilme matrisinde simetriklığe bağlıdır.

$$\tau_{yx} = \tau_{xy} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad \tau_{zy} = \tau_{yz} \quad (4.2)$$

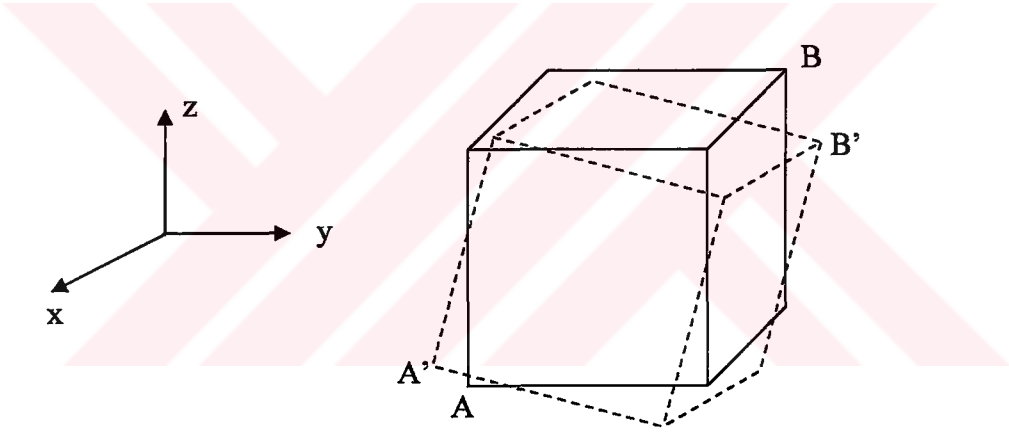
4.2.3.2 Deplasmanlar ve Birim Yer Değiştirme

Kuvvete maruz kalan bir cismin iç noktaları, (u, v, w) deplasman vektörüyle ifade edilen deformasyona uğrar. Her nokta belli bir deplasman vektörüne sahiptir. Sonsuz yakın iki noktanın deplasmanları diferansiyel ifadelerle farklılık gösterir.

$$du = \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz \quad (4.3)$$

$$dv = \frac{\partial v}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy + \frac{\partial v}{\partial z} dz \quad (4.4)$$

$$dw = \frac{\partial w}{\partial x} dx + \frac{\partial w}{\partial y} dy + \frac{\partial w}{\partial z} dz \quad (4.5)$$



Şekil 4.9 Deformasyona uğrayan birim küp (Zahavi, 1992)

AA' mesafesinin deplasman vektörü (u, v, w) , BB' mesafesinin deplasman vektörü ise $(u+du, v+dv, w+dw)$ olarak ifade edilir.

Bu denklem sistemlerini vektörel formda yazmak mümkündür:

$$\{da\} = T_e \{dr\} \quad (4.6)$$

$\{da\}$ vektörü (du, dv, dw) ' nin; $\{dr\}$ vektörü (dx, dy, dz) ' nin bileşenidir. Bu durumda T_e deplasman vektörü üç vektör bileşenini toplamı olarak tanımlanır:

$$T_e = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (4.7)$$

$$T_e = T_e' + T_e'' + T_e''' \quad (4.8)$$

$$T_e' = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial v}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (4.9)$$

$$T_e'' = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} 0 & \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} & 0 & \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

$$T_e''' = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} 0 & \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} & 0 & \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.11)$$

4.2.3.3 Gerilme-Uzama İlişkisi

İzotrop ve lineer elastik malzemeler için gerilme ve uzama için aşağıdaki korelasyonlar geçerlidir. X, y, z yönündeki normal uzamalar aşağıdaki gibidir:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (4.12)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)] \quad (4.13)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (4.14)$$

x, y, z yönündeki kesme uzamaları ise,

$$\gamma_{xy} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xy} \quad (4.15)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{yz} \quad (4.16)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{zx} \quad (4.17)$$

Lineer izotrop malzemeler için Hooke Kanunu matris formda ifade edilir:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Matrisin tersi şöyledir:

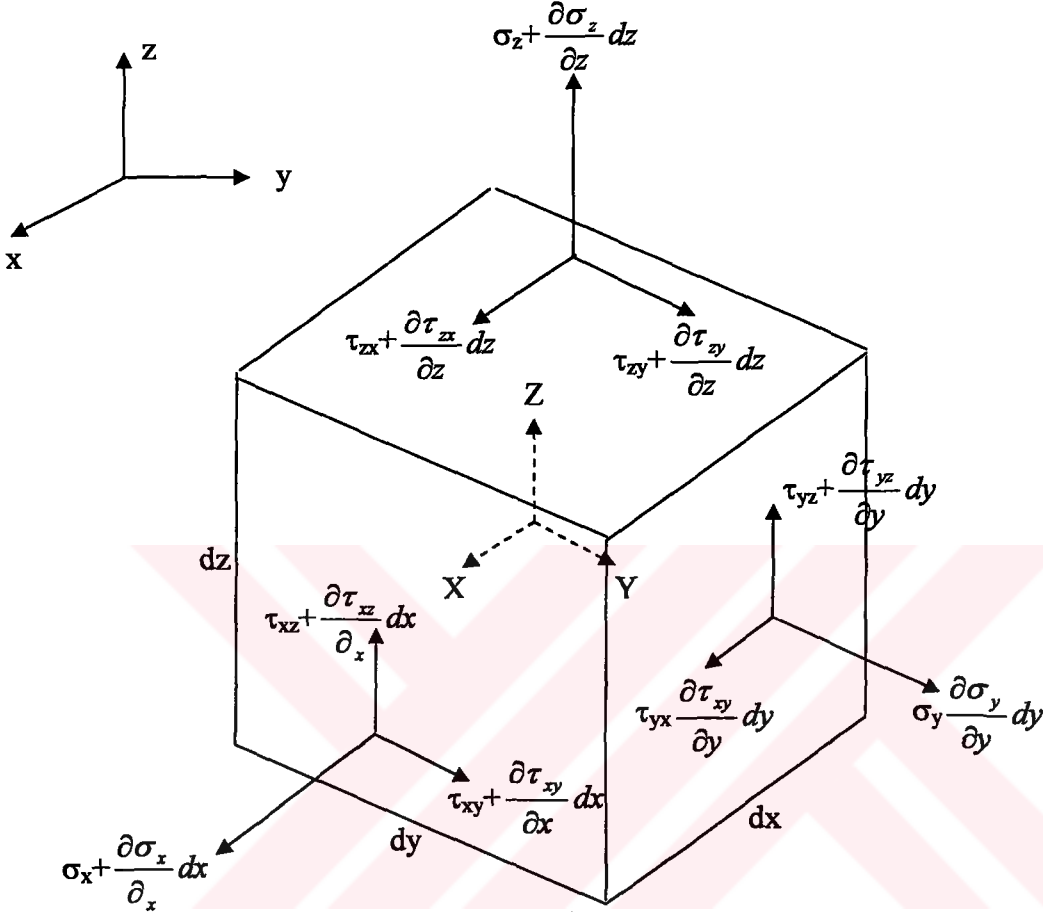
$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_x \\ \tau_y \\ \tau_z \end{Bmatrix} = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1-2\nu}{1+\nu} & \frac{1-2\nu}{1+\nu} & \frac{1-2\nu}{1+\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (4.19)$$

Vektörel formda $\{\sigma\}$ gerilme vektörü, $\{\varepsilon\}$ uzama vektörü, $[D]$ elastiklik matrisi olmak üzere (4.19) bağıntısı ile ifade edilen eşitlik (4.20) eşitliğinde görüldüğü şekilde kısaltılmıştır.

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon\} \quad (4.20)$$

4.2.3.4 Birim Küp Denge Denklemleri

Statik denge halindeki birim küp için etki eden tüm kuvvetlerin vektörel toplamı sıfırdır.



Şekil 4.10 3D Birim küpe etkiyen kuvvetler (Zahavi, 1992)

Gerilmelere ek olarak özgül hacim kuvvetleri X , Y ve Z mevcuttur. Gerilme ve kuvvetlerin sadece x bileşenlerinin momenti düşünülürse aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\begin{aligned} & \iiint_{\text{hacim}} \left[\left(\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} dx \right) - \sigma_x \right] dy \cdot dz + \iiint_{\text{hacim}} \left[\left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) - \tau_{yz} \right] dz \cdot dx + \\ & + \iiint_{\text{hacim}} \left[\left(\tau_{zy} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} dz \right) - \tau_{zx} \right] dx \cdot dy + \iiint_{\text{hacim}} X dx \cdot dy \cdot dz = 0 \end{aligned} \quad (4.21)$$

Eşitliğin sol tarafının hacme bölünmesiyle,

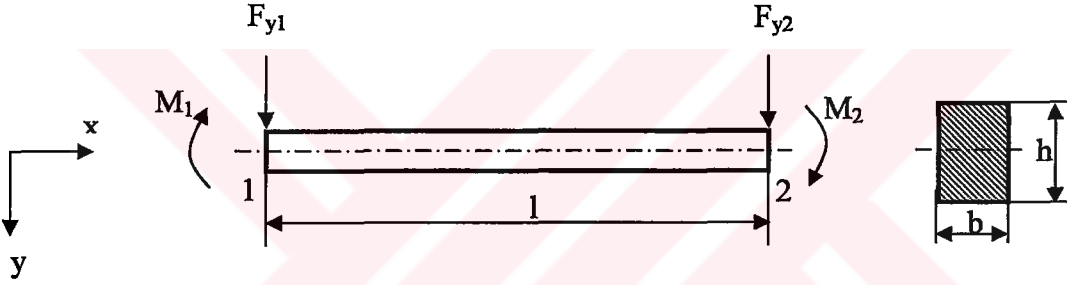
$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X = 0 \quad (4.22)$$

elde edilir. Aynı işlemlerin y ve z yönlerinde gerçekleştirilmesiyle;

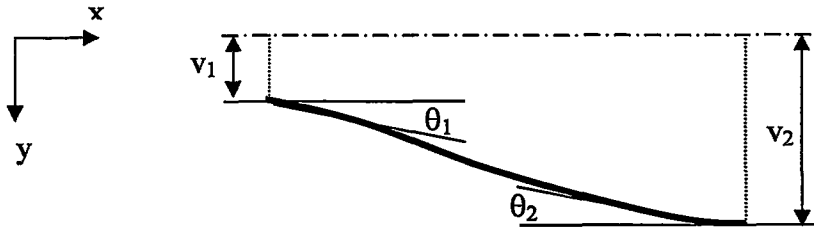
$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y = 0 \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z = 0 \quad (4.24)$$

Şekil 4.11' de düğüm noktalarından kuvvetlere ve xy eksenini boyunca eğilme momentine maruz kalan beam (kiriş) eleman görülmektedir.



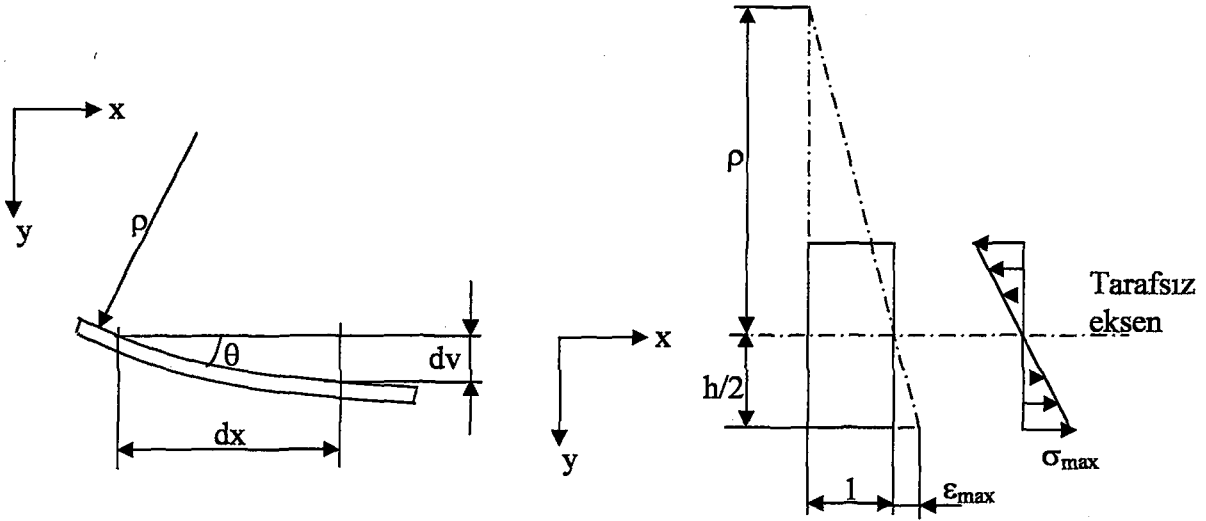
Şekil 4.11 (a) Lokal koordinat ekseninde kiriş eleman (Zahavi, 1992)



Şekil 4.11 (b) Lineer deplasmanlar $v(x)$, açılmal deplasmanlar $\theta(x)$ (Zahavi, 1992)

Kiriş eleman için eğilme eğimi çok küçüktür:

$$\theta = \frac{dv}{dx} \quad (4.25)$$



Şekil 4.12 Kirişteki deformasyonlar ve gerilmeler

(a) Deforme olmuş kirişin eğriliği, (b) Birim uzama ve gerilme dağılımları (Zahavi, 1992)

Birim uzama ve gerilmeler lineer y dağılımı gösterirler. Her hangi bir kesitteki eğilme momenti,

$$M = b \cdot \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_y dy \quad (4.26)$$

Dış yüzeydeki maksimum eğilme gerilmesi ise,

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot h/2}{I} \quad (4.27)$$

şeklindedir.

Şekil 4.12' de görüldüğü gibi kirişin eğriliği,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{M}{E \cdot I} \quad (4.28)$$

olarak ifade edilir. Sonlu eleman analizine dönüldüğünde kiriş deplasmanları lineer deplasmanlar $v(x)$ ve açısal deplasmanları $\theta(x)$ içermektedir. v_i ve θ_i 1 ve 2 numaralı düğüm noktalarına ait deplasmanlar, N_i üçüncü dereceden polinomlar olmak üzere matris formunda ifade edilecek olursa,

$$v(x) = [N] \cdot \{a\}^e = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4] \cdot \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} \quad (4.29)$$

elde edilir. Bu denklem 1 numaralı düğüm noktasında $N_1 = 1$, $N_2 = N_3 = N_4 = 0$; $\frac{dN_2}{dx} = 1$,

$$\frac{dN_1}{dx} = \frac{dN_3}{dx} = \frac{dN_4}{dx} = 0 ; 2 \text{ numaralı düğüm noktasında } N_3 = 1, N_1 = N_2 = N_4 = 0 ; \frac{dN_4}{dx} = 1,$$

$$\frac{dN_1}{dx} = \frac{dN_2}{dx} = \frac{dN_3}{dx} = 0 \text{ varsayımı ile elde edilmiştir.}$$

Yukarıdaki varsayım ile N_i değerleri şöyle ifade edilir:

$$N_1 = 3L_1^2 - 2L_1^3$$

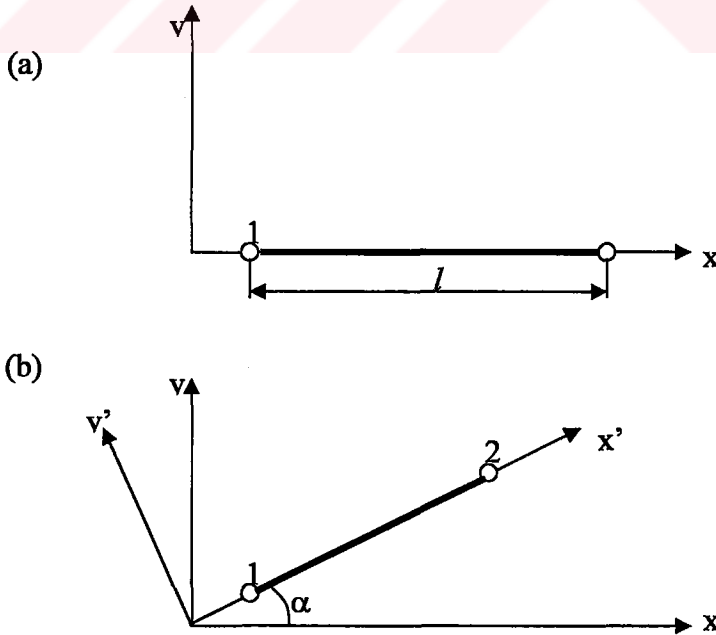
$$N_2 = l.L_1^2.L_2$$

$$N_3 = 3L_2^2 - 2L_2^3$$

$$N_4 = l.L_1.L_2^2$$

(4.30)

X ekseninin elemanla çakıştığı lokal koordinat eksenini varsayımı Şekil 4.13' te gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Kiriş eleman, (a) Lokal koordinat ekseninde, (b)Global koordinat eksenine dönüştürülmüş (x' ve y' lokal koordinatlar, x ve y global koordinatlardır).

L_1 değerleri doğal koordinatları göstermektedir ($L_1 = \frac{x_2 - x}{l}$, $L_2 = \frac{x - x_1}{l}$ gibi).

B matrisi kullanılarak (4.28) eşitliğindeki v' nin ikinci türevi,

$$\frac{d^2v}{dx^2} = [\mathbf{B}] \{\mathbf{a}\}^e \quad (4.31)$$

olmak üzere **B** matrisi,

$$[\mathbf{B}] = \frac{1}{l^2} [(6 - 12L_1) \quad l(2L_2 - 4L_1) \quad (6 - 12L_2) \quad l(4L_2 - 2L_1)] \quad (4.32)$$

olmaktadır. Elastiklik matrisinin $[\mathbf{D}] = E \cdot I$ olduğu varsayılarak (4.28) eşitliği,

$$\{\mathbf{M}(x)\} = [\mathbf{D}][\mathbf{B}]\{\mathbf{a}\}^e \quad (4.33)$$

halini alır.

Böylece lokal koordinatlardaki eleman rijitlik matrisi elde edilir. Ağlara ayırma işleminden sonra çözüm algoritması için, kullanılan her bir eleman tipini tanımlayan **K** yani Eleman Rijitlik Matrisi ($a \times b$) oluşturulur:

$$[\mathbf{K}'] = \int [\mathbf{B}]^T [\mathbf{D}] [\mathbf{B}] dx \quad (4.44)$$

2D kiriş eleman için Eleman Rijitlik Matrisi,

$$[\mathbf{K}'] = \frac{E.I}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

Global koordinat sisteminde eleman rijitlik matrisi,

$$[\mathbf{K}]^e = [\mathbf{T}]^T [\mathbf{K}']^e [\mathbf{T}] \quad (4.46)$$

şeklindedir. Kendi eksen takımında ifade edilen bu rijitlik matrisi ifadesinin sistemdeki yerini alabilmesi için sistem eksen takımına yatırılması gerekir. Sistem Rijitlik Matrisi oluşturulurken eksen karmaşasına son vermek amacıyla lokal elemana özgü eksenleri tek bir global eksene dönüştürme işlemine Transformasyon, oluşturulan matrise de Transformasyon Matrisi denir. Transformasyon Matrisi ile lokal ve global eksen takımlarının birbirleri ile yaptıkları açılar dikkate alınmış olur. İlk önce Transformasyon Matrisinin transpozitesiyle

Eleman Rijitlik Matrisini, sonra da bu çarpımın sonucu ile Transformasyon Matrisinin kendisi çarpılır. $[T]$ transformasyon matrisi olup,

$$[t] = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

olmak üzere,

$$[T] = \begin{bmatrix} [t] & [0] \\ [0] & [t] \end{bmatrix} \quad (4.48)$$

Elemanların yerleşimine bakıldığında hangi elemanın kendi koordinat sisteminin, sistem koordinat sistemi ile çakıştığı göz önünde bulundurularak koordinat sistemi çakışmayan elemanları global yani sistem koordinat sistemine dönüştürülür. Böylece tüm elemanların Eleman Rijitlik Matris ifadeleri oluşturulup elemanların birbirine birleşik halini sisteme yansıtan yani komple sistemi ifade eden Sistem Rijitlik Matrisi ($\sum axb$), eleman rijitlik matrislerinin toplanmasıyla oluşturulur. Böylelikle komple eleman sistemi incelenir:

$$\{F\}^e = \begin{Bmatrix} F_{y1} \\ M_{y1} \\ F_{y2} \\ M_{y2} \end{Bmatrix} = [K]^e \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_{y1} \\ v_2 \\ \theta_{y2} \end{Bmatrix} \quad (4.49)$$

5. ANSYS YAZILIMININ TANITILMASI

Pek çok mühendislik yazılımlarının güçlü modelleme editörleriyle oluşturulan parçanın prototipi iki veya üç boyutlu olarak modellenerek analiz edilebilmektedir. Bilgisayar grafik sistemleri gerçeğe uygun modelleme ve simülasyon yapmaya elverişli olmaktadır. Bilgisayar ortamında yapılan modellemelerde fiziksel modelin oluşturulması daha kolay ve düşük maliyetli olduğundan temel tasarım hatalarının en düşük maliyet ve insan yaşamında bir tehlike oluşturmaksızın belirlenip önlenmesinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Bilgisayar grafik ve geometrik modelleme planlama, dizayn ve imalatın bütünleşmesinde bir adım haline gelmiştir. Tasarım ve imalatın temel amacı CAD/CAM sistemlerini basit geometrik tasarım ve pek çok mühendislik uygulamalarına genişletebilmektir. Serbest yüzey oluşturma ve katı modelleme CAD/CAM sistemlerinin kullanım alanını genişletmiş ve yeni tasarım ve imalat algoritmalarının gelecekte daha bir çok amaç için kullanımına rehberlik etmektedir. Bilgisayar destekli tasarımla makine elemanlarının iki boyutlu veya üç boyutlu katı modelleme şeklinde teknik resimlerinin oluşturulması sağlanmaktadır. Bilgisayar destekli imalatla örnek olarak CNC kodlarının oluşturulması sağlanabilmektedir. Bilgisayar bütünleşik sistemlerle modelleme ve analizin her ikisini de kapsamaktadır. Bilgisayar grafik sistemleri gerçeğe uygun 3D modelleme ve simülasyon yapabilmekte, ve böylelikle fiziksel modelin prototipini imal etmek yerine tasarımdaki eksiklikleri daha kolay ve düşük maliyetle gidermek söz konusu olabilmektedir. Bilgisayar grafik ve geometrik modelleme planlama, tasarım ve imalatın bütünleşmesinde bir adım teşkil etmektedir. Serbest formda yüzey oluşturma ve katı modelleme, CAD/CAM sistemlerinin ve yeni tasarım ve üretim algoritmalarının kullanımını genişletmiştir. Bir tasarımın oluşturulması ve geliştirilmesi sürecinde bilgisayar desteği kullanılması CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) olarak adlandırılır. Tasarımcı üreticiliğini tasarımın oluşturulmasında ve modellemede kullanır, diğer aşamalarda bilgisayarların yeteneklerinden yararlanır. Tezgah kontrolü, süreç planlama, malzeme akışı, montaj, kalite kontrol gibi üretim işlemlerinde kullanılan bilgisayar desteği ise CAM (Bilgisayar Destekli Üretim) olarak adlandırılır. CAD/CAM bir bütün olarak ele alındığında ise, bir tasarımın ürün haline getirilmesi için gerekli tasarım, algılama, işlem, parametre, planlama, üretim gibi tüm adımlarda bilgisayarın en etkili şekilde kullanılmasını içermektedir. CAD ve CAM , bir CIM (Bilgisayar Bütünleşik Üretim Sistemi) içerisine entegre edilmesi gereken en önemli iki köşe taşı konumundadır. CAE (Bilgisayar Destekli Mühendislik) ile modelleme ve analiz iç içe geçmiş durumdadır.

ANSYS dünyada mühendisler tarafından yapısal, termik, akış ve hesaplamalı akışkanlar mekaniği (CFD), elektriksel/elektrostatik, ve elektromanyetik gibi hemen hemen tüm mühendislik alanlarında kullanılan eksiksiz bir sonlu eleman yazılım paketidir. ANSYS in kullanıldığı diğer ürün hatları da atmosfer dışındaki boşluk, otomotiv, biomedikal, köprü ve yapı inşaatı, elektronik ve uygulamaları, ağır donatım ve mekanizma, mikro elektromekanik sistemler, ve hatta sporla ilgili gereçler şeklindedir.

ANSYS/Multiphysics mühendislik disiplinlerinin tüm yeteneklerini içeren ürün olmakta ve üç bileşenden oluşmaktadır :

- ANSYS/Mechanical : Yapısal & termal problemlerde kullanılır.
- ANSYS/Emag : Electromanyetik problemlerde kullanılır.
- ANSYS/FLOTRAN : CFD hesaplamalı akışkanlar mekaniği problemlerinde kullanılır.

Bunun dışında diğer ürün hatları :

- ANSYS/LS-DYNA:Yüksek derecede nonlinear yapısal problemlerde kullanılır.
- Tasarım Boşluğu : CAD dahilinde kullanımı kolay tasarım ve analiz aracıdır.
- ANSYS/ProFEA : Pro/ENGINEER dahilinde ANSYS için analiz & tasarım optimizasyonu (en iyileme) gerçekleştirilir.

Ansys yazılımında üç editör vardır. Preprocessing (ön işlemci) modelleme adımı olup kendi komutlarıyla katı modeli meydana getirebilmekte veya yapı geometrisini tanımlayan CAD-tipi matematiksel gösterim “import” edilebilmekte, ve ağlara ayırma operasyonu gerçekleştirilmektedir. IGES (Initial Graphics Exchange Specification), katı model geometrisini bir yazılım paketinden diğerine aktarmanın bir yoludur. Import işleminden sonra Ansys otomatik olarak ekranda modeli oluşturacaktır. Solution (çözüm) editörü yüklerin uygulandığı ve çözümün yapıldığı adımdır. Postprocessor (son işlemci) sonuçların gözden geçirildiği ve çözümün geçerliliğinin denetlendiği adımdır.

6. MODEL DİŞLİ ÇARK SİSTEMİNİN KONSTRÜKSİYONU

6.1 Standartların Önerdiği Hesaplama Yöntemi İle Boyutlandırma ve Konstrüksiyon

6.1.1 Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Parametreler

Ağır darbeli mekanizmanın 5.5 kW güç ileten ve çevrim oranı 3 olan evolvent profilli standart tek kademeli silindirik düz (alın) dişli mekanizmasına ait parametreler aşağıdaki gibidir.

Giriş devir sayısı : $n_g=1450$ d/d (nominal devir)

Giriş gücü : $P_g=5.5$ kW

Çevrim oranı : $i = 3$

Çalışma şartları : Ağır darbeli

Günlük çalışma süresi : 4 saat

6.1.2 Düz Dişli Çark Mekanizmasına Ait Genel Büyüklükler

6.1.2.1 Çevrim Oranı

Bir mekanizmanın en önemli özelliği çevrim oranıdır, mekanizmanın fonksiyonunu ifade eder. Büyük çevrim oranlarını tek kademede gerçekleştirmek ekonomik ve güvenli olmaz; bu durumda mekanizma iki veya daha çok kademeli olur. Çevrim oranı dönme hızının değerini ve yön değişimini ifade etmektedir. Bu faktör, 1 den büyük olduğu takdirde hız düşürücü yani redüktör adını almaktadır. $i \leq 6$ olduğunda tek kademeli mekanizma söz konusudur. Çevrim oranımız 3 olduğuna göre pinyonun bir dişi her üç devirde bir karşı dişlinin aynı dişi ile karşılaşacaktır. Bununla birlikte eğer kesin koşul öne sürülmediyse dişlerin birbirinin tam katı olmaması ; dişlerin kısa aralıklarla birbirini kavramamasının doğuracağı titreşim, gürültü ve tek yönlü aşınmayı önlemesi bakımından tercih edilmektedir.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{\pi \cdot n_1}{30}}{\frac{\pi \cdot n_2}{30}} = \frac{n_1}{n_2} \quad (6.1)$$

şeklinde yazılır. Buradan çıkış milinin hızı,

$$n_{\phi} = \frac{1450}{3} = 483,333 \text{ d/d olarak bulunur.}$$

6.1.2.2 Çıkış Gücü ve İletilecek Döndürme Momentleri

Motorların nominal devirleri ve güçleri sabittir. 5,5 kW nominal güç ve 1450 d/d nominal devir için 132S4A Asenkron motor seçimi yapılabilir (Motorsan Elektrik Motorları,2005).

Döndüren (pinyon) dişliye giriş gücü (P_1) ile döndürülen dişliden çıkış gücü (P_2) arasında;

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_y \quad (6.2)$$

Millerde güç akışında kayıplar sürtünmelerden oluşur. Mekanizmanın verimi silindirik dişli çarkın ve rulmanlı yatakların veriminden oluşmaktadır.Çeşitli mekanizmaların verimleri Çizelge 6.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.1 Çeşitli mekanizmaların verimleri

Dişli Çarklarda Tek Kademe İçin Verim Değerleri		
Silindirik Dişli	??	0,97÷0,99
Konik Dişli	??	0,96÷0,98
Sonsuz Vida Mekanizması		
Otoblokaajlı	??	0,3÷0,45
Otoblokaajsız	??	0,65÷0,85
Diğer Mekanizmalar İçin Verim Değerleri		
Rulmanlı Yataklar	??	0,97 alınabilir
Kaymalı Tataklar	??	0,94 alınabilir
Düz Kayış Kasnak Mekanizması	??	0,95÷0,98
V Kayış Kasnak Mekanizması	??	0,92÷0,94
Dişli Kayış Kasnak Mekanizması	??	0,96÷0,98
Zincir Mekanizması	??	0,96÷0,98
Sürtünmeli Çark	??	0,90÷0,97

Buradan çıkış gücü ;

$$P_2 = 5,5 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 5,2283 \text{ kW olarak elde edilir.}$$

Motorların verdikleri döndürme momentleri de 6.3 bağıntısı gereğince sabittir.

$$M_b = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{\frac{\pi \cdot n}{30}} = 9550 \cdot \frac{P}{n} \quad (6.3)$$

M_b : Döndürme (burulma)momenti (N.m)

P : Güç (kW)

n : Dönme hızı (d/d)

ω : Açısal hız (1/s)

Giriş milinde döndüren dişlinin dönme momentini ;

$$M_{b1} = M_{d1} = 9550 \cdot \frac{5,5}{1450} = 36224 \text{ N.mm}$$

Çıkış milinde döndürülen dişlinin dönme momentini ;

$$M_{b2} = M_{d2} = 9550 \cdot \frac{5,2283}{483,333} = 103304 \text{ N.mm}$$

Ancak mil ve dişli çarkların boyutlandırılmasında bu momentler K_A işletme faktör ile çarpılır. Motor ve iş makinesinin özellikleri, aradaki mil, kavrama, kasnak gibi elemanların kütleleri, çeşitli darbe ve moment düzgünlükleri oluşturur. İletilen moment düzgün, orta darbeli veya ağır darbeli olabilir (Çizelge 6.2). Bu etki, DIN 3990 'a göre işletme faktörü ile dikkate alınır (Çizelge 6.3).

Bu durumda giriş milinde iletilecek moment (çalışma momentini);

$$M_{bc1} = K_A \cdot M_{b1} = 1,75 \cdot 36224 = 63392 \text{ N.mm} \quad (6.4)$$

Çıkış milinde çalışma momentini;

$$M_{bc2} = M_{bc1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{top} = 63392 \cdot 3 \cdot 0,9506 = 180781,3 \text{ N.mm} \quad (6.5)$$

Çizelge 6.2 Yük sınıflandırmaları (Yılmaz Redüktör Genel Katalog , G-1402/0305)

Yük Sınıflandırması	Düzen ve Sabit	Orta Darbeli	Ağır Darbeli
Krenler	Kaldırma Dişlileri	Bomlu Vinç Dişlileri	Yürütme Dişlileri
	Palanga Dişlileri	Yana Döndürme Dişlileri	
Pompalar	Santrifüj (ince sıvı)	Santrifüj (yarı sıvı)	Basıncılı Pompalar
			Dalgıç Pompalar
Tekstil Makineleri		Basma ve Boyama Mak.	
		Dokuma Tezgahları	
		Hallac Makineleri	
		Harman Makineleri	
		Taneleme Tekneleri	
Yağ Sanayi		Besleme Pompaları	
		Döner Delme Teçhizatları	
Yiyecek Sanayi		Kutu Bıçaklar	Kener Açma
		Kutu Kaplama	
		Meyalama 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		Ağitörler (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 Fırımlar	
		Dövücü Değirmenler	
		Kıncılar	
		Kürelî Değirmenler	
		Tuğla Presi	
		Tüp Değirmenler	
Kağıt Makineleri		Islak Presler	
		Kağıt Hamur Makineleri	
		Kurutma Silindirleri	
		Perdahlama Silindirleri	

Çizelge 6.3 K_A İşletme Faktörü (DIN 3990)

İş Makinesi	Tahrik Motoru			
	Elektrik Motoru Düzenli çalışan	Türbin Hafif darbeli	Çok Silind. Motor Orta darbeli	Tek Silind. Motor Şiddetli darbe
Düzenli çalışan jeneratör, bantlı konveyör, hafif asansör, turbo kompresör	1	1,10	1,25	1,50
Orta darbeli tezgah motorları, karıştırıcılar, pompalar, krenler	1,25	1,35	1,50	1,75
Orta darbeli kauçuk ekstrüzyon mak., kırıcılar, ağaç işleme makineleri	1,50	1,60	1,75	2
Şiddetli darbe haddehaneler, zımba, kepçe, ağır makineler, taş kırıcılar	1,75	1,85	2	2,25

6.1.3 Evolvent Dişli Çarkların Ana Boyutları

Dişli yan yüzey geometrisini dışında, dişliyi belirleyen ana boyutlar; taksimat dairesi, taksimat, diş sayısı ve modüldür. Diğer boyutlar bunlara bağlı olarak belirlenir.

6.1.3.1 Çarkların Diş Sayıları

Döndüren dişlini diş sayısı, çevre hızına bağlı olarak, sınır diş sayısından büyük olacak şekilde seçilir.

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

$$z_1 = 20 \div 30 ; v > 5 \text{ m/s (çok yüksek hızlarda) tavsiye edilmektedir.}$$

$$\text{Çevre hızı} = v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 1450}{60} = 5,314 \text{ m/s} \quad (6.6)$$

Dişli çarka açılacak diş sayısı çok az olursa takım diş dibini çok oyoacak ve diş dibi kesilmesi olayıyla karşılaşacaktır. Bu durum evolvent profilin aktif çalışan boyunun kısılmasına,

dolayısıyla kavrama oranının 1'den küçük değerler alabilmesine ve dişli mukavemetinin azalmasına neden olur. Diş dibi kesilmesinin meydana gelip gelmeyeceğini görmek için kavrama doğrusuyla kesme işlemini yapan kremayer bıçağının alın doğrusunun (diş açma kremayerle değil de dişli çark şeklinde bıçakla yapılıyorsa bıçağın baş dairesinin) kesiştikleri nokta (A) tespit edilir (Şekil 6.1). Kesişme noktası; diş dibi kesilmesi olmayacaksa T_1T_2 noktaları arasında, olacaksa dişli merkezlerinden kavrama doğrusuna çizilen dikmelerin kavrama doğrusunu kestikleri noktaların dışında olacaktır. Sınır durumda ise kesişme noktası T_1 veya T_2 noktalarından biriyle çakışacaktır. T_1 ve T_2 noktalarının yeri ve kavrama başlangıcı A ve kavrama bitişi E noktalarının yeri hakkında Şekil 6.2'den fikir edinilebilir. Şekil 6.3 'te kesişme noktası A ile T_1 çakıştığı sınır hal görülmektedir. z_g : Sınır diş sayısı olmak üzere;

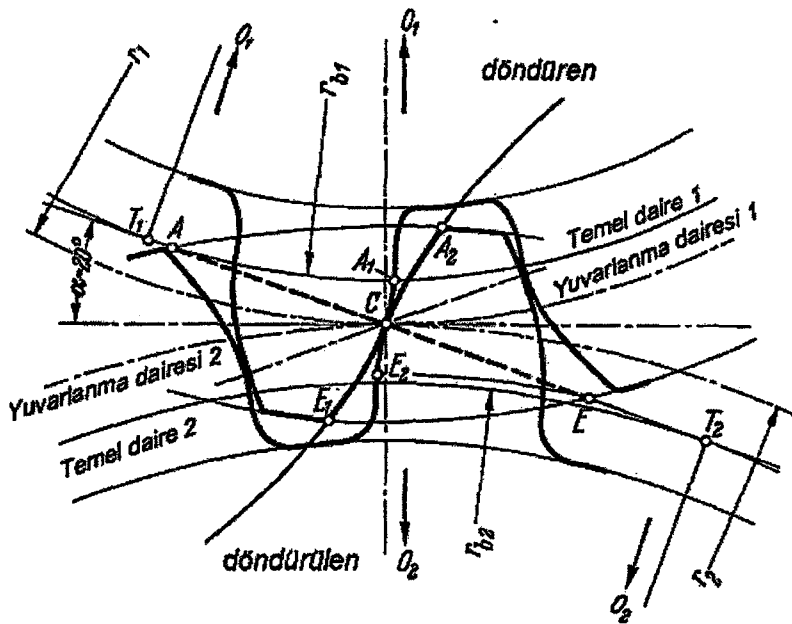
$$O_1T_1C \text{ üçgeninde : } \sin \alpha = \frac{\overline{AC}}{\overline{O_1C}} = \frac{\overline{T_1C}}{\overline{O_1C}}, \quad \overline{O_1C} = r = \frac{m}{2} \cdot z_g \quad (6.7)$$

$$T_1PC \text{ üçgeninde : } \sin \alpha = \frac{\overline{AP}}{\overline{AC}} = \frac{m}{\overline{T_1C}} \quad (6.8)$$

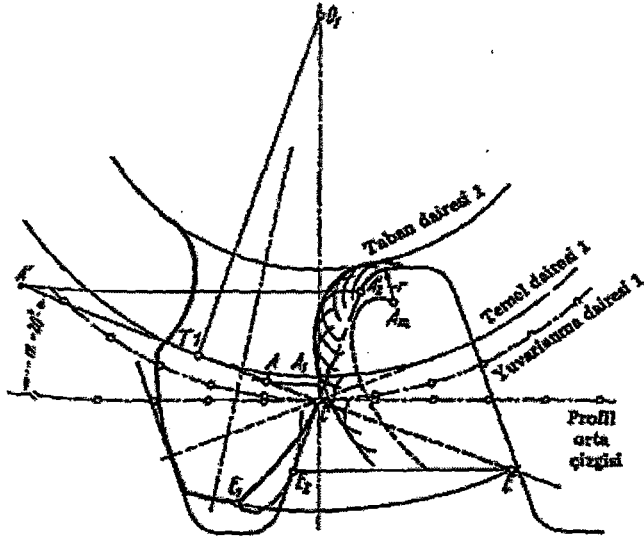
yazılırsa ;

$$z_g = \frac{2 \cdot \overline{O_1C}}{m} = \frac{2 \cdot \overline{T_1C}}{m \cdot \sin \alpha} = \frac{2 \cdot m}{m \cdot \sin \alpha \cdot \sin \alpha} = \frac{2 \cdot m}{(\sin 20^\circ)^2} = 17,09 \quad (6.9)$$

sonucuna ulaşılır. Buna göre sınır diş sayısı kavrama açısına bağlıdır. Diş dibi kesilmesinin zararlı etkisi biraz daha küçük diş sayısından itibaren, pratikte $z_g = (5/6)$. $z_g = 14$ ' te kendini gösterir.

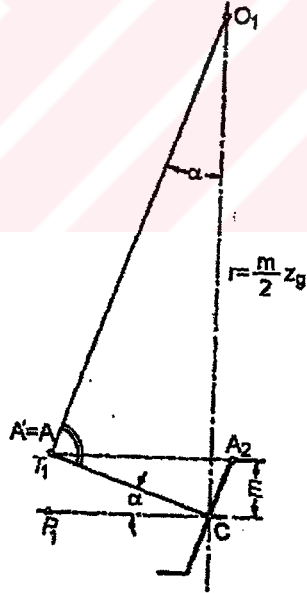


Şekil 6.1 Dişli - Kremayer Mekanizması $z_1=18$ ve z_2 (DIN 867)



Şekil 6.2 Diş dibi kesilmesi , $z = 7$ (DIN 867 - Babalık,2002)

Şekil 6.3 'te kavrama doğrusunun bitim noktası A ile büyük dişlinin (kremayerin diş başı dairesinin(doğrusunun) kavrama eğrisini kestiği nokta T_1 üst üste düşmüştür (Babalık , 2002).



Şekil 6.3 Diş dibi kesilmesinde sınır durum (Babalık,2002)

Başka kavrama açıları hesaplanan (z_g) ve pratikte uygulanan (z_g')diş sayıları aşağıda gösterilmiştir (Çizelge6.4).

Çizelge 6.4 Bazı kavrama açılarında hesaplanan ve pratikte uygulanan diş sayıları

Kavrama açısı α_0	Teorik sınır diş sayısı (z_g)	Pratikte uygulanabilecek sınır diş sayısı (z_g)
15°	30	25
17°30'	22	18
20°	17	14
25°	11	9
30°	8	7

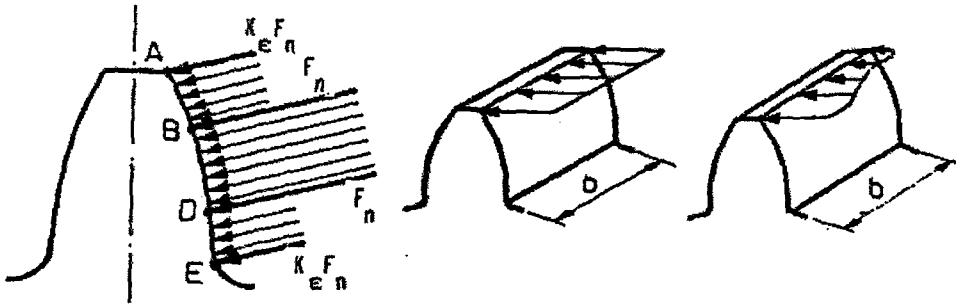
Döndüren dişli çarkın diş sayısı, çevre hızı için yüksek hızda çalışma durumu tahmin edilerek ön hesap olarak 20 adet alınmış, taksimat dairesinin hesaplanmasından sonra çevre hızına bağlı olarak belirlenen diş sayısının uygun olduğu görülmüştür.

Döndüren dişli diş sayısı : $z_1 = 20$

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

6.1.3.2 Diş Genişlikleri

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



Şekil 6.4 Dişlerin Yükleme Durumları (Akkurt, 2000)

Pratik bakımdan kolaylık sağlamak amacıyla dişli çarkın b genişliği; genişlik oranı ψ_d vasıtasıyla pinyon dişlisinin taksimat dairesinin çapı d_0 'a bağlı olarak, veya genişlik oranı ψ_m yardımıyla modüle bağlı olarak belirlenir (Çizelge 6.5).

Çizelge 6.5 Yüzey işçiliğine ve milin yataklanma durumuna göre genişlik sayılarının seçimi (Bozacı , 2000)

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

İki uçtan yataklanmış simetrik ıslah edilmiş dişli malzemesi kullanılacağından ψ_d genişlik faktörünün alabileceği sınır değer olarak 1,4 ten küçük olması gerektiği literatürde kabul görmüş oranlardan görülmektedir (Çizelge 6.6).

Çizelge 6.6 Düz ve helisel alın dişliler için $\frac{b}{d_1}$ oranları (Babalık,2002)

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

Bu durumda diş genişliğinin belirlenmesi için dişli kalitesi hakkında fikir edinmemiz gerekmektedir. Çevresel hıza göre tayin edilen dişli kaliteleri Çizelge 6.7’de görülmektedir.

Çizelge 6.7 Çevresel hıza göre tayin edilen dişli kaliteleri (Düzgün, 1999)

Çevresel hız 2,5 m/s 'ye kadar	8e
2,5 m/s den 6 m/s 'ye kadar	7d
6 m/s den 12 m/s 'ye kadar	6c
12 m/s 'den fazla hızlar için	5b

Ağır darbeli çalışma durumu ve çevre hızı değerimizin bulunduğu aralık göz önünde bulundurularak dişli kalitesi Kalite 8 olarak belirlenmiştir. $\psi_d = 0,5$ kabulüyle diş genişliği ;

$\frac{b}{d_1} = 0,5$ ve $b = 0,5 \cdot 70 = 35$ mm bulunur (Taksimat dairesinin çapını belirlenmesinden

sonra). Burada;

d_1 : Pinyon dişlisinin taksimat dairesi çapı

6.1.3.2.1 Kalite Tayini (DIN 3960)

İmalatın şekline göre her dişlide çeşitli boyut sapmaları ve hatalar vardır. Ancak dişlinin kullanılacağı yere göre bu hatalar belirli sınırlar içinde kalmalıdır. Alman Standardı DIN 3960, bu hataların türlerini ve sınır değerlerine göre dişli kalitelerini belirlemiştir.

Hatalar, dişe ait tekil hatalar, toplam hatalar, ve bir dişli çiftinin hataları olmak üzere üç grupta toplanır. Başlıca hata türleri : Diş taksimat hatası, kavrama taksimat hatası, taksimat atlama, yan yüzey şekil atlama, diş kalınlığı hatası, radyal salgı, ve temel daire hatasıdır. Dişli çiftinin hataları ise : Eksenler arası mesafe hatası, eksenler arası açı hatası, boşluk hatası, iki dişlinin toplam hatalarının birleşmesinden oluşan mekanizma toplam hatasıdır. Bu hatalar özellikle yüksek hızlarda, dişlere ait kuvveti etkileyerek dinamik kuvvet denilen ek bir kuvvet oluşturmaktadır; tüm dişli kutusu sisteminde titreşim ve bunun sonucu olan titreşim meydana getirmektedir. Bu nedenle dişli çarkların daha iyi bir şekilde çalışması için hataların parçanın doğruluğunu ifade eden toleranslar yardımıyla sınırlandırılması gerekmektedir. Ancak parçalar amaca göre daha sıkı veya daha kaba toleranslarla imal edilebildiğinden parça, amaca göre çeşitli doğrulukta olabilir. Kalite, bir parçanın belirli bir doğrulukta , yani belirli toleranslarla imal edilmesi demektir. Her bir hata türü için DIN 3964 toleranslarında 12 kalite tespit edilmiştir. 1. Kalitenin doğruluk derecesi en yüksek ve buna karşılık gelen hataların değeri en küçük, 12. Kalitenin doğruluk derecesi ise en kaba ve buna karşılık gelen hataların

değeri en büyüktür. Çizelge 6.8’de dişli çarkların uygulama alanlarına göre dişli kaliteleri gösterilmiştir.

Çizelge 6.8 Uygulama alanlarına göre dişli kaliteleri (DIN 3964)

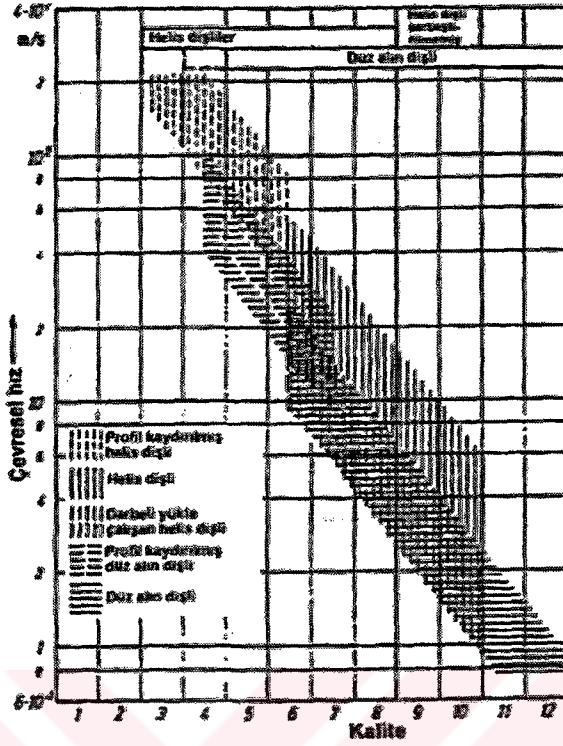
Kalite	Uygulama Alanları
7 ÷ 12	Zimbada kesilmiş, preslenmiş, püskürtülmüş dişliler
6 ÷ 12	Frezede, planyada üretilmiş dişliler
5 ÷ 8	Raspalanmış
2 ÷ 8	Taşlanmış
8 ÷ 12	Tarım makineleri
7 ÷ 12	Kaldırma ve iletme makineleri, büro makineleri
6 ÷ 12	Tekstil makineleri, lokomotif
6 ÷ 11	Buhar makineleri
7 ÷ 10	Kimya endüstrisi makineleri
5 ÷ 10	Takım tezgahları, saatler, büyük kara taşıtları, uçaklar
5 ÷ 9	Otomobiller, patlamalı motorlar
5 ÷ 7	Türbinler
5 ‘ten küçük	Ölçü aletleri

Genellikle makine konstrüksiyonunda kullanılan dişliler 5. kaliteden daha düşük yani 6., 7., 8. kalitedendir. 5. kalitenin üstünde olan kaliteler (3. , 4.) alet ve ölçme tertibatlarında kullanılmaktadır. Azdırma yoluyla 7. kalite ve Fellows yöntemiyle 6. kaliteye kadar dişliler imal edilebilir. 6. kalitenin üstündeki dişliler taşlanır. 11 ve 12. kaliteler döküm yoluyla elde edilen dişliler döküm yoluyla elde edilen dişlilere karşılık gelir. Çizelge 6.9’da imalat yöntemine göre dişli kaliteleri görülmektedir.

Çizelge 6.9 İmalat yöntemine göre dişli kaliteleri (DIN 3964)

Kalite	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Üretim Yöntemi						Kesme, Pres, Pres Döküm						
						Vergel, Freze, Azdırma						
						Raspalama						
						Taşlama						
Çevre Hızı						1 - 3 m/s						
						3 - 6 m/s						
	20 - 40 m/s					6 - 20 m/s						
Uygulama Örneği						Tarım Makineleri						
						Kaldırma-İletme Makineleri Büro Makineleri						
						İnşaat Makineleri						
						Aparatlar						
						Takım Tezgahları						
						Yanmalı Motorlar						
						Türbinler Ölçü Aletleri						
												Mastarlar

Çizelge 6.10 Dişli Kaliteleri (DIN 3964)



Bu durumda ağır darbeli çalışma durumu ve çevresel hız göz önüne alınarak Kalite 8 olarak dişli kalitesi seçimi yapılmıştır.

6.1.3.3 Dişli Malzemesinin Belirlenmesi

Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetlerini geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör malzemedir. Dişli çarkların dişleri hakkında yük taşıma bakımından iç kısmının eğilmeye ve dış kısmının pitting aşınmasına dayanıklı olması istenmektedir. Sementasyon çelikleri sürekli mukavemetin istendiği yerlerde konstrüksiyon elemanının dış yüzeyinin aşınmaması için sert, iç kısmının ise elastikliğinin korunması için sünekliğin korunmasının arzu edildiği hallerde kullanılır. Bununla beraber belirlenen emniyet katsayısının da sağlanması istenmektedir. Dolayısıyla $\sigma_{H\lim}$ Hertz basıncı limit değeri 1200 N/mm^2 nin altına inmemelidir.

Her iki dişli çark malzemesi: Sertleştirilmiş sementasyon çeliği 16MnCr5 ($m < 20 \text{ mm}$ için) seçilmiştir.

Modül ve mukavemet-yüzey basıncı kontrol hesaplarında gereken 16MnCr5 çeliğine ait bazı değerler aşağıda görülmektedir.

Çentiksiz numuneden elde edilen eğilme sürekli mukavemet değeri Çizelge 6.11'den ;

$$\sigma_{F\lim} = 310 \dots 500 \text{ N/mm}^2 \text{ okunur.}$$

Hertz basıncı limit değeri , yine Çizelge 6.11' den ;

$$\sigma_{H\lim} = 1300 \dots 1500 \text{ N/mm}^2 \text{ okunur.}$$

Bununla beraber Sementasyon çelikleri için eğilme için sürekli mukavemet diyagramından,

$$\sigma_{Ak} = 840 \text{ N/mm}^2 \text{ (Akma değeri)}$$

$$\sigma_{TD} = 420 \text{ N/mm}^2 \text{ (Tam Değişken Mukavemet Değeri)}$$

Çizelge 6.11 Dişli malzemelerinin sürekli mukavemet değerleri (Babalık, 2002)

Malzeme	Sembol		Yüzey Sertliği	$\sigma_{F\lim}$ N/mm ²	$\sigma_{H\lim}$ N/mm ²
	Eski (DIN)	Yeni (EN)			
Lamel grafitli dökme demir	GG 20	GJL-200	180 HB	40	300
	GG 25	GJL-250	220 HB	55	360
Siyah temper döküm	GTS 35-10	GJMB-350	150 HB	165	320
	GTS 65	GJMB-650	220 HB	205	460
Küresel grafitli DD	GGG 40	GJS-400	180 HB	185	370
	GGG 60	GJS-600	250 HB	225	490
Alaşmaz çelik döküm	GS 52	GS 52.1	160 HB	140	320
	GS 60	GS 60.1	180 HB	160	360
Genel imalat çeliği	St50-2	E285	160 HB	160	370
	St60-2	E335	190 HB	175	430
	St70-2	E360	210 HB	205	450
İslah çelikleri (çelik döküm ise $\sigma_{F\lim} \geq 80 \text{ N/mm}^2$ veya $\sigma_{F\lim} \geq 40 \text{ N/mm}^2$ daha az)	Ck45	C45EN	190 HB	155...200	470...530
	34CrMo4	34CrMo4QT	270 HB	220...290	630...710
	42CrMo4	42CrMo4QT	300 HB	225...310	680...760
	34CrNiMo6	34CrNiMo6QT	310 HB	225...315	680...770
	34CrNiMo16	34CrNiMo16QT	350 HB	240...325	750...830
İslah çelikleri, alaşım veya indüksiyonla sertleştirilmiş	Ck45	C45E	50...55 HRC	Diş dibi de sertleştirilmiş 250...375 Diş dibi sertleştirilmemiş 180...225	1000...1230
	34CrMo4	dişler tek tek sertleştirilmiş			
	34CrNiMo6	dişler tek tek sertleştirilmiş			
Uzun süre gazla nitrürlenmiş islah ve sementasyon çeliği	42CrMo4	42CrMo4QT	48...57 HRC	270...370	780...1000
	Sertlik derinliği $< 0,6 \text{ mm}$ $F_{0,2} > 800 \text{ N/mm}^2$ $m < 16 \text{ mm}$				
Sertleştirilmiş sementasyon çelikleri	16MnCr5	16MnCr5QY	58...62 HRC	310...500	1300...1500
	Sertlik derinliği $< 0,6 \text{ mm}$ $F_{0,2} > 700 \text{ N/mm}^2$ $m < 10 \text{ mm}$				
Sertleştirilmiş sementasyon çelikleri	16MnCr5	$m < 20 \text{ mm}$	58...62 HRC	310...500	1300...1500
	15CrNi8	$m > 16 \text{ mm}$ darbeli çalışmada $m > 5 \text{ mm}$			

Yüzey sertliği Rockwell sertlik değeri olarak : 58 ... 62 HRC

Yüzey sertliği Rockwell sertlik değeri olarak : 270 (çekirdek) ... 650 (yanak)
değerleri Çizelge 6.12' den okunur.

Çizelge 6.12. Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri (Akkurt, 2000)

Malzeme Grubu	Simgesi	σ_k daN/mm ²	Sertlik HS		σ_{Flim}	σ_{Hlim}
			Çekirdek	Yanak		
Çenet inalet çelikleri	St 50	50...60	150		19	34
	St 60	60...70	180		21(20)	40
	St 70	70...85	210		24(22)	46
İslah çelikleri	C 22	50...60	140		17	44
	C 45	65...80	185		20	54
	C 60	75...90	210		22	62
	34Cr4	75...90	260		26	65
	37MnSi5	70...80	230		30	64
	42CrM ₀ 4	95...110	300		29	67
	34CrM ₀ 6	100...130	310		32	77
Sementasyon çelikleri	C 15	50...65	190	636	23	160
	16MnCr3	80...110	270	650	44	163
	20MnCr5	100...130	360	650	48	163
	15CrNi6	90...120	310	650	50	163
	18CrNi8	120...145	400	650	50	163
Endüksiyon ve- ya alevle sert- leştirilmiş is- lah çelikleri	Ck 45	65...80	190	560	27	110
	34CrM ₀ 4		270	590	48	107
	42CrM ₀ 4	95...110	280	610	43	136
	34CrNiM ₀ 6	100...130	250	590	45	127
Nitrürlene (sanyo)	Ck 45	65...80	190		35	110
	42CrM ₀ 4	95...110	275		43	122
Gaznitrürlene	31CrM ₀ 9		320	700	50	
Dökme çelikler	GS 52	52	150		15	34
	GS 60	60	175		17	42
Dökme demir	GG 20	20	170		5	27
	GG 25	25	200		6	31
	GG 35	35	230		8	36
Sfero döküm	GGG 42	42	180		20	36
	GGG 60	60	250		22	49
	GGG 100	100	350		24	70
Temper döküm	GTS 35	35...40	140		19	32
	GTS 65	65...70	235		23	46

Günümüzde sertlikler HV0 ve HV1 olarak ifade edilen Vickers ölçeğine göre verilmektedir.

Diş kavramadayken yüklendiğinden zorlanma dinamiklidir. Bu nedenle emniyetli gerilme değeri σ_{Fem} için çentiksiz numuneden elde edilen sürekli mukavemet değeri olan 420 N/mm^2 esas alınacaktır.

$$\sigma_{Fem} = \frac{\sigma_{TD}}{K_{\check{c}}.S} = \frac{420}{1,5.2,5} = 112 \text{ N/mm}^2 \quad (6.10)$$

6.1.3.3.1 Çentik Faktörünün Tayini

$K_{\check{c}}$ çentik faktörü diş dibi yuvarlatma yarıçapı $\rho \geq 0,25.m$ için geçerlidir.

Genelde $K_{\check{c}} = 1,4 \dots 1,6$ arasında alınabilir. (6.11)

Ayrıca sertleştirilmiş çelikler için ortalama bir değer olarak $K_{\check{c}} = 1,5$ alınmaktadır.

6.1.3.3.2 Emniyet Katsayısının Tayini

Emniyet katsayısı olarak normal koşullar için ;

$$S = 1,5 \dots 2 \quad (6.12)$$

ve darbeli çalışmalarda ise;

$$S = 1,8 \dots 3 \quad (6.13)$$

değerleri önerilmektedir.

6.1.3.3.3 Malzemeye Bağlı Diğer Büyüklükler

Her iki dişli çark malzemesi aynı ve çelik olduğundan;

$$\text{Elastisite Modülü : } E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

Kayma Modülü : $G_1 = G_2 = 0,8 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

Poisson Oranı (Büzülme Katsayısı) : $\nu = 0,3$

6.1.3.4 Modülün Belirlenmesi

Modül için yataklama şekli ve dişli kalitesine bağlı olarak , konstrüksiyon, diş rijitliği ve üretim kalitesi açısından , diş genişliğinin belli değerlerinin altına inmemelidir. Bu değerler Çizelge 6.13'te görülmektedir.

Çizelge 6.13 Minimum modül değerleri (DIN 867)

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

Modül için bu tavsiyelerin ötesinde mukavemet kontrol hesaplarından hareketle çeşitli önerilere rastlanır. Sertleştirilmiş dişlilerde yan yüzeyde meydana gelecek ezilmeye göre elde edilen modül değeri, diş dibi mukavemetine göre elde edilen modül değerinden küçüktür. Bu nedenle diş dibi mukavemeti esas alınarak DIN 867 'ye göre modül değeri 6.14 eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_d \cdot \cos \beta \cdot K_A \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha}}{z_1 \cdot \frac{b}{m} \cdot \sigma_{Fem}}} \quad (6.14)$$

Burada,

K_A : İşletme faktörü (Çizelge 6.3) ($K_A = 1,75$)

Y_F : Diş form faktörü (Çizelge 6.14 veya 6.15) ($Y_F = 2,91$)

Y_ε : Kavrama faktörü ($Y_\varepsilon = 0,85$) ($\varepsilon = 1,25$ ilk hesapta sınır değer alınmıştır.)

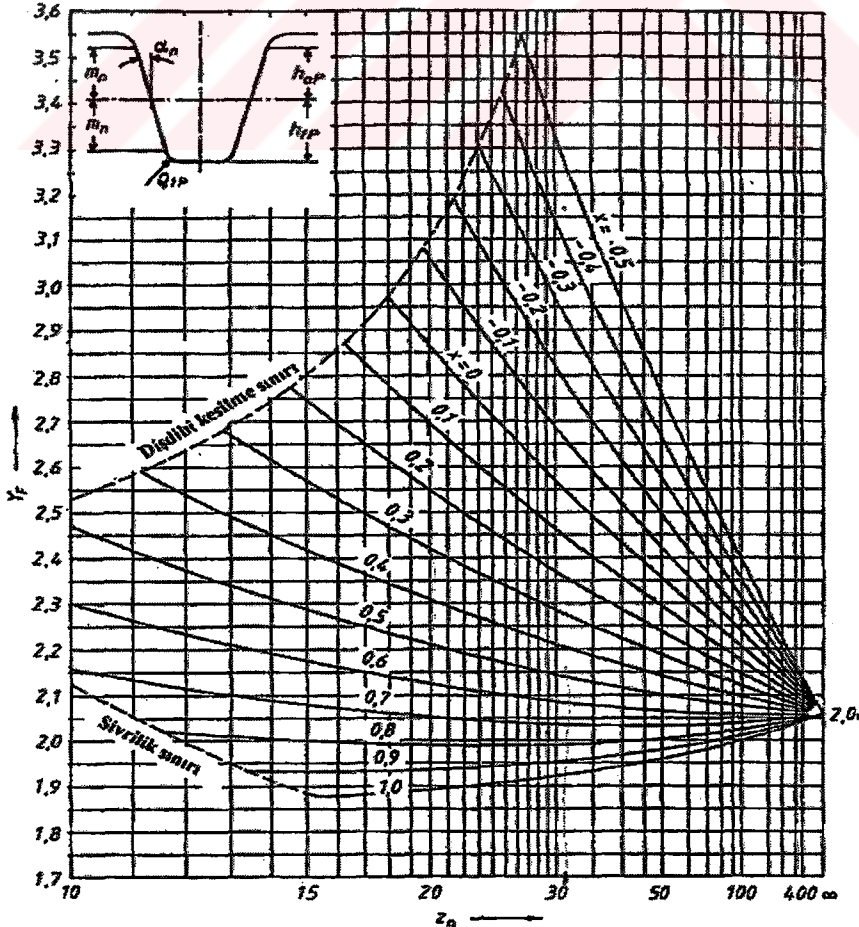
$K_{F\alpha}$: Diş dibi mukavemetinde gerekli faktör (Çizelge 6.16) ($K_{F\alpha} = 1,1$ düz dişli – Kalite 8 için)

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha}} \cdot \cos^2 \beta = 0,25 + \frac{0,75}{1,25} \cdot 1 = 0,85 \quad (6.15)$$

Çizelge 6.14 Diş form faktörü Y_F (DIN 3990)

Z _n	Diş Form Faktörü Y_F																			
	4,5	5	6	7	8	9	10	12	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
10	2,35	2,30	2,25	2,20	2,15	2,10	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40
12	2,32	2,27	2,22	2,17	2,12	2,07	2,02	1,97	1,92	1,87	1,82	1,77	1,72	1,67	1,62	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37
15	2,28	2,23	2,18	2,13	2,08	2,03	1,98	1,93	1,88	1,83	1,78	1,73	1,68	1,63	1,58	1,53	1,48	1,43	1,38	1,33
20	2,22	2,17	2,12	2,07	2,02	1,97	1,92	1,87	1,82	1,77	1,72	1,67	1,62	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27
25	2,18	2,13	2,08	2,03	1,98	1,93	1,88	1,83	1,78	1,73	1,68	1,63	1,58	1,53	1,48	1,43	1,38	1,33	1,28	1,23
30	2,15	2,10	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20
35	2,13	2,08	2,03	1,98	1,93	1,88	1,83	1,78	1,73	1,68	1,63	1,58	1,53	1,48	1,43	1,38	1,33	1,28	1,23	1,18
40	2,11	2,06	2,01	1,96	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,66	1,61	1,56	1,51	1,46	1,41	1,36	1,31	1,26	1,21	1,16
50	2,07	2,02	1,97	1,92	1,87	1,82	1,77	1,72	1,67	1,62	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17	1,12
60	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10
70	2,03	1,98	1,93	1,88	1,83	1,78	1,73	1,68	1,63	1,58	1,53	1,48	1,43	1,38	1,33	1,28	1,23	1,18	1,13	1,08
80	2,02	1,97	1,92	1,87	1,82	1,77	1,72	1,67	1,62	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17	1,12	1,07
90	2,01	1,96	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,66	1,61	1,56	1,51	1,46	1,41	1,36	1,31	1,26	1,21	1,16	1,11	1,06
100	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10	1,05

Çizelge 6.15 Diş form faktörü Y_F (DIN 3990)



Çizelge 6.16 $K_{H\alpha}$ ve $K_{H\beta}$ alın yük dağılım faktörleri

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

Bu faktörler yerine konarak modül için sınır değer elde edilir.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2.36224 \cdot 1.1 \cdot 1.75}{20.7 \cdot 112} \cdot 2.91 \cdot 0.85 \cdot 1.1} = 2.8 \text{ mm}$$

Çizelge 6.17 Standart modül değerleri (DIN 3960)

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

Modül değerinin 2,8 mm'den büyük olması gerektiği göz önünde bulundurularak , standart modül tablosundan seçim yapılır. Dişli çarkların temel büyüklükleri ve temel tanımları uluslar arası standartlarla belirlenmiştir : ISO R 701 – DIN 3960. Standart modül değeri olarak $m = 3,5$ mm seçilmiştir.

$$\text{Taksimat dairesinin çevresi : } U = \pi \cdot d = p \cdot z ; \quad (6.16)$$

$$\text{Taksimat dairesi çapı : } d = \frac{p}{\pi} \cdot z \quad (6.17)$$

şeklinde ifade edilmektedir. $\frac{p}{\pi}$ oranı m ile gösterilir ve bu oran modül değeridir.

Dişli çarkın belirlenmesi ve üretilebilmesi için kavrama açısı α_0 ve modül değeri bilinmelidir. Kavrama açısı özel olarak belirtilmediğinden standart değer olan 20° alınacaktır.

6.1.3.5 Taksimat Dairelerinin Belirlenmesi (DIN 867)

Üzerinde dişlerin çevreye paylaşılmasının tanımlandığı dairedir. Dişlilerin çalışması esnasında taksimat daireleri yuvarlanma dairesi adını alır. Yuvarlanma dairesi çapları döndüren ve döndürülen dişli için d_{01} ve d_{02} olup taksimat daireleriyle aynı değerdedir. Yuvarlanma daireleri çalışma esnasında birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlanan dairelerdir. Yuvarlanma dairesi yalnız çalışma sırasında meydana gelen bir daire olması nedeniyle , dişli çarka değil dişli çark mekanizmasına ait bir dairedir.

$$\text{Döndüren dişlini taksimat dairesi çapı : } d_1 = m \cdot z_1 = 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ mm}$$

$$\text{Döndürülen dişlinin taksimat dairesi çapı : } d_2 = m \cdot z_2 = 3,5 \cdot 60 = 210 \text{ mm} \quad (6.18)$$

Amerikan literatüründe taksimat dairesi ve yuvarlanma dairesine Pitch Circle denir. Ayırt etmek amacıyla Standart Pitch Circle (Taksimat dairesi), Operating Pitch Circle (Yuvarlanma Dairesi) adlarıyla anılırlar (ISO 1990).

6.1.3.6 Taksimatın Belirlenmesi (DIN 867)

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

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 3,5 = 10,995 \text{ mm} \quad (6.19)$$

6.1.3.7 Baş ve Taban Dairelerinin Belirlenmesi (DIN 867)

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

$$\text{Döndüren dişli diş başı dairesi çapı : } d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = d_1 + 2 \cdot m = 77 \text{ mm}$$

$$\text{Döndüren dişli diş başı dairesi çapı : } d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = d_2 + 2 \cdot m = 217 \text{ mm} \quad (6.20)$$

ve

$$\text{Döndüren dişli diş dibi dairesi çapı : } d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = d_1 - 2,5 \cdot m = 61,25 \text{ mm}$$

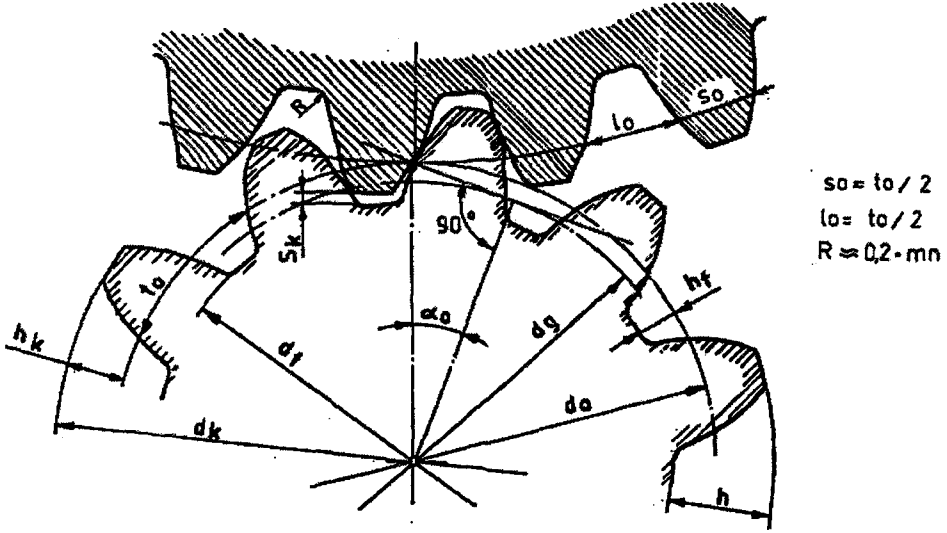
$$\text{Döndüren dişli diş dibi dairesi çapı : } d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = d_2 - 2,5 \cdot m = 201,25 \text{ mm} \quad (6.21)$$

6.1.3.8 Mil Eksenleri Arasındaki Mesafe (DIN 867)

Sınır diş sayısının altında seçim yapılmadığı ve kavrama oranı 1 'den büyük olduğuna göre profil kaydırma söz konusu olmayacaktır. Profil kaydırmaz mekanizmalar için eksenler arası mesafe :

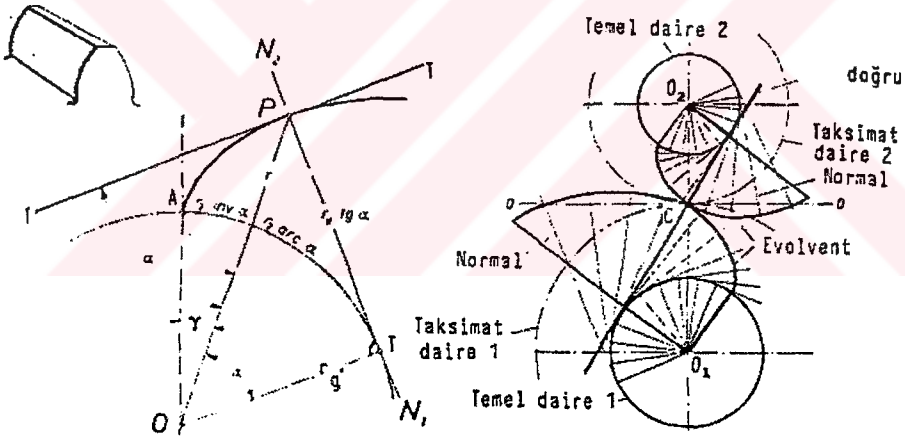
$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{70 + 210}{2} = 140 \text{ mm} \quad (6.22)$$

DIN 867



Şekil 6.5 Normal Silindirik Düz Dişli

6.1.3.9 Temel Dairelerinin Belirlenmesi (DIN 867)



Şekil 6.6 Evolvent eğrisinin başlangıcını gösteren temel daire

Şekil 6.6 ' da görüldüğü üzere bir dişli çarkta diş, biri sağ diğeri sol olmak üzere iki evolventten meydana gelir. Profillerin her hangi bir noktasında belirli bir basınç açısı karşılık gelir. Bu açılardan taksimât dairesine karşılık gelen ve dişli çark teorisinde ve konstrüksiyonunda önemli yer tutan basınç açısı α_0 ' dır. Diş başı dairesine karşılık gelen basınç açısı α_b ve her hangi bir r yarıçapında karşılık gelen basınç açısı α ile gösterilir. Evolvent profilli dişlilerde taksimât, baş ve taban dairelerinin yanı sıra , profilleri tayin eden dördüncü bir daire temel daire adını alır.

Döndüren dişli temel daire çapı : $d_{b1} = d_{01} \cdot \cos \alpha_0 = 65,778 \text{ mm}$

Döndürülen dişli temel daire çapı : $d_{b2} = d_{02} \cdot \cos \alpha_0 = 197,335 \text{ mm}$ (6.23)

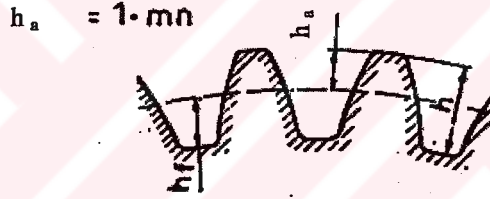
6.1.3.10 Dişlilerin Baş ve Taban Yüksekliklerinin Belirlenmesi (DIN 867)

Referans profili kısmında değinileceği üzere takım dişinin baş kısmı dişli çarkın taban kısmını ve takımın taban kısmı dişli çarkın baş kısmını açtığı dikkate alınırsa dişlinin diş yükseklikleri aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

Diş başı yüksekliği : $h_a = m = 3,5 \text{ mm}$

Taban (diş dibi) yüksekliği : $h_f = m + s_k = 1,25 \cdot m = 4,375 \text{ mm}$

Diş yüksekliği : $h = h_a + h_f = 7,875 \text{ mm}$ (6.24)



$$h_f = 1,167 \cdot m_n \text{ veya } 1,25 \cdot m_n$$

Şekil 6.7 Silindirik düz dişli diş formu (DIN 867)

6.1.3.11 Dişlilerin Diş Başındaki Kalınlığının Belirlenmesi (DIN 867)

Uygulamada dişler tam sivri yapılmayacağından , diş başında kalınlık en az 0,2 .m veya maksimum 0,3 .m olmalıdır. Bu değer çalışma boşluğu veya baş boşluğu gibi isimler alabilmektedir.

$c = s_k = 0,25 \cdot m = 0,875 \text{ mm}$

(6.25)

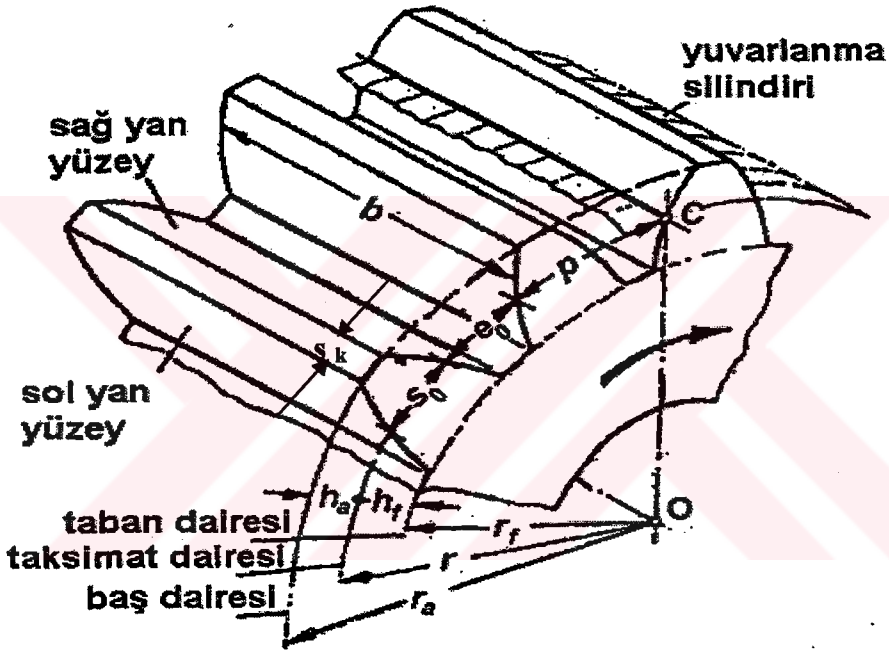
6.1.3.12 Diş Kalınlığının Belirlenmesi (DIN 867)

Teorik diş kalınlığı dişlinin yan boşluksuz hali için ;

$$s_0 = \frac{p}{2} = \frac{\pi.m}{2} = 5,497mm \quad (6.26)$$

Diş aralığı;

$$e_0 = \frac{p}{2} = \frac{\pi.m}{2} = 5,497mm \quad (6.27)$$



Şekil 6.8 Dişli çarka ait boyutlar (DIN 867)

6.1.3.13 Kavrama Oranının Bulunması

Normal mekanizma için $\varepsilon = 1,25$ alındı. Sıfır ve K-0 mekanizmaları için $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$ dir.

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 + d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 + d_{b2}^2} - 2.a.\sin \alpha}{2.\pi.m.\cos \alpha_0} = 1,67 \quad (6.28)$$

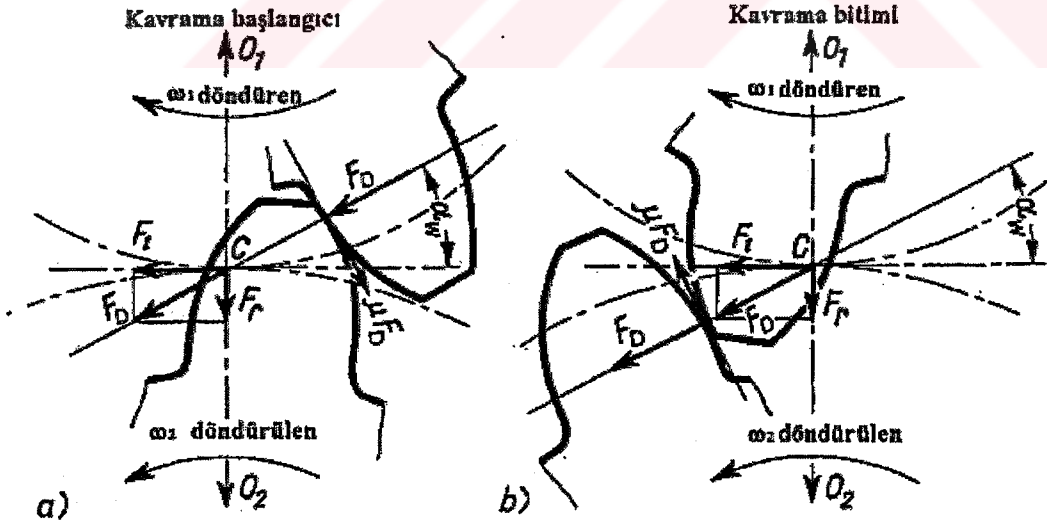
6.1.4 Dişli Çarkların Mukavemet Hesapları

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

Şekil 6.9 'da birbirini kavramış konumdaki dişli çarklarda döndürenden döndürülene etkileyen kuvvet, etkilediği noktada dişli profillerinin ortak normali doğrultusundaki normal kuvvet dişli kuvveti F_D dir. Diğer bir deyişle kavrama sırasında diş üzerine gelen ve diş kuvveti veya normal kuvvet adını taşıyan kuvvet, dişli ana kanununa göre evolvent dişlilerde kavrama doğrusu boyunca etkimekte yani kavrama doğrusuyla çakışmaktadır. Dişler yuvarlanma noktası C nin dışında birbirleri üzerinde ayrıca bir kayma hareketi yaptıklarından, bu hareket ilave olarak dişler arasında sürtünme kuvvetine neden olur.

$$F_s = \mu \cdot F_D \quad (6.29)$$

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



Şekil 6.9 Sürtünme kuvvetinin kavrama başlarken(a), kavrama biterken(b) yön değiştirmesi . (Babalık, 2002)

Dişli çarkların hesaplamalarında büyük kısmı deneyimlere dayanan çeşitli yöntemler kullanılır. Hesaplar, sürekli yenilenen, teknolojinin elde ettiği bilgi birikimini hesaplara aktaran bir hesap yöntemi olarak DIN 3990 Alman Standartları esas alınarak yapılmıştır.

Diş kuvveti F_D nin etkisi altında diş dibi kesiti eğilme, bası ve kaymaya zorlanacak, ayrıca iki dişin temas noktasındaki yüzey basıncı ezilmeler meydana getirebilecektir ki bunlar uygulamada karşılaştığımız hasarların ana sebepleridir.

Dişli çarklar hesaplanırken üç kontrol hesabı yapılmaktadır :

1. Diş dibi mukavemeti :

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

2. Yan yüzey mukavemeti :

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

3. Aşınma kontrolü :

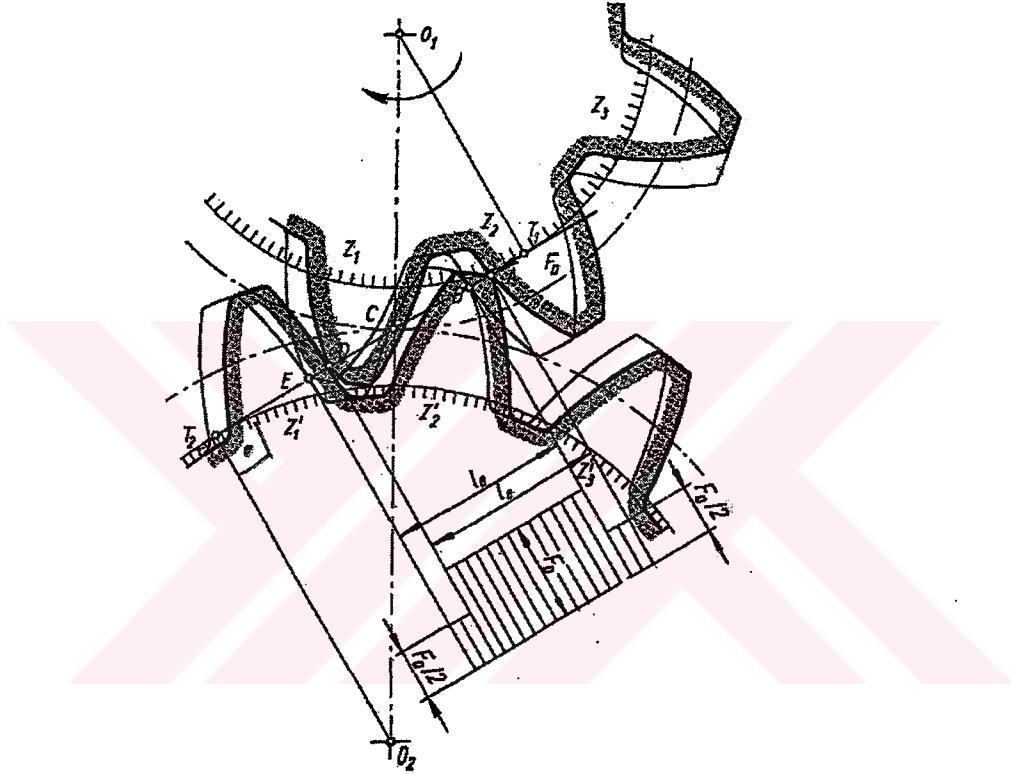
Dişli çarklar temas yüzeyleri arasında yağ filmi oluşması için yağlanırlar. Yük, kayma hızı, yüzey kalitesi, seçilen yağın viskozitesi arasında bazen arzu edilmeyen bir kombinasyon meydana gelebilir. Bu durum dişler arasındaki yağ filminin kopmasına ve metal – metal temasına neden olur , aşınma meydana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

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

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

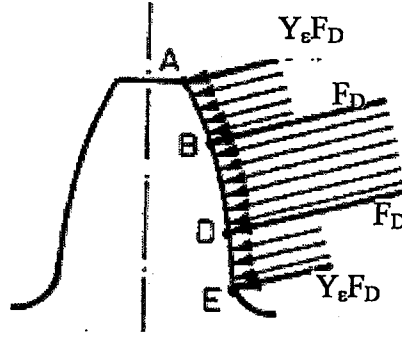
Şekil 6.10'da kavrama oranı $\varepsilon > 1$ olan eş çalışan iki diş çiftinin (z_1 ve z_1' ile z_2 ve z_2') birbiri ile temas hali görülmektedir. z_2 ve z_2' çifti birbirlerini henüz kavramaya başlamışlardır. A noktası z_2 ve z_2' için kavrama başlangıcıdır (Kavramaya giriş). z_1 ve z_1' ise hala birbirleriyle D noktasında temasa devam etmektedirler. Diş kuvveti F_D iki diş çifti tarafından ortaklaşa karşılanmaktadır. Üst tekil noktası olarak isimlendirilen B noktasında z_1 ve z_1' E noktasına gelip birbirlerinden ayrılmaktadırlar. B den itibaren diş kuvveti sadece z_2 ve z_2' diş çifti

tarafından karşılanmaktadır. Alt tekil noktası olarak isimlendirilen D noktasında z_2 ve z_2' diş çiftinin birbirini kavraması sona yaklaşmaktadır. z_2 dişi z_1 dişinin yerini alacak kadar dönmektedir. Bir sonraki diş çifti z_3 ve z_3' , z_2 ve z_2' nin yerini almış yani birbirlerini kavramaya başlamış dolayısıyla diş kuvvetini taşımaya ortak olmuştur. Kavramadan çıkış noktası E noktası z_2 ve z_2' diş çiftinin birbirinden ayrıldığı noktadır.



Şekil 6.10 İki diş çiftinin temas hali (Babalık, 2002)

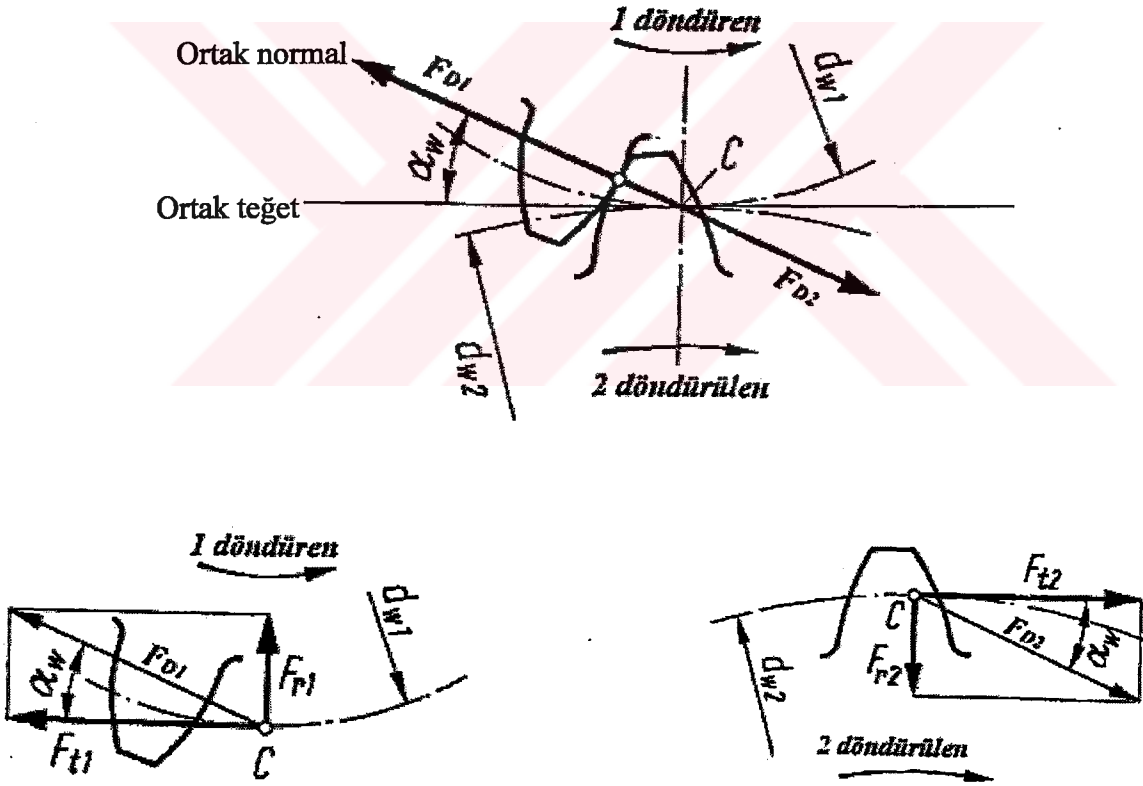
Şekil 6.10'da görüldüğü üzere z_2 den z_2' dişine etkiyen kuvvet A, B noktaları arasında $F_D / 2$; B noktasından E noktasına kadar F_D ; D noktasında E noktasına kadar da $F_D / 2$ dir. Dişli çarkın bir devir yapmasıyla herhangi bir diş sıfır ile F_D değerleri arasında değişken bir kuvvete ve dolayısıyla yorulmaya maruz kalacaktır. Ancak tek yönlü çalışan dişlilerde zorlanma şekli genel değişken, sık sık yön değiştiren dişlilerde ise tam değişken olur. Kavrama sırasında eş diş çiftinin kavramada yalnız kaldığını gösteren B ve D noktaları üst ve alt tekil yüklenme noktalarıdır (Şekil 6.11).



Şekil 6.11 Dişlerin yüklenme durumları (Akkurt, 2000)

6.1.4.1 Dişli Kuvvetleri

Birbirini kavrayan iki düz dişli söz konusudur.



Şekil 6.12 Dişlerin kavrama hali (a), döndürüne etkiyen kuvvet (b), döndürülene etkiyen kuvvet (Babalık, 2002)

Dişler arasında kuvvet nakli temas yüzeyleri üzerinden olacaktır ve temas noktalarından iletilen bu kuvvetlerin yönü, yan yüzeylerin temas noktasındaki ortak normalleri

doğrultusunda olacaktır, dolayısıyla hangi noktada etki ederlerse etsinler kuvvetlerin uzantısı yuvarlanma noktasından geçecektir. Dişli kuvveti F_D yi yuvarlanma C ye kadar kuvvet doğrultusunda kaydırıp C noktasında teğetsel (F_t) ve radyal bileşenlerine (F_r) ayırmak mümkündür. Etki tepki yasaından dolayı $F_{D1} = F_{D2}$ olur. Dolayısıyla;

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

$$F_{t1} = F_{t2} \quad (6.30)$$

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

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

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

Dişli kuvvetlerin hesaplanmasında çevresel bileşenden hareket edilir. İletilecek döndürme (burulma) momenti sadece bir diş çiftinin birbirini kavramasıyla iletildiği 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 :

$$F_t = \frac{2 \cdot K_A \cdot M_{d1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,75 \cdot 36224}{70} = 1811,2 \text{ N} \quad (6.31)$$

$$F_r = F_D \cdot \sin \alpha_0 = 659,22 \text{ N} \quad (6.32)$$

$$\text{Tek kademe için radyal kuvvetler } F_r = F_t \cdot \tan \alpha_0 = 1811,2 \cdot \tan 20^\circ = 659,22 \text{ N} \quad (6.33)$$

6.1.4.2 Mukavemet Hesaplarını Etkileyen Faktörlerin Belirlenmesi

Dişlinin mukavemet hesaplarını yaparken ; dişliden beklenen ömür boyunca diş dibi kırılması ve yüzey ezilmesi olaylarının meydana gelmemesini sağlamamız gerekmektedir. Dişli çarklar iletmeleri gereken dönme momentinden dolayı etkiyen çevresel kuvvetlerden başka işletme şartlarından (ağır darbeleri) , imalat ve konstrüksiyon özelliklerinden doğan ek dinamik kuvvetler tarafından da zorlanmaktadır. Dişli çark mekanizması elektrik motoruna bağlıdır. Elektrik motorunun tipi ve kaması katalogdan belirlenmiş olup elektrik motorunun mili, dişli çarkın milidir. Ek dinamik kuvvetlerin kesin olarak hesaplanması zor olduğundan çoğu deneylerden elde edilmiş katsayılarla bu kuvvetlerin etkisi hesaba dahil edilir.

İşletme faktörü K_A :

DIN 3990 a göre işletme faktörleri Çizelge 6.3'te verilmiştir. Ağır darbeli çalışma şartları ve elektrik motoruyla tahrik göz önüne alınarak $K_A = 1,75$ alınmıştır. Motor ve iş makinesinin özellikleri, aradaki milin kütlesi darbe ve moment düzgünsüzlükleri oluşturur, bu etki işletme faktörüyle hesaba katılmıştır.

Dinamik faktör K_V :

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

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_{V\alpha}}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_{V\beta} \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} \quad (6.34)$$

$K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$: Kaliteye bağlı dişli faktörü,

v : Taksimat dairesindeki çevresel hız ,

$u = \frac{z_2}{z_1}$ olup $K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$ değerleri Çizelge 6.18'den alınır.

Çizelge 6.18 Dinamik faktör hesabında $K_{v\alpha}$ ve $K_{v\beta}$ (DIN 3990)

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

$$K_v = 1 + \left(\frac{24,5}{1,75 \cdot \frac{1811,2}{35}} + 0,0193 \right) \cdot \frac{20,5,314}{100} \cdot \sqrt{\frac{9}{9+1}} = 1,292$$

$$\text{Dişin birim genişliğine gelen yük : } w_t = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_v = \frac{1811,2}{35} \cdot 1,75 \cdot 1,292 = 117 \text{ N/mm}$$

Diş kalınlığına gelen yükün $w_t = 50 \dots 500 \text{ N/mm}$ arasında olması istenir, bulunan değer uygundur.

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

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

$$K_{F\beta} \cong 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \quad (6.35)$$

K_β genişlik temel faktörü Çizelge 6.19'da dişli kalitesi Kalite 8 ve diş genişliği 35 mm için 1,14 olarak alınmıştır.

Çizelge 6.19 K_{β} genişlik temel faktörü (DIN 3990)(w_t = 350 N/mm olan çelik dişliler için)

Diş genişliği		Diş Kalitesi									
>	≤	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	20	1,08	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

 f_w : Yük düzeltme faktörü (Çizelge 6.20'den 1,45 olarak okunur) f_p : Malzeme faktörü (Çizelge 6.21'den 1 olarak okunur)

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

$$K_{H\beta} \cong K_{F\beta}^{1,39} \quad (6.36)$$

$$K_{H\beta} = 1,203^{1,39} = 1,292$$

Çizelge 6.20 Yük düzeltme faktörü f_w (DIN 3990)

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

Çizelge 6.21 Malzeme faktörü f_p (DIN 3990)

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

Diş yan yüzeyinde dikey olarak etkiyen dişli kuvveti F_D olmak üzere, eğilmeye zorladığı diş taban alanına olan eğimi α_F , eğilmeyi oluşturan bileşeni ;

$$F' = F_D \cdot \cos \alpha_F = 1927,438 \cdot \cos 24,0536^\circ = 1760,068 \text{ N} \quad (6.37)$$

Bu bileşenin tabana mesafesi h olduğundan eğilme momenti ;

$$M_e = F_D \cdot \cos \alpha_F \cdot h = 1760,068 \cdot 7,497 = 13195,2298 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.38)$$

Eğilme momentinin ekseni b olduğundan direnç (mukavemet) momenti;

$$W = \frac{b \cdot S_F^2}{6} = \frac{35,6,503^2}{6} = 246,685 \text{ mm}^3 \quad (6.39)$$

Buradan diş dibindeki eğilme gerilmesi ;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F_D \cdot \cos \alpha_F \cdot h \cdot 6}{b \cdot S_F^2} = \frac{13195,2298 \cdot 6}{35,6,503^2} = 53,49 \text{ N} / \text{mm}^2 \quad (6.40)$$

Dişli kuvveti etki doğrusu üzerinde yuvarlanma noktasına iletilerek yuvarlanma dairesine teğet bileşeni F_t ve radyal bileşeni F_r ;

$$F_t = F_D \cdot \cos \alpha = 1811,2 \text{ N} \quad (6.41)$$

$$F_D = \frac{F_t}{\cos \alpha} = 1927,438 \text{ N} \quad (6.42)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_0 = 659,22 \text{ N bulunmuştur.} \quad (6.43)$$

Pay ve payda m^2 ile genişletilirse ve $F_t / b = m$ ile gösterilirse ;

$$\sigma_e = \frac{w}{m} \cdot \frac{6 \cdot (h/m)}{(S_F/m)} \cdot \frac{\cos \alpha_F}{\cos \alpha} = \frac{w}{m} \cdot Y_F \quad (6.44)$$

Y_F diş geometrisi ile ilgili değerleri içeren diş form faktörüdür. Profil kaydırma faktörüne bağlı olarak Çizelge 6.14 veya Çizelge 6.15'ten 2,91 olarak okunur. Diş dibindeki teorik eğilme gerilmesi ;

$$\sigma_e = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F = \frac{w}{m} \cdot Y_F = \frac{1811,2}{35,3,5} \cdot 2,91 = 43,025 \text{ N/mm}^2 \quad (6.45)$$

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

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (6.46)$$

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

Y_S : Teorik eğilme gerilmesi düzeltme faktörü

Y_ε : Kavrama faktörü

Y_β : Helis faktörü

$$\sigma_{F0} = \sigma_\varepsilon \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{F_t}{b.m} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

$$\sigma_{F0} = 43,025 \cdot 1,56 \cdot 0,699 \cdot 1 = 46,916 \text{ N/mm}^2 \quad (6.47)$$

Sonuç olarak diş dibindeki gerilme ;

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

$$\sigma_F = 46,916 \cdot 1,75 \cdot 1,292 \cdot 1,203 \cdot 1,1 = 140,37 \text{ N/mm}^2 \quad (6.48)$$

K_A , K_V , $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ diş dibi gerilmesinin hesabında kullanılan faktörlerdir. Diğer dört faktör:

Diş form faktörü Y_F :

Diş şeklinin eğilme gerilmelerine etkilerini içeren faktör profil kaydırmaya bağlıdır.

Gerilim düzeltme faktörü Y_S :

Diş dibi kavisini çentik etkisiyle, diş dibindeki eğilmenin dışında mevcut kayma ve bası gerilmelerini dikkate alan faktördür. Şekil 6.16'dan 1,56 olduğu görülür.

Kavrama faktörü Y_ε :

Kuvvetin her zaman dişin en üst noktasından etkimeydiğini ifade eden, profil kavrama oranı ε_α ve helis açısına bağlı faktördür.

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \cdot \cos^2 \beta = 0,699 \quad (6.49)$$

Helis faktörü Y_{β} :

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

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^{\circ}} = 1 \quad (6.50)$$

Diş dibi gerilmesi σ_F , yapıldığı malzemeye bağlı olarak dişli çarkın diş diplerinde taşıyabileceği en büyük gerilme $\sigma_{F_{\max}}$ tan küçük olmalıdır.

$$\frac{\sigma_{F_{\max}}}{\sigma_F} = S \quad (6.51)$$

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

Diş dibinde taşınabilecek maksimum gerilme :

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_{F_{\lim}} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_X = 400 \cdot 1 \cdot 1 = 400 \text{ N/mm}^2 \quad (6.52)$$

$\sigma_{F_{\lim}}$: Çentiksiz numuneden elde edilmiş eğilme sürekli mukavemet değeri

$\sigma_{H_{\lim}}$: Hertz basıncı limit değeri

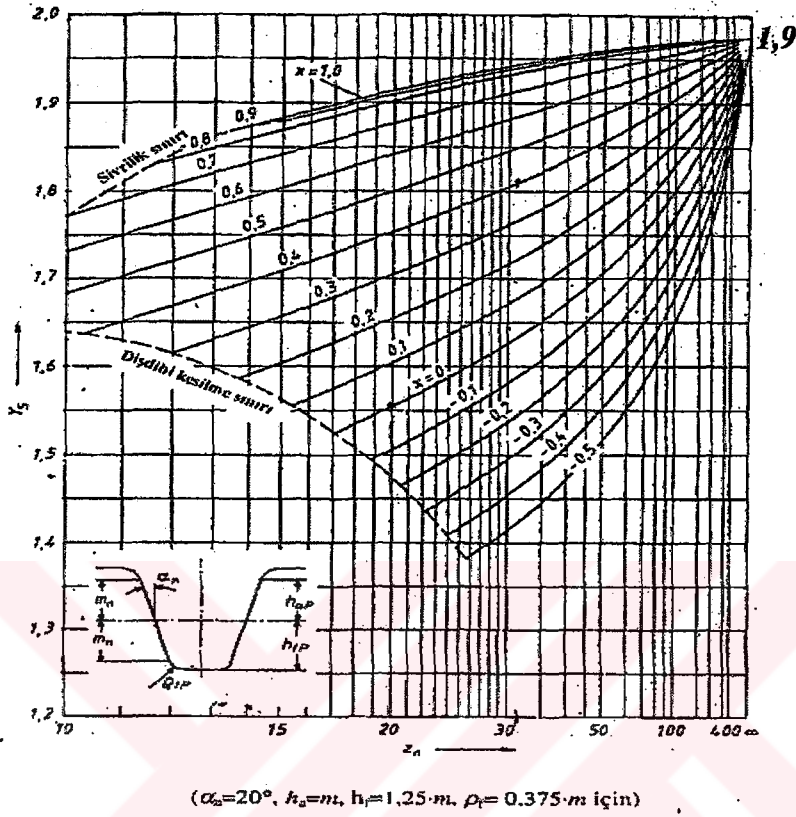
Y_N : Ömür faktörü . Dişli çark mekanizması sonsuz mukavim olacaksa (yük tekrarı $\geq 10^7$) 1 alınır. Belirli bir yük tekrar sayısı kadar ömür yeterli görülüyorsa Şekil 6.17'den okunan değerler alınır.

Y_{δ} : Göreceli destek sayısı , dişli malzemesinin çentiğe duyarlılığını ifade eder.

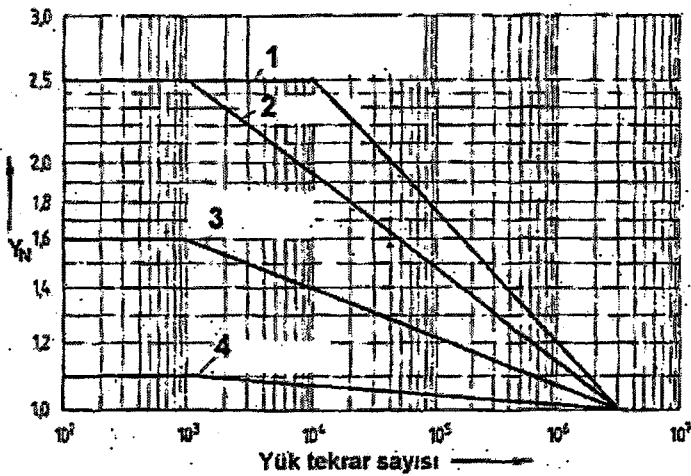
Y_R : Göreceli yüzey faktörü., diş dibi kavisindeki yüzey pürüzlerini dikkate alır.

Y_X : Büyüklük faktörü

Y_S , Y_R , Y_X faktörlerinin değeri 1'e çok yakın olup sürekli mukavemet istenen dişli çarklar için Y_S , Y_R , $Y_X \cong 1$ alındığı takdirde büyük bir hata yapılmaz.



Şekil 6.16 Gerilim düzeltme faktörü Y_S (DIN 3990)



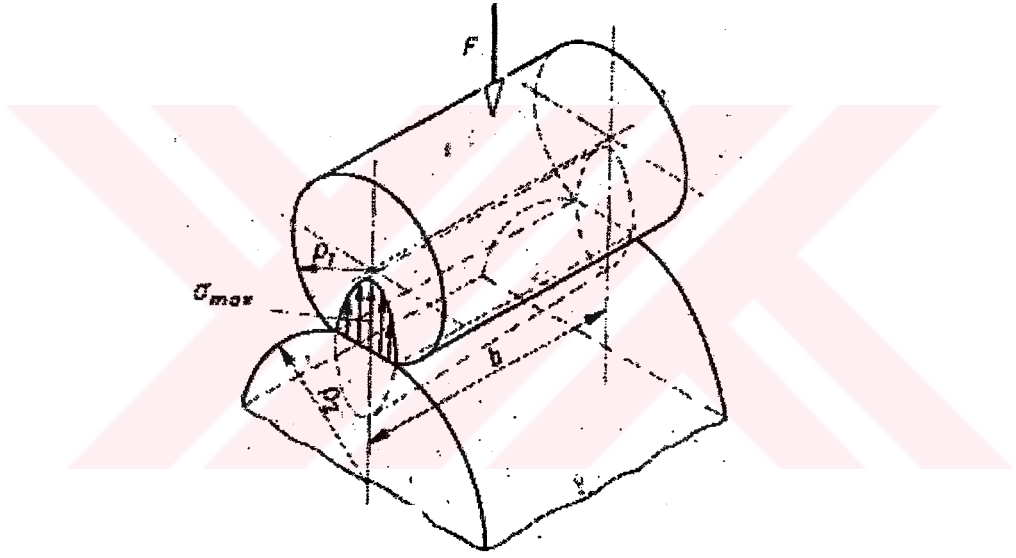
1: İnşaat çeliği, çelik döküm, küresel grafitli dökme demir, ıslah çeliği; 2: Sementasyon çeliği; indüktif veya alevle sertleştirilmiş çelik veya küresel grafitli (DD 80); 3: Nitrürlenmiş veya ıslah çeliği; 4: Nitrokarbürize edilmiş ıslah veya sementasyon çeliği

Şekil 6.17 Ömür faktörü Y_N (DIN 3990)

Diş dibi mukavemetine göre $\frac{400}{140,37} = 2,8$ kat emniyetli olduğu sonucu elde edilir.

6.1.4.4 Yan Yüzey Mukavemeti Kontrolü :

Eş çalışan dişli çarkların birbirlerine temas ettikleri noktalarda dişler dişli kuvveti F_D nin etkisi altında bir miktar deforme olurlar. Burada temas çizgi teması değil yüzey temasıdır. Hertz Teorisine göre hesaplanan yüzey basıncı izin verilen değeri aşınca özellikle yuvarlanma dairesi civarındaki yüzeyde yorulma aşınmaları yani pitting denilen çukurcuklar meydana gelir, pitting olayı ile yüzey bozulmaya başlar (Şekil 6.18).



Şekil 6.18 İki silindirin temas noktasında oluşan basınç (Babalık,2002)

Şekil 6.20 de birbirine F kuvvetiyle bastırılan b genişliğindeki iki silindirin temas alanlarında oluşan maksimum basınç Hertz Teorisine göre aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\sigma_{H\max} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \frac{F}{b} \frac{m^2}{m^2 - 1} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \quad (6.53)$$

Burada ;

F : Silindirleri birbirine bastırılan kuvvet (N)

ρ_1, ρ_2 : Silindirlerin yarıçapı (mm)

m_1, m_2 : Silindirler malzemelerin Poisson sayısı (çelik için 0,3)

Temas bölgesindeki şekil değişimi iki farklı etkinin sonucudur. Bunlardan ilki kuvvet etkisi altındaki düzleşmeden ileri gelen şekil değişimi Hertz Deformasyonu olarak ifade edilir.

$$f_{HI} = 2 \cdot \frac{B^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (6.55)$$

$$B = \sqrt{\frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot b} \cdot \left[\frac{\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \right]} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1927,438}{\pi \cdot 35} \cdot \left[\frac{\left(\frac{1 - 0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} \right)}{\frac{1}{35} + \frac{1}{105}} \right]} = 0,1263 \text{ mm} \quad (6.56)$$

Burada ;

B : Temas bölgesindeki şekil değişimi

r_1 : Döndüren dişlinin yuvarlanma dairesi yarıçapı

r_2 : Döndürülen dişlinin yuvarlanma dairesi yarıçapı

Kuvvet etkisi altında düzleşmeden ileri gelen şekil değişimi;

$$f_{HI} = \frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot b} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (6.57)$$

olur. $E_1 = E_2$, $\nu_1 = \nu_2$ için,

$$f_{HI} = \frac{8 \cdot F_D}{\pi \cdot b} \cdot \left(\frac{1 - \nu^2}{E} \right) = \frac{8 \cdot 1927,438}{\pi \cdot 35} \cdot \left(\frac{1 - 0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 6,076 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (6.58)$$

Temas bölgesindeki şekil değişimin etkili ikinci bileşen ise, 2.B genişliğinde bir bant üzerinden sıkıştırılan malzemedeki kılma şeklinde görülen deformasyondur. Bu deformasyon için farklı yaklaşımlar söz konusudur. Temas alanından dış ortasına kadar olan bölgede deformasyon olduğu varsayılmaktadır.

Bir varsayım temas alanı ile 45° açı yaparak açılan bölgenin şekil değişimine uğradığı varsayımdır. Bu varsayıma göre bazı basitleştirmelerden sonra ;

$$f_{H2} = \frac{F_D}{b} \cdot \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right] = \frac{1927,438}{35} \cdot \left[\left(\frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} \right) + \left(\frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} \right) \right] = 4,772 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$
(6.59)

bulunur.

$$f_H = f_{H1} + f_{H2} = 6,076 \cdot 10^{-4} + 4,772 \cdot 10^{-4} = 0,0010848 \text{ mm}$$
(6.60)

elde edilir.

Dişli çarkların birbirine temaslarında biraz farklılık vardır. Bu fark, dişli çarklarda temas yüzeylerinin eğrilik yarıçapları boyunca değişmesinden ve bası kuvvetinin de genişlik boyunca sabit olmamasından kaynaklanmaktadır. Hertz basıncı eşitliği dişli çarklara uygulandığında, özellikle tehlikeli nokta olarak belirlenen yuvarlanma dairesi için eşdeğer eğrilik yarıçapı ;

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$
(6.61)

ve C noktasındaki eğrilik yarıçapları ;

$$\rho_{1C} = \frac{r_1 \cdot \sin \alpha}{\cos \beta} = \frac{35 \cdot \sin 20}{\cos 0} = 11,97 \text{ mm}$$
(6.62)

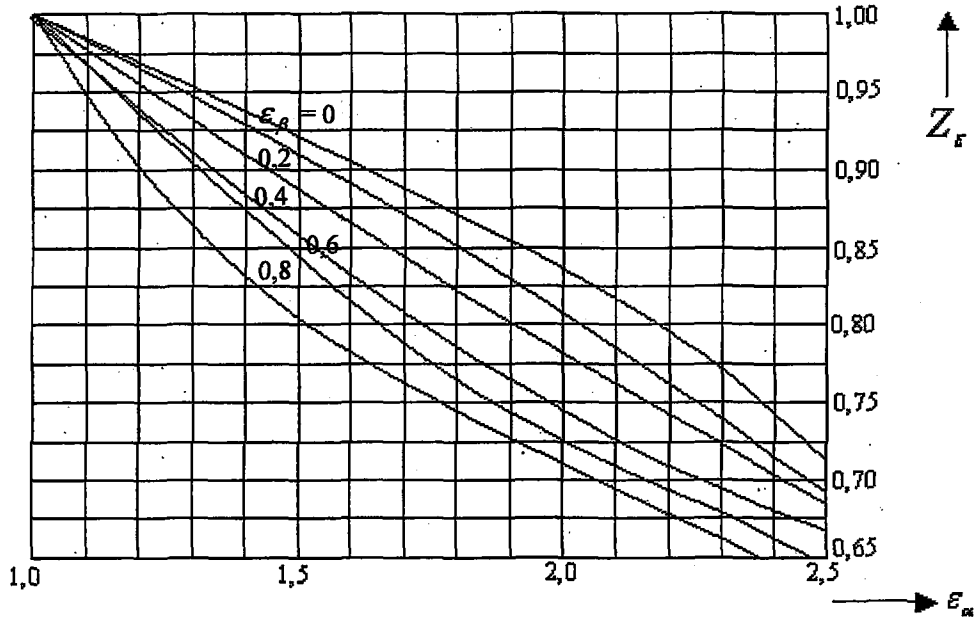
$$\rho_{2C} = u \cdot \frac{r_2 \cdot \sin \alpha}{\cos \beta} = \frac{60}{20} \cdot \frac{105 \cdot \sin 20}{\cos 0} = 107,73 \text{ mm}$$
(6.63)

yan yüzeyleri birbirine bastıran, kavrama doğrusu doğrultusundaki diş kuvvetini çevresel bileşeninin,

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

olduğu dikkate alınarak, yuvarlanma noktasındaki bası gerilmesi ;

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}} \cdot \sqrt{0,35 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}$$
(6.64)



Şekil 6.22 Kavrama faktörü Z_ϵ (DIN 3990)

Bu ifadelerden sonra yüzey basıncı ;

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b.d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_E = \sqrt{\frac{1811,2}{35.70} \cdot \frac{3+1}{3}} \cdot 2,418 \cdot 271 = 650,57 \text{ N/mm}^2 \quad (6.67)$$

olarak bulunur.

Ayrıca kavrama oranımız 1' den büyük olduğu için (düzgün dönen tüm dişli mekanizmaları için) kuvvet bazen bir bazen iki diş tarafından karşılanacaktır. Dolayısıyla kuvvet dağılımı hep aynı değildir. Bu durum kavrama faktörü Z_ϵ ile hesaba katılmaktadır . Veya düz dişlimiz için hesapla;

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,67 \cdot (1 - 0) + 0}{3}} = 0,776 \quad (6.68)$$

Buradan,

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b.d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon = 504,84 \text{ N/mm}^2 \quad (6.69)$$

şeklinde ifade edilen basınç, hatasız imal edilmiş dişlideki yüzey basıncıdır. Diş dibi mukavemetinde olduğu gibi iç ve dış kuvvetlerin etkileri hesaba katılarak ,

$$\sigma_H = \sigma_{HC} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 504,84 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,292 \cdot 1,292 \cdot 1,1} = 904,96 \text{ N/mm}^2 \quad (6.70)$$

bulunur.

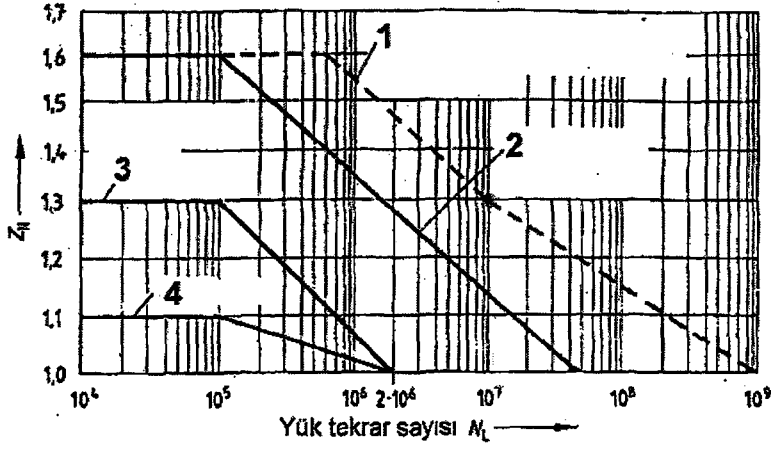
Çizelge 6.22 Malzeme faktörü Z_E (Babalık,2002)

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

Yan yüzeyde oluşan basınç σ_H , dişli çiftinden mukavemet değeri daha küçük olanın taşıyabileceği en büyük bası gerilmesi olan $\sigma_{H \max}$ tan daha küçük olmalıdır. $\sigma_{H \max}$ malzeme değerinin yanı sıra 6 önemli faktöre bağlıdır.

Ömür faktörü Z_N :

Sürekli mukavemet isteniyorsa 1, zaman mukavemeti isteniyorsa Şekil 6.24'ten alınır.



- 1: İnşaat çeliği, çelik döküm, Küresel grafitli DD40, DD60, ıslah çeliği, sementasyon çeliği, alevle veya indüktif sertleştirilmiş çelik (eğer küçük oranda pitting oluşmasına izin veriliyorsa) 2: No.1 ile aynı malzemeler (pitting'e izin verilmiyorsa) 3: Dökme demir, küresel grafitli DD80, nitrürlenmiş veya ıslah çeliği 4: Nitrokarburize edilmiş ıslah veya sementasyon çeliği

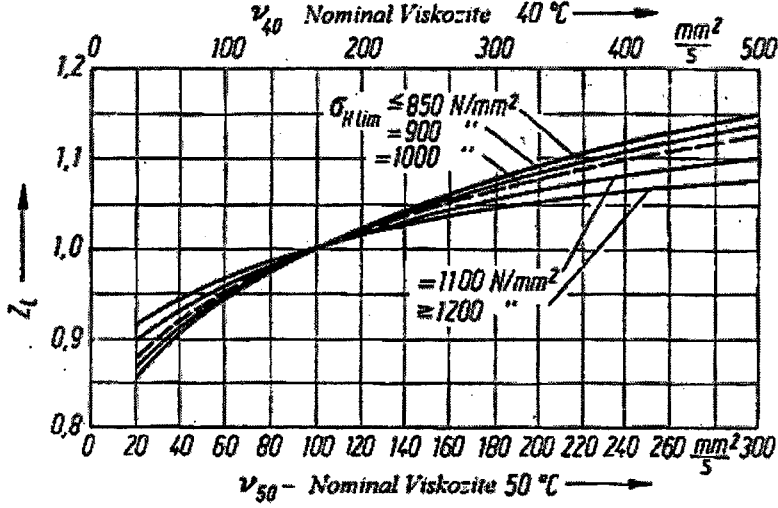
Şekil 6.23 Ömür faktörü Z_N (DIN 3990)

Yağlama faktörü Z_L :

Kullanılan yağın viskozitesine bağlıdır. Yağın seçiminde devir, çevre sıcaklığı, redüktör yağ sıcaklığı, çalışma koşulları ve yağ ömrü önem taşımaktadır. Yağ cinsi olarak mineral yağ kullanılmış, -5 ... +100 °C için ISO VG 220 viskozite sınıfı seçilmiştir.

Çizelge 6.23 Çevre hızına bağlı olarak dişli çarklarda yağlama şekli (Okday, 1973)

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



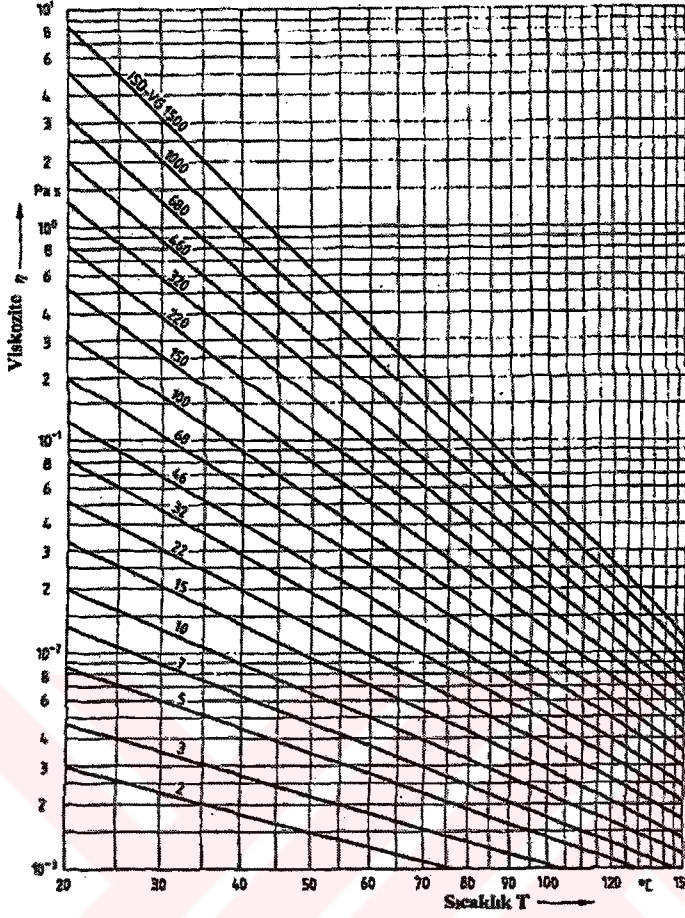
Şekil 6.24 Yağlama faktörü Z_L (Babalık,2002)

ISO tarafından 18 viskozite sınıfına ayrılmış (ISO –VG) endüstriyel yağların viskozite sıcaklık değişimi Şekil 6.25'te görülmektedir. ISO – VG sınıflandırmasındaki sayılar o gruptaki yağların 40°C de mm^2/s biriminde $\pm\%10$ toleransla kinematik viskozitesidir. Viskozite $\eta = 2 \text{ mm}^2/\text{s}$ olarak okunur. Dinamik viskozite η akışkana has bir özelliktir. Kinematik viskozite ν ise dinamik viskozitenin yağın yoğunluğuna bölünmesiyle elde edilir ve sadece hesapla elde edilmiş, yağı karakterize etmeyen bir özelliktir. Yağların yoğunluğu yaklaşık olarak $\rho \approx 900 \text{ kg/m}^3$ değerindedir.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (6.71)$$

$$1 \text{ mm}^2 / \text{s} \approx 9.10^{-4} \text{ Pa.s} \quad (6.72)$$

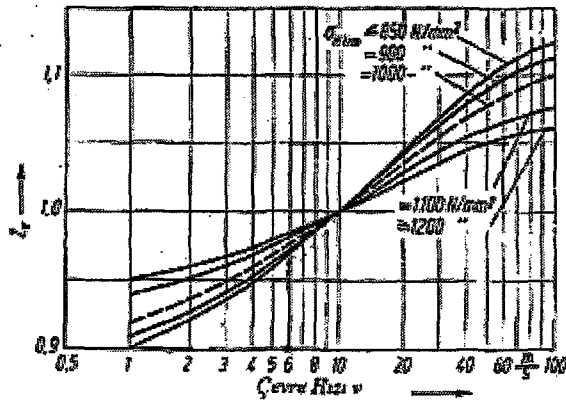
Şekil 6.24'ten kinematik viskozite $= 2 \text{ mm}^2 / \text{s}$; $\sigma_{H\text{lim}} > 1200 \text{ N/mm}^2$ için $Z_L = 0,9$ alınmıştır.



Şekil 6.25 ISO – VG Endüstriyel yağların viskozitelerinin sıcaklıkla değişimi
(yoğunluk $\rho = 900 \text{ kg / m}^3$) (Babalık, 2000)

Hız faktörü Z_v :

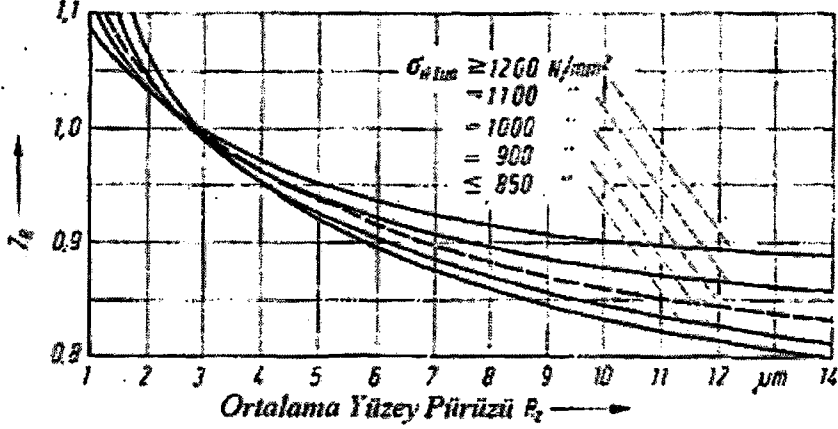
Kayma hızının dişler arasında yağ filmi oluşturma etkisini ifade eder (Şekil 6.26) . $Z_v = 0,97$ okunur.



Şekil 6.26 Hız faktörü Z_v (DIN 3990)

Pürüz faktörü Z_R :

Yüzey pürüzlerinin etkisini gösterir. Kalite 8 ve eksenler arası mesafe 140 mm olduğundan Şekil 6.27'den pürüz faktörü 1 olarak okunur.



Şekil 6.27 Pürüz faktörü Z_R (DIN 3990)

Malzeme çifti faktörü Z_W :

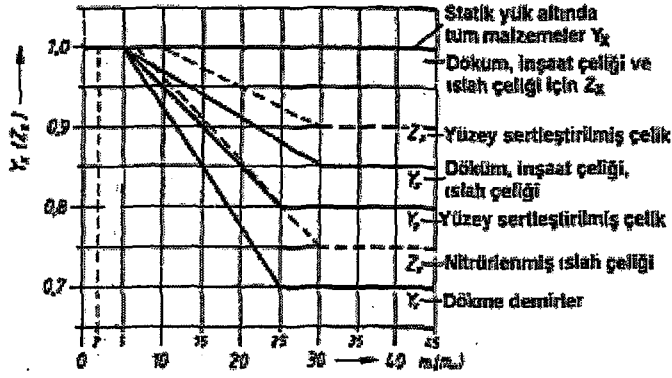
Dişli malzemelerinin aynı veya farklı sertlikte oldukları hallerdeki etkileşimlerini ifade eder. Her ikisi de sertleştirilmiş veya her ikisi de sertleştirilmemiş dişli çifti için $Z_W = 1$ alınır. Diğer halde yumuşak dişlinin Brinell sertliğine göre değerler Çizelge 6.24'ten alınır.

Çizelge 6.24 Malzeme çifti faktörü Z_W (DIN 3990)

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

Büyüklik faktörü Z_X :

Malzemeye ve dişli modülüne bağlıdır. $Z_X = 1$ alınmıştır (Şekil 6.28):



Şekil 6.28 Büyüklük faktörü (Diş dibi için Y_X , yan yüzey için Z_X)

Dişli malzemesi 16 Mn Cr 5 için verilen yüzey basıncının krater oluşmasının henüz başlamadığı en büyük değer $\sigma_{H\lim} = 1300 \dots 1500 \text{ N/mm}^2$ ile bu 6 faktör çarpılarak dişli çarkın hasarsız dayanabileceği maksimum yüzey basıncı ;

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

$$\sigma_{H\max} = 1400 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1222,2 \text{ N/mm}^2 \quad (6.73)$$

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

$$S = \frac{\sigma_{H\max}}{\sigma_H} = \frac{1222,2}{904,96} = 1,35 \quad (6.74)$$

Eş çalışan dişli çarklar için emniyet katsayısı $\approx 1,3$ önerilmekte olduğundan yan yüzey mukavemeti için bulduğumuz değer uygundur. Hasar halinde doğabilecek sorunlar büyük çapta ise $S \approx 1,6$ alınması tavsiye edilmektedir.

6.1.4.5 Zaman Mukavemetinin Belirlenmesi

Dişli çark için elde ettiğimiz σ_e ve σ_b değerleri malzemenin sürekli mukavemet değerleri $\sigma_{H\lim}$ ve $\sigma_{F\lim}$ değerlerinden küçük olduklarından dişliler sürekli mukavimdir. Aksi söz konusu olsaydı dişlilerin ömürleri yaklaşık olarak yük tekrar sayısı cinsinden;

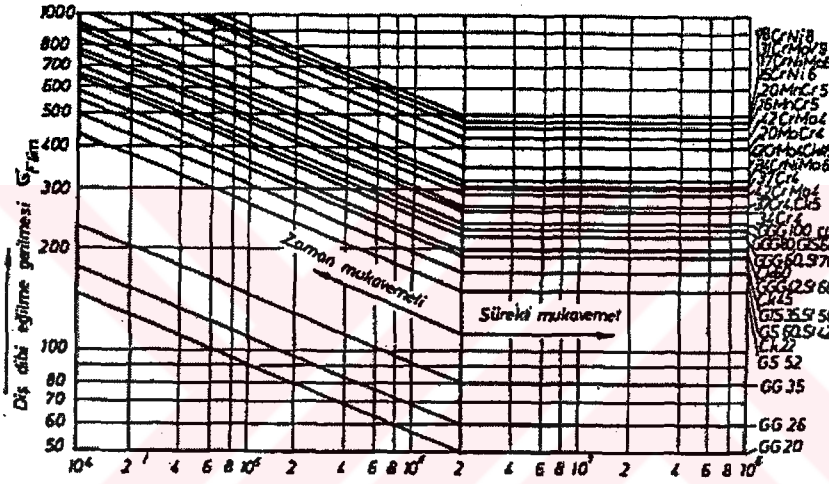
$$N \approx 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_{F\lim}}{\sigma_F} \right)^5 \quad (\text{yük tekrarı}) \quad (6.75)$$

Yan yüzey mukavemeti açısından;

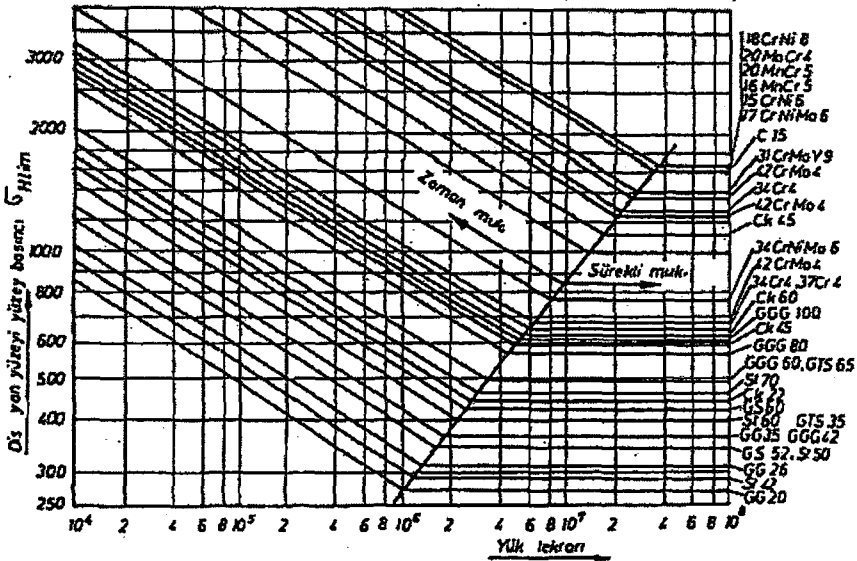
$$N \approx 13,5 \cdot \left(\frac{\sigma_{H\lim}}{\sigma_H} \right)^6 \quad (\text{yük tekrarı}) \quad (6.76)$$

şeklindedir.

Belirli bir süre çalışması istenen dişliler için emniyet kontrolü yapılması söz konusu olsaydı, $\sigma_{H\lim}$ ve $\sigma_{F\lim}$ değerleri yerine Şekil 6.29 ve Şekil 6.30'daki diyagramlardan istenen yük değişim sayısına bağlı olarak σ_H ve σ_F değerleri kullanılır.



Şekil 6.29 Diş dibi için sürekli eğilme mukavemet değerleri $\sigma_{F\lim}$ (DIN 3990)

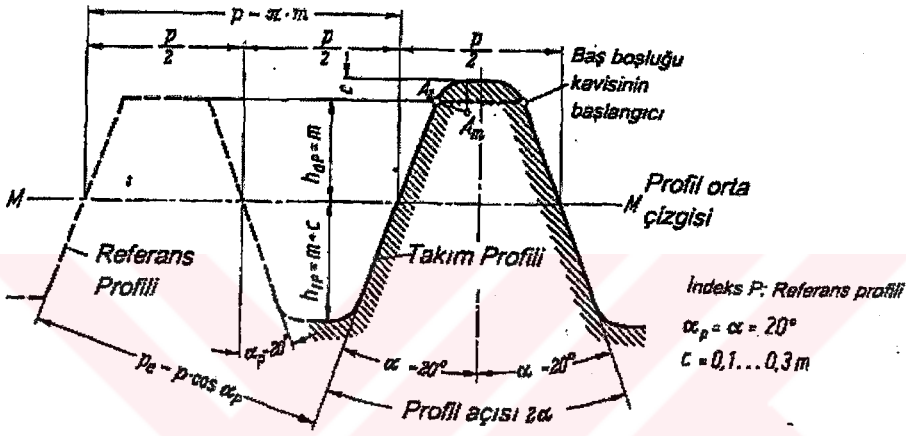


Şekil 6.30 Diş yan yüzeyi için sürekli mukavemet değerleri $\sigma_{H\lim}$ (DIN 3990)

6.2 Dişli Geometrisinin Oluşturulması

6.2.1 Referans Profil (DIN 867)

Dişli çarkların üretiminde kullanılacak takımları standartlaştırmak amacıyla bir dişli referans profili belirlenmiştir. Dişlerin boyutları bu teorik profil üzerinde belirlenmiş olup, basit olması nedeniyle referans profil olarak kremayer dişlinin profili seçilmiştir. Şekil 6.31'de modül 1 mm için referans profili görülmektedir.



Şekil 6.31 DIN 867 Referans Profil

Bu profil, modül ve yan yüzeylerin açısı α_0 (profil açısı) olmak üzere iki faktör tarafından tayin edilir. Modül, dişlerin taksimat üzerindeki kalınlığını, baş ve taban yüksekliklerini tayin etmektedir. α_0 için $14 \frac{1}{2}^\circ$, 15° , 20° , $22 \frac{1}{2}^\circ$, 25° standart değerleri kabul edilmiştir. Almanya dahil bir çok Avrupa ülkesinde α_0 için 20° standart değeri kullanılmaktadır.

Kremayer dişli ($r_b = \infty$) şeklindeki bıçakla dişli çarkın imali ve oluşan dişli profili Şekil 6.2 de görülmektedir. Bizim çalıştığımız dişlinin modül ve kavrama açısı göz önünde bulundurularak oluşan referans profilde;

$$\text{Kavrama açısı : } \alpha = 20^\circ \quad (6.77)$$

$$\text{Yararlı profil yüksekliği : } h_p = 2.m = 7 \text{ mm} \quad (6.78)$$

$$\text{Baş yüksekliği : } h_{ap} = m = 3,5 \text{ mm} \quad (6.79)$$

$$\text{Taban derinliği : } h_{fp} = 1,25.m = 4,375 \text{ mm} \quad (6.80)$$

$$\text{Baş boşluğu : } c = 0,1 \dots 0,3 .m = 0,25.m = 0,875 \text{ mm (DIN 3972)} \quad (6.81)$$

Dişli çarkın baş boşluğu, takım profili ile referans profili arasındaki farktır. Profil referans doğrusu MM üzerinde ölçülen diş kalınlığı (s_0) ve boşluk genişliği (e_0) birbirine eşittir.

$$s_0 = e_0 = 5,497 \text{ mm} \quad (6.82)$$

Aynı taraftaki iki yan yüzey arasındaki mesafe ise,

$$p_e = p \cdot \cos \alpha = 10,995 \cdot \cos 20^\circ = 10,332 \text{ mm} \quad (6.83)$$

şeklindedir ve kavrama taksimatı olarak adlandırılır.

Takım profili ile referans profili arasında bir fark vardır. Diş tabanı kavislerinin elde edilebilmesi için takım profilinde baş yüksekliği c kadar daha fazladır. Bu fazlalığın uçları yuvarlatılmıştır, yuvarlatma en geç A_2 noktasında başlamalıdır, yuvarlatma yarıçapı ,

$$A_2 A_m = \rho = \frac{c}{1 - \sin \alpha} = \frac{0,875}{1 - \sin 20^\circ} = 1,3298 \text{ mm} \quad (6.84)$$

Dişlerin mukavemetini önemli ölçüde etkileyen bu faktör için DIN 3972 ' de 0,167.m veya 0,25 .m değerleri verilmektedir. Ancak günümüzde en çok $c = 0,25.m$ değeri kullanılmaktadır.

$$c = 0,17.m \text{ için } \rho = 0,25.m \quad (6.85)$$

$$c = 0,3.m \text{ için } \rho = 0,45.m \quad (6.86)$$

$$c = 0,25.m \text{ için } \rho = 0,37.m = 1,295 \text{ mm} \quad (6.87)$$

Çizimlerimizde kullanılan yuvarlatma yarıçapı değeri 1,295 mm dir.

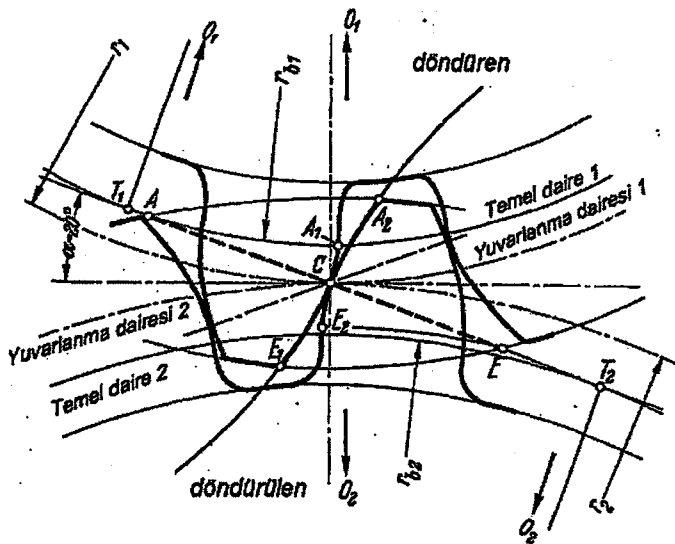
Üretim yöntemine göre diş başı yüksekliği birbirinden farklı 4 profil DIN 3972 ' de tanımlanmıştır. Bu profillerde diş başı yüksekliği :

$$h_{ap} = 1,67 \cdot m - 1,25 \cdot m - 0,6 \cdot m^{1/3} \quad (6.88)$$

arasında değişmektedir.

6.2.2 Kavrama Boyunun Belirlenmesi

Biri kremayer dişlisi biri de normal dişli çarktan oluşan normal dişli çark mekanizması Şekil 6.32'de görülmektedir. Tahrik dişlisi saatin tersi yönde dönmektedir. Kremayerin orta doğrusu ve dişli çarkın taksimat dairesi, C yuvarlanma noktasında birbirlerine teğettir. Evolvent dişli çark mekanizmalarında kavrama doğrusu bir doğrudur (Kavrama Doğrusu). Diş profillerinin temas noktalarının geometrik yeri olan kavrama doğrusu, dişli ana kanunundan dolayı kremayer yan yüzeyine dik olacak ve C noktasından geçecektir. Evolvent referans profilinin yan yüzey eğimi 20° olduğuna göre, C noktasında profil orta doğrusuyla 20° açiya sahip doğru çizilirse kavrama doğrusu elde edilir. Kavrama doğrusu evolvent temel dairesine teğettir (Teğet noktası T). Kabul ettiğimiz yöne doğru dönen dişli çarkın herhangi bir dişi, tabanına yakın bir noktada kremayerin baş çizgisi ile kavrama dorusunun kesiştiği A noktasında kremayerle temas edecek, iki diş birbirini kavrayacaktır. Dişlerin temas noktası kavrama doğrusu üzerinde ilerleyecek ve aynı iki diş birbirlerine en son çarkın baş dairesi ile kavrama doğrusunun kesiştikleri E noktasında temas edecek ve bu noktada birbirlerini kavrama olayı son bulacaktır.



Şekil 6.32 Dişli – Kremayer Mekanizması $z_1=18$, $z_2=\infty$

Kavrama doğrusu üzerinde dişlerin birbirlerine temas ettikleri AE uzunluğuna kavrama boyu (g_a) denir. Bu kavrama sürecinde kremayer, e =A'E' yani kavrama uzunluğu kadar sağa hareket etmiştir.

$$e = \frac{g_a}{\cos \alpha} = \frac{17,266}{\cos 20} = 18,374 \text{ mm} \quad (6.88)$$

Burada g_a (yani AE uzunluğu) kavrama boyu çizimle de bulunabilmekte olup ilerleyen kısımlarda gösterilmiştir.

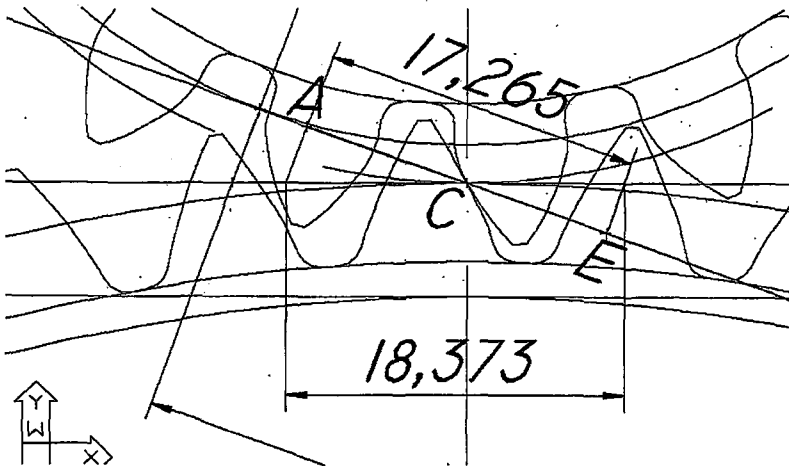
Kavrama uzunluğu taksimattan mutlaka büyük olmalıdır, yoksa hareket nakli sürekli olmaz, ikinci dişli duraklayarak döner. Her an en az bir diş çiftinin birbiri ile eş çalışması, birbirini kavraması için ,

$$A'E' > p \quad (6.90)$$

olması şartı vardır. Şekil 6.34' te görüldüğü üzere $18,373 \text{ mm} > 10,995 \text{ mm}$ olduğundan uygundur. e (yani A'E' uzunluğu) $< p$ olursa; diş çiftinin birbirlerini kavramalarını tamamlayıp ayrılmaları esnasında onları takip eden ikinci diş çifti birbirlerini henüz kavramamışlardır., bu durumda döndürülen dişli ikinci diş çiftinin birbirlerini kavramasına kadar duracak, hareketi kesikli olacaktır. Hareketin sürekli, düzgün olması için bir diş çifti birbirinden ayrılmadan önce bir sonraki diş çifti birbirini kavramalıdır; yani kavrama uzunluğu (e), taksimattan (p) mümkün olduğu kadar büyük olmalıdır. Şekilde ;

Kavrama uzunluğu : $e = A'E' = 18,373 \text{ mm}$

Kavrama boyu : $g_a = A E = 17,265 \text{ mm}$ olduğu görülmektedir.

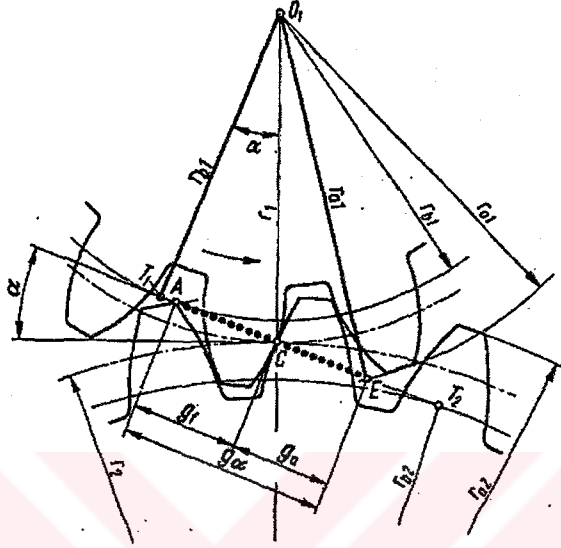


Şekil 6.33 Kavrama uzunluğu ve kavrama boyu

Kavrama oranının taksimata oranına kavrama oranı ε_α denir.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{e}{p_e} = \frac{g_\alpha}{p \cdot \cos \alpha} = \frac{17,266}{10,332} = 1,67 \text{ mm} \quad (6.91)$$

Kavrama boyu çizim yöntemiyle bulunabileceği gibi hesaplama yöntemiyle de bulunabilir.



Şekil 6.34 Profil kavramasının belirlenmesi

Eş çalışan iki dişlinin baş, yuvarlanma ve temel daireleri çizildikten sonra yuvarlanma noktası C'den geçen ve temel dairelerine teğet olan kavrama doğrusu çizilir. Kavrama doğrusunun temel dairelere teğet olduğu noktalar dişli merkezi ile birleştirilir (Şekil 6.35).

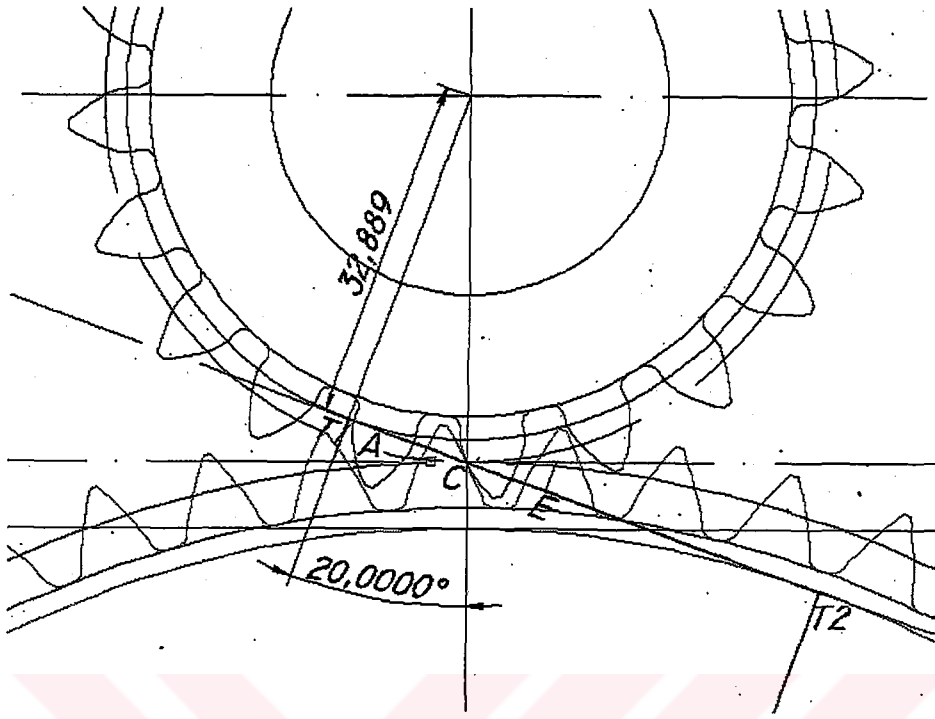
$$\overline{O_1T_1} = r_{b1} = 32,889 \text{ mm}$$

$$\overline{O_2T_2} = r_{b2} = 98,6675 \text{ mm} \quad (6.92)$$

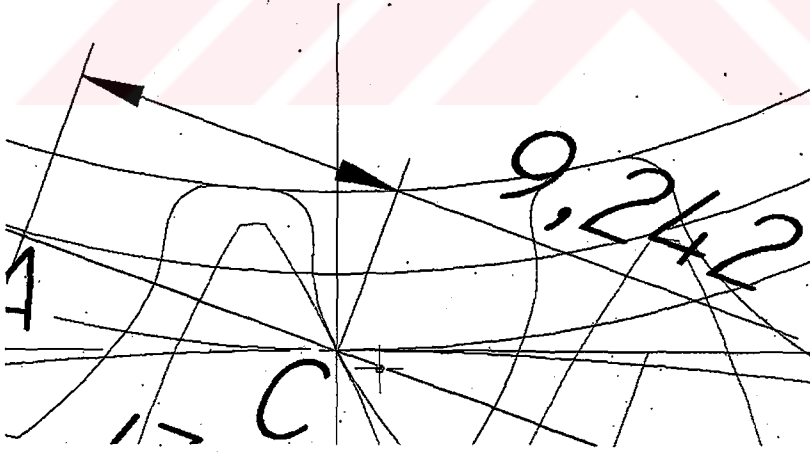
Eş çalışan diş çifti ilk olarak A noktasında, son olarak da E noktasında birbirlerine temas edecektir; kavrama doğrusu üzerindeki $\overline{AE} = g_\alpha = 17,266 \text{ mm}$ kavrama boyudur. Kavrama boyunu iki bölüme ayırabiliriz:

$$\text{Taban kavrama uzunluğu} : \overline{AC} = g_f = 9,242 \text{ mm} \quad (6.93)$$

$$\text{Baş kavrama uzunluğu} : \overline{CE} = g_a = 8,023 \text{ mm} \quad (6.94)$$



Şekil 6.35 Döndüren dişliye ait temel daire yarıçapı



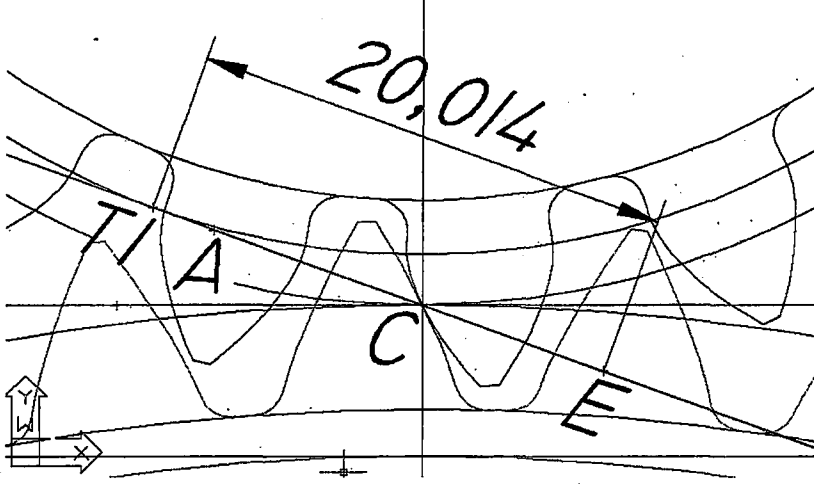
Şekil 6.36 Taban kavrama uzunluğu

$$\overline{T_1 T_2} = \overline{T_1 C} + \overline{T_2 C} = r_1 \cdot \sin \alpha + r_2 \cdot \sin \alpha = (r_1 + r_2) \cdot \sin \alpha = a_d \cdot \sin \alpha = 47,88 \text{ mm} \quad (6.92)$$

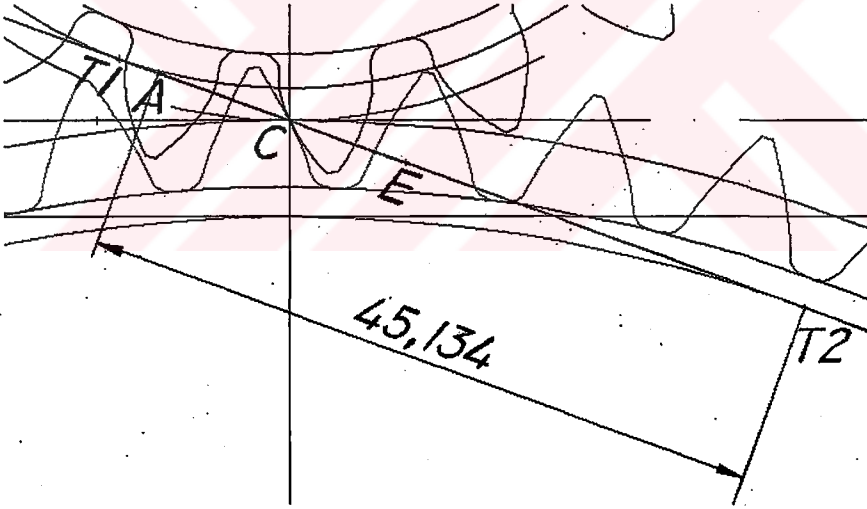
Böylelikle kavrama boyu ;

$$g_\alpha = \overline{AC} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_d \cdot \sin \alpha = 20,014 + 45,132 - 47,882 = 17,263 \text{ mm} \quad (6.93)$$

Görüldüğü gibi kavrama boyu hesap ve çizim yoluyla bulunduğunda aynı sonucu elde etmek mümkündür.



Şekil 6.37 T_1E uzunluğunun çizimle bulunması



Şekil 6.38 T_2A uzunluğunun çizimle bulunması

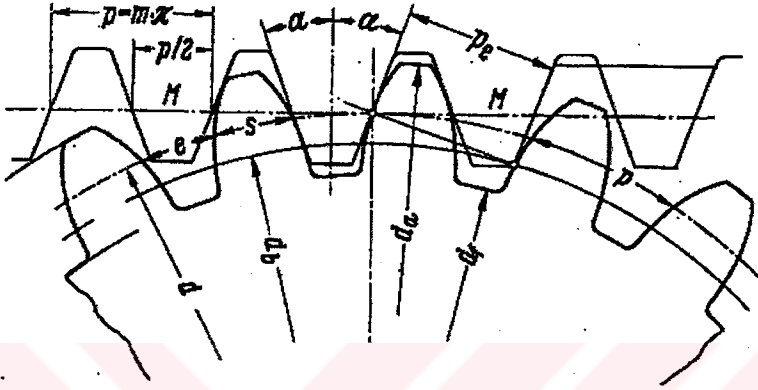
Profil kavrama oranı ε_2 bir başka tanımla kavrama boyunun kavrama taksimatı p_e' ye oranıdır.

$$p_e = p \cdot \cos \alpha = 10,332 \text{ mm}$$

(6.97)

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_e} \quad (6.98)$$

$g_\alpha (= 17,263 \text{ mm}) > p_e (= 10,332 \text{ mm})$ olması sağlanmıştır ki bir diş çifti birbirinden ayrılmadan, bir sonraki diş çifti birbirini kavramış olsun. ε_α kesinlikle 1,1 ' den mümkünse 1,25 ' ten büyük olmalıdır.



Şekil 6.39 Evolvent dişlide taksimat ve kavrama taksimatı(Babalık,2002)

Profil kavrama oranı (düz dişli mekanizması için) ;

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 + d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 + d_{b2}^2} - 2.a.\sin \alpha}{2.\pi.m.\cos \alpha_0} = 1,67 \quad (6.99)$$

r_{a1}, r_{a2} : Baş daire yarıçapları

r_{b1}, r_{b2} : Temel daire yarıçapları

r_1 : Temel daire yarıçapları

α : İşletme kavrama açısı

a_d : İncelenen konumdaki eksenler arası mesafe (Profil kaydırma varsa a, yoksa a_d)

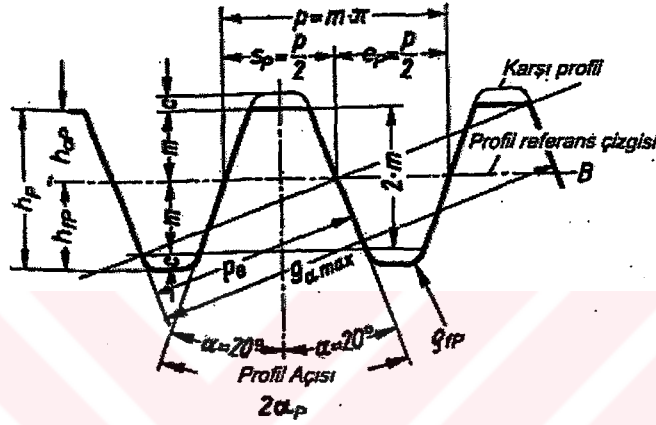
p_e : Kavrama taksimatı

Teorik olarak en büyük kavrama oranı diş sayıları z_1 ve z_2 sonsuz olduğunda elde edilir.

$$\text{Max kavrama boyu : } g_{\alpha \text{ max}} = \frac{2.m}{\sin \alpha} \quad (6.100)$$

$$\text{Max kavrama oranı : } \varepsilon_{\alpha \max} = \frac{2.m}{m.\pi.\cos\alpha.\sin\alpha} = \frac{4}{\pi.\sin 2\alpha} = \frac{4}{\pi.\sin 40} = 1,98 \quad (6.101)$$

elde edilir ki , $\alpha = 20^\circ$ için $\varepsilon_{\alpha \max} = 1,98$ bulunur. Yani alın düz dişli mekanizmalarda profil kavrama oranı 1,98 'den küçük olur. Alın düz dişli mekanizması için $1,1 < \varepsilon_{\alpha} < 1,98$ olması istenir. Bizim dişlimiz için kavrama oranı sınır değerler arasında yer almakta ve mümkünse 1,25 'ten de büyük olması dolayısıyla uygun olmaktadır.



Şekil 6.40 Maksimum kavrama oranını hesabı (Babalık, 2002)

6.2.3 Dişli Çarkın Geometrisinin Oluşturulması

Makinelerde, üretim kolaylığı ve ucuzluğu nedeniyle hemen hemen sadece bu tür dişliler kullanılmaktadır. Evolvent eğrisi, r_b yarıçapında bir silindirin üzerinde teğet olarak duran uzun bir cetvelin teğet noktasına bir kalem yerleştirir ve cetveli kaydırmadan silindir üzerinde yuvarlarsak kalemin çizdiği eğri evolventtir. Yani sabit yarıçaplı bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan bir doğrunun herhangi bir noktasının çizdiği eğriye evolvent eğrisi adı verilir. Buradaki daireye temel daire, doğruya da temel doğru denir. Ana doğru her zaman evolvente normal ve temel daireye de teğettir.

$$\theta = \text{tg}\alpha - \alpha = \text{ev}\alpha \quad \text{ve} \quad r_b = r.\cos\alpha$$

denklemleriyle, evolvent kutupsal koordinatlarla belirlenmiştir. Bir evolventin şekli temel daire ile verilmiş olup, aynı temel daire üzerinde çizilmiş bütün evolventler merkez noktası etrafındaki bir dönüş ile birbirileri üzerine getirilebilirler.

6.2.3.1 Evolvent Diş Profillerinde Kavrama ve Kuvvet Durumu

A noktasındaki teğete aynı noktadan çizilen normal, O_1 ve O_2 merkezlerini birleştiren doğruyu her zaman aynı C noktasında kesmekten başka, aynı zamanda r_{b1} ve r_{b2} temel dairelerine teğet olup, evolventin ana doğrusu ve diş profillerinin kavrama eğrisidir. Evolventlerdeki kavrama eğrisi, kavrama doğrusu olarak adlandırılır.

Karşılıklı çalışan dişli çarkların gelişigüzel değiştirilebilmeleri ve buna rağmen dişli kanununa uygun çalışabilmeleri için , kavrama eğrileri bir eğik doğru olarak alınır ve dişli profili bir evolventtir.

Şekil 6.41'de görüldüğü üzere O_1 ve O_2 noktalarından yataklanmış iki eleman, Y noktasından birbirilerine temas etmektedir. Y noktası iki elemanın ortak noktasıdır, dolayısıyla 1. ve 2. elemanın bu noktadaki normal hızları birbirlerine eşittir.

$$v_{n1} = v_{n2} = v_n \quad (6.102)$$

O_1 merkezinin ortak normale uzaklığı r_{n1} , O_2 merkezinin ortak normale uzaklığı r_{n2} ise normal hızlar için ;

$$v_{n1} = r_{n1} \cdot \omega_1$$

$$v_{n2} = r_{n2} \cdot \omega_2 \quad (6.103)$$

yazılarak ;

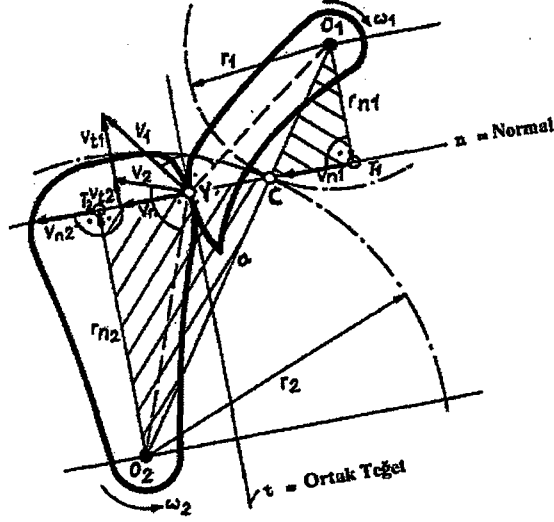
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{n2}}{r_{n1}}$$

$$(6.104)$$

Y noktasının teğetsel hızı ;

$$1. \text{ elemana göre } v_{t1} = \overline{T_1 Y} \cdot \omega_1$$

$$2. \text{ elemana göre } v_{t2} = \overline{T_2 Y} \cdot \omega_2 \quad (6.105)$$



Şekil 6.41 Dişlilerin kinematik temeli (Babalık, 2002)

olup birbirlerinden farklıdırlar, bunun anlamı elemanlar hareket esnasında sadece dönme hareketi yapmamakta , aynı zamanda birbirleri üzerinde kaymaktadırlar, kayma hızı teğetsel hızların farkı kadardır:

$$v_k = v_{t1} - v_{t2} \quad (6.107)$$

O_1 ve O_2 noktalarının birleştirilmesiyle, $\overline{O_1O_2}$ doğrusunun n doğrusunu kestiği noktanın C olduğu görülür.

$$\overline{O_1C} = r_1$$

$$\overline{O_2C} = r_2 \quad (6.108)$$

$\overline{O_1T_1C}$ ve $\overline{O_2T_2C}$ üçgenlerinin benzerliğinden ;

$$\frac{r_{n2}}{r_{n1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i \quad (6.109)$$

yazılır.

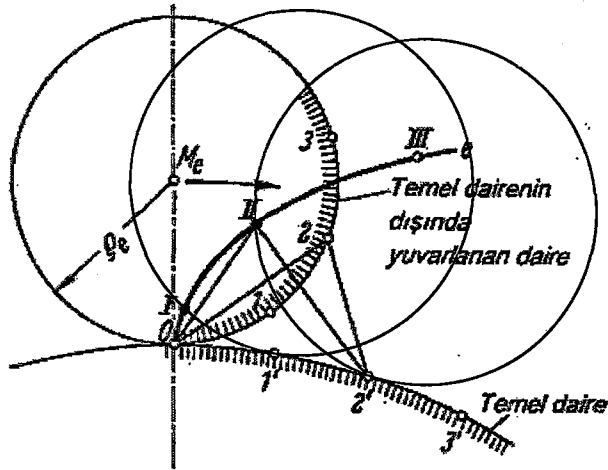
Dönme hareketinin çevrimi i nin sabit olabilmesi için birbirini döndüren elemanların ortak normalleri, O_1O_2 eksenler arası mesafeyi hep i oranında kesmelidir. Yani her temas noktasında ortak normal, C noktasından geçmelidir. Bu noktaya sanki birbirleri üzerinde yuvarlanan r_1 ve r_2 yarıçaplı iki dairenin teğet noktası olarak düşünülebileceğinden yuvarlanma noktası adı verilmektedir. Dişli ana kanununa göre, dişli çarklarda eş çalışan yüzeylerin temas noktalarındaki ortak normalleri her zaman yuvarlanma noktasından geçer.

Bu kuralı sağlayan çeşitli eğriler vardır. En çok sikloid ve evolvent eğriler kullanılmaktadır.

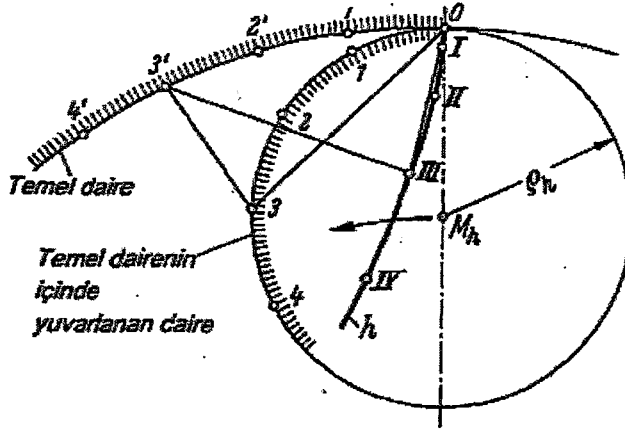
Birbirlerine temas eden dişlerin dönme esnasında birbirlerine değdikleri noktalar birleştirilirse kavrama eğrisi elde edilir. Aslında dişler birbirlerine bir noktada değil, diş kalınlığına eşit uzunlukta bir doğru parçası boyunca temas ederler. Dolayısıyla değmeden dolayı kavrama eğrisi değil, bir kavrama yüzeyi meydana gelir. Dişlide kavrama olayını, dişliyi eksene dik bir düzlemle keserek elde ettiğimiz kesit üzerinde incelediğimiz için kavrama yüzeyi yerine kavrama eğrisi dikkate alınmaktadır. Kavrama eğrisi, dişli yan yüzeylerinin birbirlerine temas ettikleri noktaların geometrik yeridir. Kavrama eğrisi seçilen profile bağlı olarak herhangi bir şekle sahip olabilir.

Verilen her dişli profili için yuvarlanma dairesine de bağlı olarak, dişli ana kanununu sağlayan karşı dişli profili çizilebilir, kavrama eğrisi bulunabilir. Aynı şekilde bunun tersi olarak da kavrama eğrisi verilmiş ve yuvarlanma dairesi de belli ise bunlara ait diş profili çizilebilir. Kavrama eğrisi (ya da kavrama çizgisi) olarak çeşitli geometriler düşünülse de uygulamada bunların en basit olanları yani çember yayı ve doğru kullanılır. Kavrama eğrisi iki yaydan meydana geliyorsa *sikloid* dişli, bir doğru parçası ise *evolvent* dişlidir.

Sikloid dişli profilleri dişlilerin bölüm dairelerinin içinde veya üzerinde ρ yarıçaplı küçük dairelerin yuvarlanmasıyla meydana gelir. Kavrama eğrisi çember yaylarından oluşur. Dişlinin yuvarlanma dairesinden yukarıdaki kısmı (profilin üst yarısı) *episikloid*, alttaki kısmı (profilin alt yarısı) ise *hiposikloid*dir.



Şekil 6.42 Episikloid eğrinin oluşması



Şekil 6.43 Hiposikloid eğrinin oluşması

Episikloid bir dairenin temel daire üzerinde kaymadan yuvarlanırken herhangi bir noktasının çizdiği dışbükey eğridir (Şekil 6.42). Hiposikloid ise bir dairenin temel daire içinde yuvarlanırken, herhangi bir noktasının çizdiği içbükey eğridir (Şekil 6.43). Takım dişlisi olarak uygulandığı yerde daha genel olarak modül ile bağıntı kurulmuş olan hiposikloid şekil tercih edilir.

ρ : Yuvarlanma dairesinin yarıçapı

r_b : Temel dairenin yarıçapı

olmak üzere,

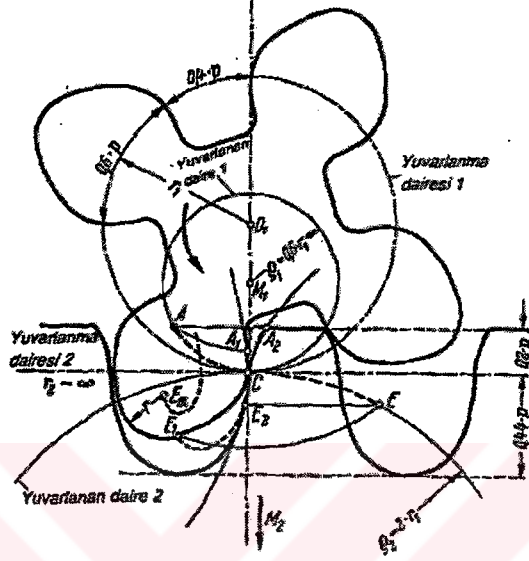
$$\frac{\rho}{r_b} = 0,33 \dots 0,4 \text{ arasında seçilir.} \quad (6.109)$$

Sikloid dişlilerden oluşan mekanizmalarda dişlilerin temas noktası döndüründe tabandan yuvarlanma doğrusuna doğru ilerlerken, döndürülende baştan yuvarlanma noktasına doğru gelir, yani içbükey eğriyle dışbükey eğri temas halindedir ki bu da yan yüzeyler arasındaki basıncın düşük olmasını sağlar. Diğer bir avantajı da çok az sayıda dişe sahip dişli ($z=4$) üretmenin mümkün olması, yuvarlanma dairesi çapına farklı değerler vererek diş şeklinin kolay değiştirilebilmesidir (Şekil 6.43).

Sikloid dişliler yuvarlanma metoduna göre yapılamadıklarından özel frezeler isterler, bu nedenle konstrüksiyonları pahalıdır. Ayrıca eksen aralıklarının montajda hatasız olarak sabit tutulmaları gerekir. Bu sebeple ancak pek çok özel konstrüksiyonlarda ve bazı büyük dişli çark fabrikalarınınca yapılır. Eksenler arası mesafe hesaplandığı gibi kesinlikle hassas biçimde gerçekleştirilmelidir, yoksa çevrim oranı sabit olmaz. Eksenler arası mesafedeki küçük bir

oyun, eğrilerin birleşme noktasını C noktasından saptırır ve böylece düzgün hareket nakli sağlanamaz.

Sikloid dişliler eski saatlerde, vakum pompaları ve Root kompresörlerinde kullanılmıştır.



Şekil 6.44 Kremayer dişliye ait sikloid dişli ($z_1=4, z_2=\infty$)

6.2.3.2 Evolvent Profilinin Çizilmesi

Döndüren ve döndürülen dişlilerin yuvarlanma, diş başı, diş dibi daireleri hesaplandıktan sonra yukarıdaki şekillerde olduğu gibi $\alpha_0 = 20^\circ$ çizilmiştir.

Döndüren dişliye ait değerler ;

Temel daire yarıçapı = $r_{b1} = 32,889$ mm

Diş dibi dairesi çapı = $d_{f1} = 61,25$ mm

Yuvarlanma dairesi çapı = $d_1 = 70$ mm

Diş başı dairesi çapı = $d_{a1} = 77$ mm

Mil çapı = $d_m = 38$ mm

Diş genişliği = $b = 35$ mm

Diş sayısı = $z = 20$ adet

Her iki dişliye ait değerler;

Diş başı yüksekliği = $h_{a1} = 3,5 \text{ mm}$

Diş dibi yüksekliği = $h_{f1} = 4,375 \text{ mm}$

Sivrilik sınırı $\cong 0,2 \cdot m = 0,761 \text{ mm}$

Evolventin bitim noktası N noktasından başlamak üzere temel dairede ve kavrama doğrusunda (CN 'nin uzatılmış kısmı) eşit bölümler alınmıştır. Evolvent, temel dairesi üzerinde yuvarlanan ve $d = \infty$ olan bir dairenin, yani bir doğrunun çizdiği eğridir. Temel daire ve doğru üzerinde eş uzunlukta bölümler ayrılır : 1, 2, 3, 4, ... ve 1', 2', 3', 4',...

C1 yayı = $\overline{C1'} = 17,6888 \text{ mm}$

C2 yayı = $\overline{C2'} = 23,3030 \text{ mm}$

C3 yayı = $\overline{C3'} = 28,7548 \text{ mm}$

C4 yayı = $\overline{C4'} = 33,9930 \text{ mm}$

C5 yayı = $\overline{C5'} = 38,9779 \text{ mm}$

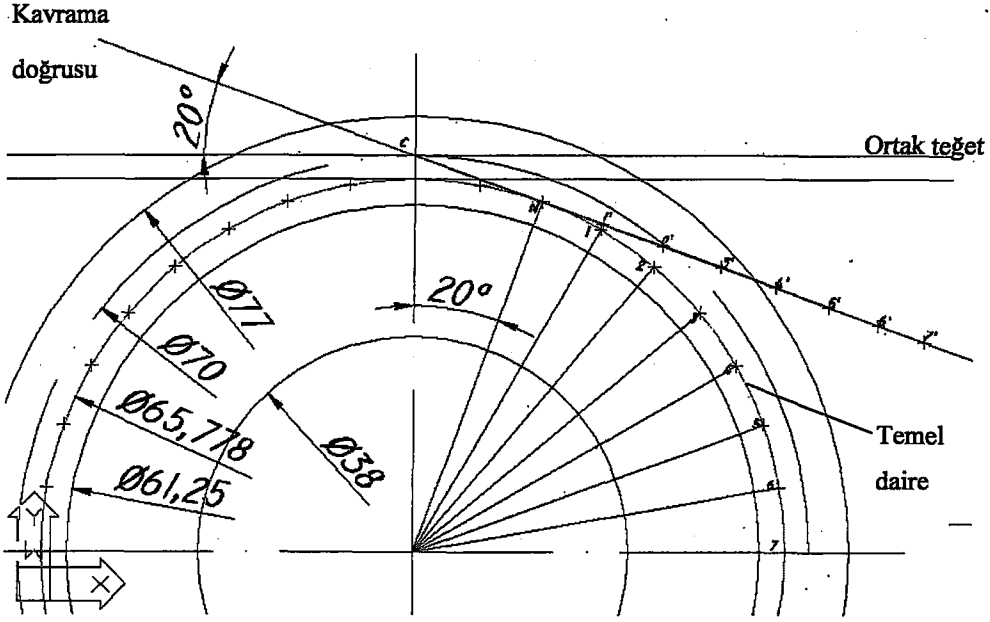
C6 yayı = $\overline{C6'} = 43,6680 \text{ mm}$

C7 yayı = $\overline{C7'} = 48,0279 \text{ mm}$

(6.110)

Evolventin bir noktasını bulmak için örneğin 5 nolu noktadan $\overline{5'N}$ yarıçapında ve N den de $\overline{55'}$ yarıçapında daire yayları çizersek, kesit noktaları olan 5', aradığımız evolventin bir noktasıdır ve eğrilik yarıçapı $\overline{55'}$ 'dür. $\overline{N1'}$, $\overline{N2'}$, $\overline{N3'}$, $\overline{N4'}$, ... yarıçapları ile 1, 2, 3, 4,... noktalarından daire yayları çizmekle, aynı şekilde evolventin noktalarını teker teker bulur ve evolvent eğrisini meydana getirmiş oluruz.

Şekil 6.46'da $\frac{1}{4}$ çember yayı 9 eşit parçaya bölünmüştür. O merkezinden temel dairesi ile 20° lik açı yapan doğru ile temel dairenin kesiştiği nokta olan N noktası belirlenir. Kavrama doğrusu da N noktasından geçmekte olduğuna göre, N noktası aynı zamanda kavrama doğrusunun temel dairesi ile teğetidir. Temel daire üzerinde N noktası ile 1 noktası arasındaki $\overline{N1}$ uzunluğu belirlendikten sonra, kavrama doğrusu üzerinde N noktasından $\overline{N1}$ mesafesi kadar gidilerek 1' noktası bulunur. Yine temel daire üzerinde N noktası ile 2 noktası arasındaki $\overline{N2}$ uzunluğu belirlendikten sonra, kavrama doğrusu üzerinde N noktasından $\overline{N2}$ mesafesi kadar gidilerek 2' noktası bulunur. Bu şekilde 3', 4',... noktaları da bulunur.



Şekil 6.45 Evolvent profilinin çizilmesi prensibi (N noktası evolventin başlangıcıdır.)

Evolventin ilk noktasını bulmak için, 1 nolu noktadan $\overline{1'N}$ yarıçapında daire yayı çizilir. N den de $\overline{11'}$ yarıçapında daire yayı çizilir. İki daire yayının kesişme noktası evolventin $1''$ noktasını verir. Evolventin ikinci noktasını bulmak için 2 nolu noktadan $\overline{2'N}$ yarıçapında daire yayı çizilir. N den de $\overline{22'}$ yarıçapında daire yayı çizilir. Yine bu iki daire yayının kesiştiği nokta evolventin $2''$ noktasını verir. Bu şekilde evolventin 7 noktası bulunmuştur.

$$\overline{1'N} = 5,718 \text{ mm} , \overline{11'} = 0,4999 \text{ mm}$$

$$\overline{2'N} = 11,333 \text{ mm} , \overline{22'} = 1,9854 \text{ mm}$$

$$\overline{3'N} = 16,784 \text{ mm} , \overline{33'} = 4,4190 \text{ mm}$$

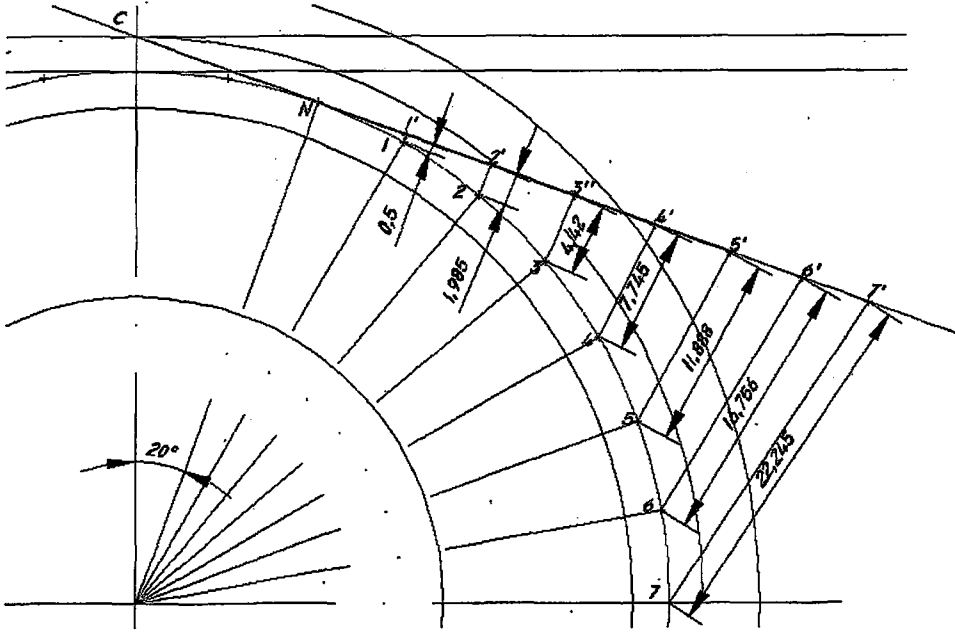
$$\overline{4'N} = 22,022 \text{ mm} , \overline{44'} = 7,7452 \text{ mm}$$

$$\overline{5'N} = 27,007 \text{ mm} , \overline{55'} = 11,8870 \text{ mm}$$

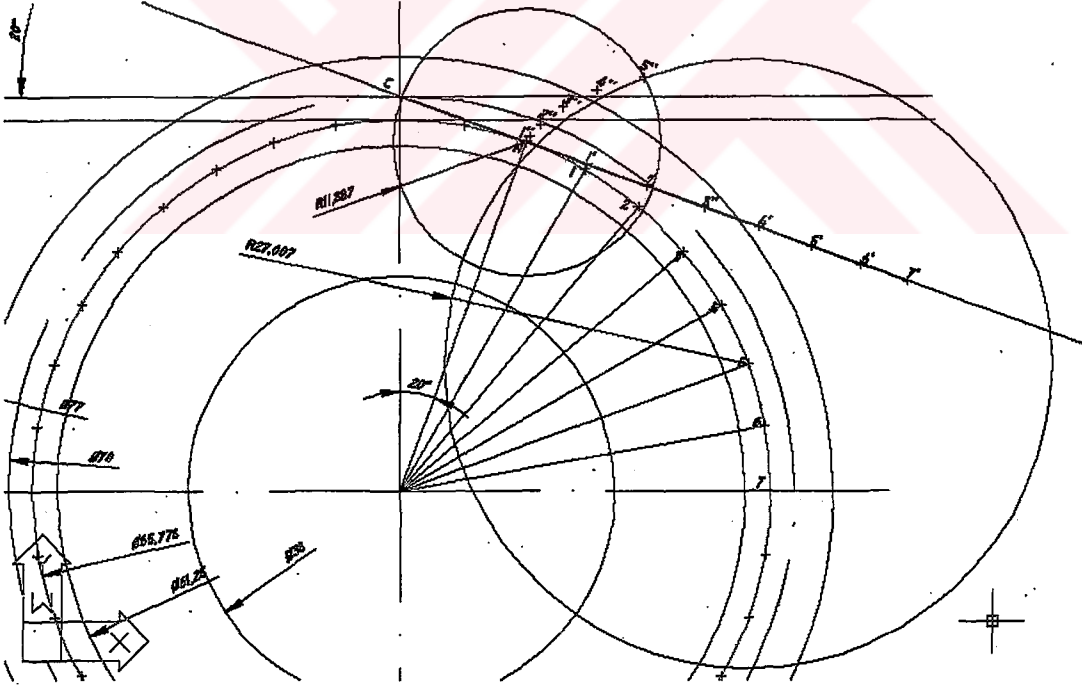
$$\overline{6'N} = 31,697 \text{ mm} , \overline{66'} = 16,7559 \text{ mm}$$

$$\overline{7'N} = 36,057 \text{ mm} , \overline{77'} = 22,2453 \text{ mm}$$

(6.111)

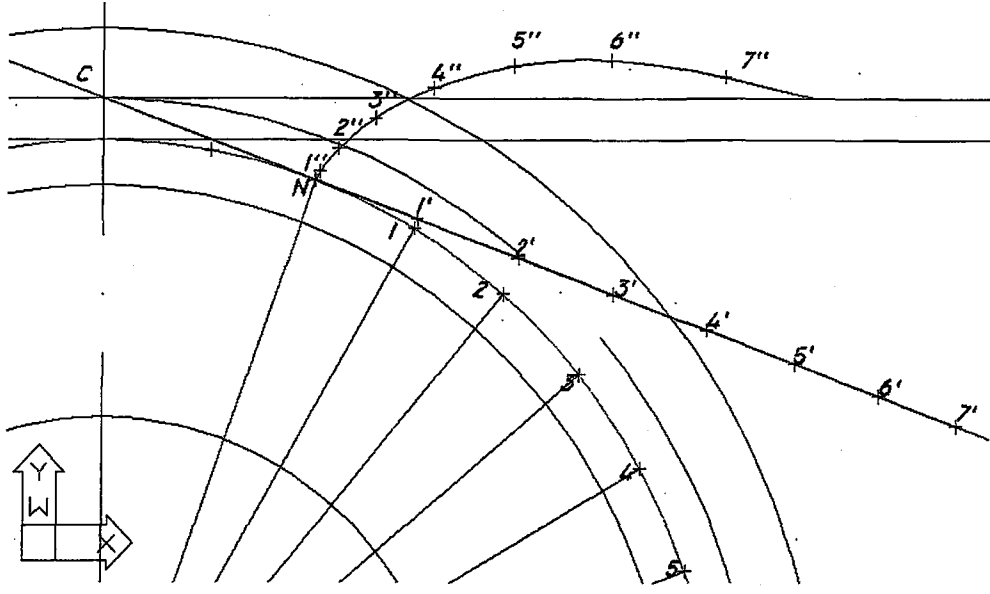


Şekil 6.46 Döndüren dişli evolvent profili için yarıçap mesafeleri

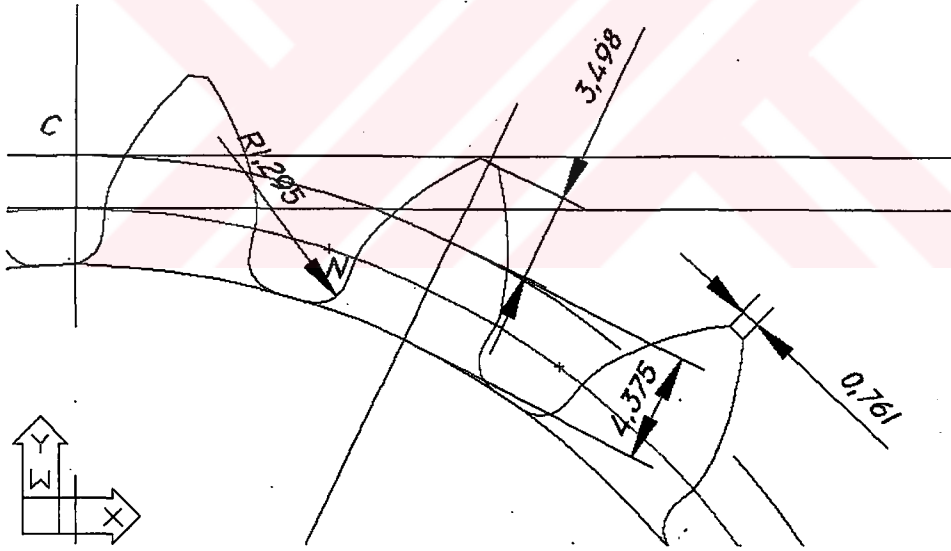


Şekil 6.47 Döndüren dişli evolvent eğrisinin 5. noktasının bulunması

Bu şekilde 1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6'', 7'' noktaları spline ile birleştirilerek evolvent eğrisi elde edilmiştir (Şekil 6.48). Evolventin uzunluğu diş başı ile sınırlandırılmıştır. Evolvent N noktasında bittiğinden, aşağı doğru uzayan diş kısmı evolvent değildir.



Şekil 6.48 Döndüren dişliye ait evolvent eğrisinin elde edilmesi



Şekil 6.49 Her iki dişliye ait büyüklükler

Bundan sonra döndürülen dişlinin evolvent profili oluşturulmuştur.

Döndürülen dişliye ait değerler ;

Temel daire yarıçapı = $r_{b2} = 98,6675$ mm

Diş dibi dairesi çapı = $d_{f2} = 201,25$ mm

Yuvarlanma dairesi çapı = $d_2 = 210$ mm

Diş başı dairesi çapı = $d_{a2} = 217 \text{ mm}$

Mil çapı = $r_m = 38 \text{ mm}$

Diş genişliği = $b = 35 \text{ mm}$

Diş sayısı = $z = 60$ adet

Temel daire ve doğru üzerinde eş uzunlukta bölümler ayrılır : 1, 2, 3, 4, ... ve 1', 2', 3', 4', ...

C1 yayı = $\overline{C1'} = 53,066 \text{ mm}$

C2 yayı = $\overline{C2'} = 69,912 \text{ mm}$

C3 yayı = $\overline{C3'} = 86,264 \text{ mm}$

C4 yayı = $\overline{C4'} = 101,981 \text{ mm}$

C5 yayı = $\overline{C5'} = 116,933 \text{ mm}$

C6 yayı = $\overline{C6'} = 131,004 \text{ mm}$

C7 yayı = $\overline{C7'} = 144,084 \text{ mm}$

(6.112)

$\overline{N1'}$, $\overline{N2'}$, $\overline{N3'}$, $\overline{N4'}$, ... yarıçapları ile 1, 2, 3, 4, ... noktalarından daire yayları çizmekle, aynı şekilde evolventin noktalarını teker teker bulunur ve evolvent eğrisi meydana getirilir.

Şekil 6.50'de $\frac{1}{4}$ çember yayı 9 eşit parçaya bölünmüştür. O merkezinden temel dairesi ile 20° lik açı yapan doğru ile temel dairenin kesiştiği nokta olan N noktası belirlenir. Kavrama doğrusu da N noktasından geçmekte olduğuna göre, N noktası aynı zamanda kavrama doğrusunun temel dairesi ile teğettir. Temel daire üzerinde N noktası ile 1 noktası arasındaki $\overline{N1}$ uzunluğu belirlendikten sonra, kavrama doğrusu üzerinde N noktasından $\overline{N1}$ mesafesi kadar gidilerek 1' noktası bulunur. Yine temel daire üzerinde N noktası ile 2 noktası arasındaki $\overline{N2}$ uzunluğu belirlendikten sonra, kavrama doğrusu üzerinde N noktasından $\overline{N2}$ mesafesi kadar gidilerek 2' noktası bulunur. Bu şekilde 3', 4', ... noktaları da bulunur. Evolventin ilk noktasını bulmak için, 1 nolu noktadan $\overline{1'N}$ yarıçapında daire yayı çizilir. N den de $\overline{11'}$ yarıçapında daire yayı çizilir. İki daire yayının kesişme noktası evolventin 1' noktasını verir. Evolventin ikinci noktasını bulmak için 2 nolu noktadan $\overline{2'N}$ yarıçapında daire yayı

çizilir. N den de $\overline{22'}$ yarıçapında daire yayı çizilir. Yine bu iki daire yayının kesiştiği nokta evolventin 2'' noktasını verir. Bu şekilde evolventin 7 noktası bulunmuştur.

$$\overline{1'N} = 17,1539 \text{ mm} , \overline{11'} = 1,499 \text{ mm}$$

$$\overline{2'N} = 33,999 \text{ mm} , \overline{22'} = 5,956 \text{ mm}$$

$$\overline{3'N} = 50,351 \text{ mm} , \overline{33'} = 13,258 \text{ mm}$$

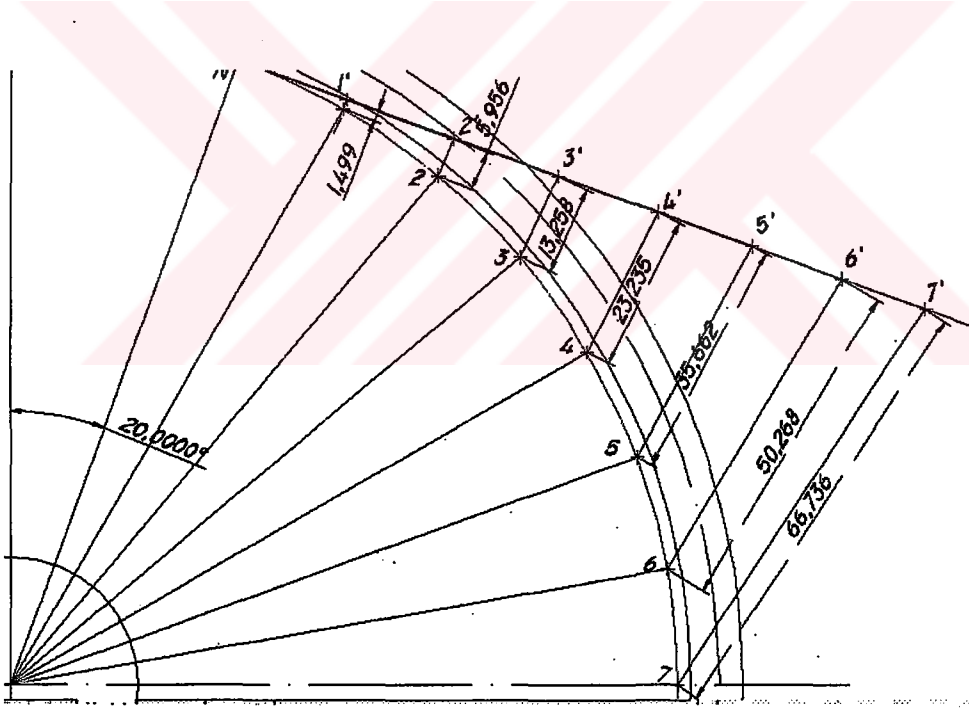
$$\overline{4'N} = 66,068 \text{ mm} , \overline{44'} = 23,235 \text{ mm}$$

$$\overline{5'N} = 81,020 \text{ mm} , \overline{55'} = 35,662 \text{ mm}$$

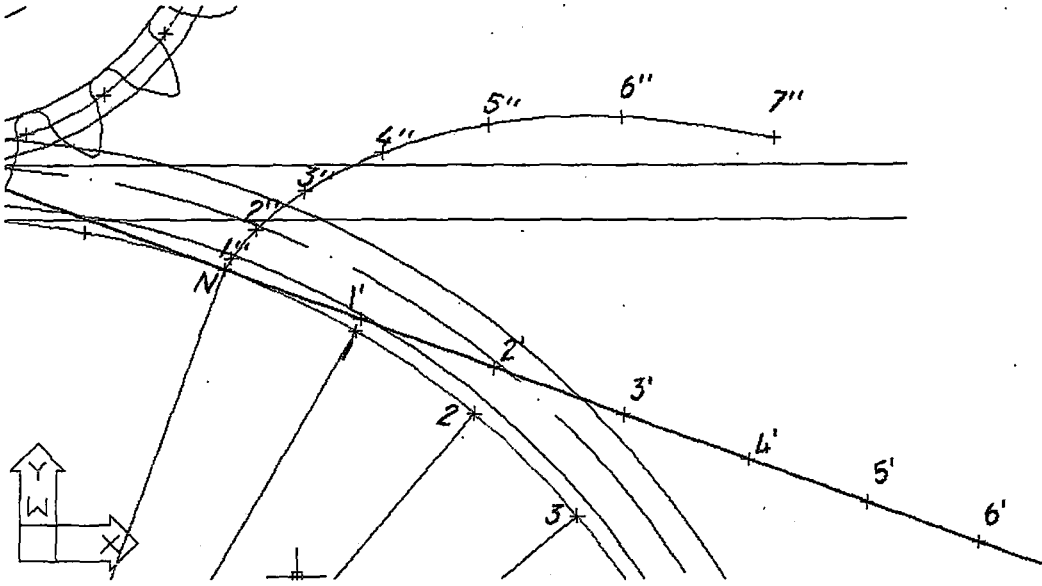
$$\overline{6'N} = 95,091 \text{ mm} , \overline{66'} = 50,267 \text{ mm}$$

$$\overline{7'N} = 108,172 \text{ mm} , \overline{77'} = 66,736 \text{ mm}$$

(6.113)

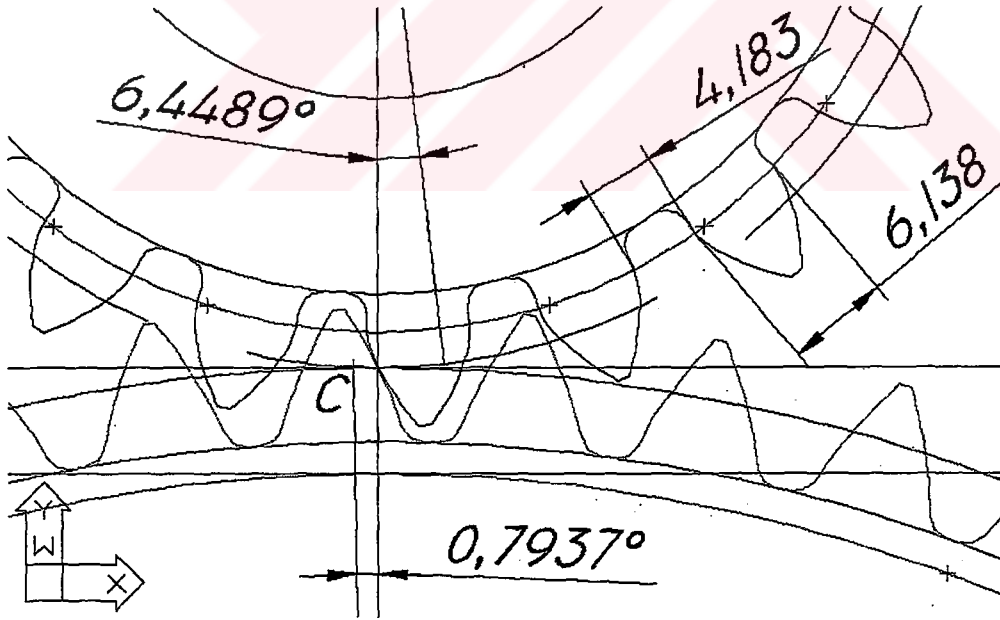


Şekil 6.50 Döndürülen dişli evolvent profili için yarıçap mesafeleri



Şekil 6.51 Döndürülen dişli evolvent profili

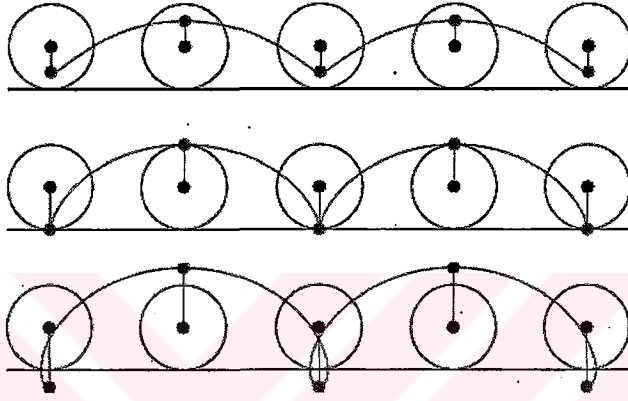
Döndürülen dişlinin de yan yüzey profilinin çizimi tamamlandıktan sonra, dişli çizimi tamamlanır. Pinyon dişliyle C yuvarlanma noktasında eş çalışma hali Şekil 6.52'de görülmektedir.



Şekil 6.52 Eş çalışma hali

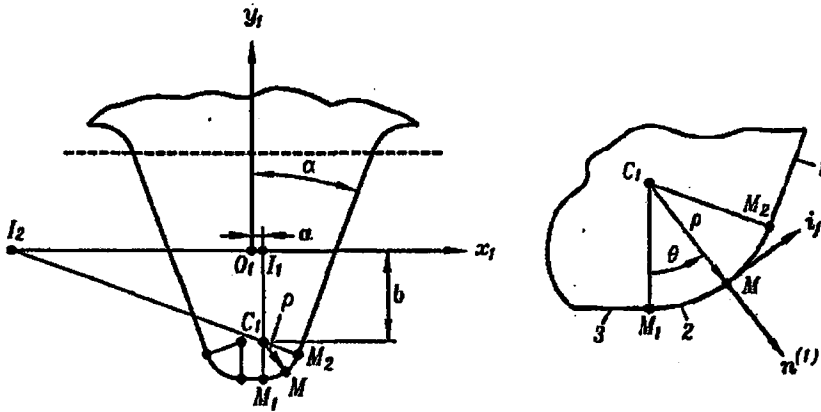
6.2.3.3 Takım Trokoid Eğrisine Ait Parametrik Denklemler

Trokoid yuvarlanan dairenin merkezinden b mesafesi uzaklığındaki sabit bir doğrunun çizdiği yörüngedir. Şekil 6.53' te görülen trokoid eğrileri, epitrokoid ve hipotrokoid olmak üzere ikiye ayrılırlar. Epitrokoid, sabit bir çemberin dışında daireler çizerek ilerleyen, hipotrokoid ise sabit bir çemberin içinde daireler çizerek ilerleyen doğru parçasının çizdiği eğridir (www.mathworld.wolfram.com).



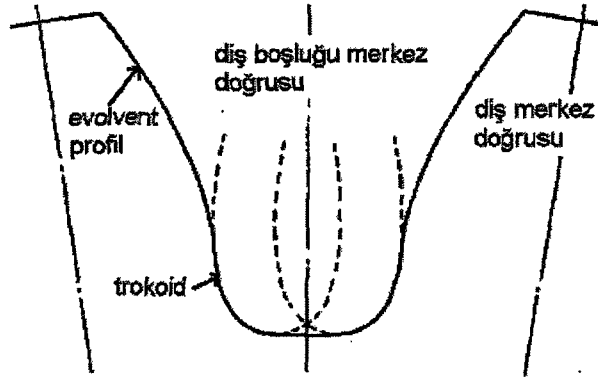
Şekil 6.53 Trokoid eğrisi (www.mathworld.wolfram.com)

Şekil 6.54' te, diş profilini tayin eden kesici takımın geometrisi görülmektedir (Fetvacı ve İmrak, 2004).

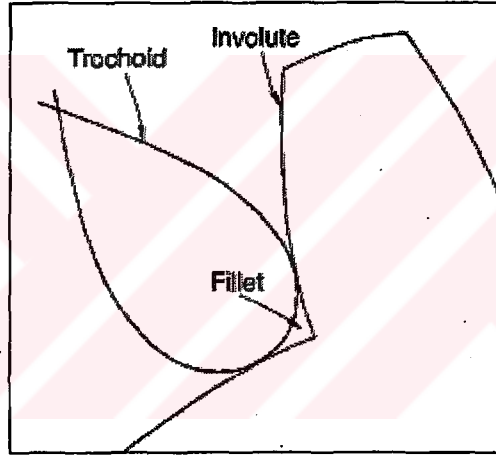


Şekil 6.54 Kesici takım geometrisi ve takım ucu detayı (Fetvacı ve İmrak, 2004).

Düz dişli çarklarda diş formu evolvent profile dayalıdır. Evolvent eğrisi kremayer kesici takımın izafi hareketiyle elde edilir. Diş dibi eğrisi ise, Şekil 6.55 ve Şekil 6.56' da görüldüğü gibi takımın trokoidal yörüngeyi takip etmesi ile elde edilir (www.emerson-ept.com).



Şekil 6.55 Düz dişli çark geometrisinin elde edilmesi (Fetvacı ve İmrak, 2004)



Şekil 6.56 Kesici takım tarafından oluşturulan trokoid kök radyüsü
(www.emerson-ept.com)

Modül m , kavrama açısı α , profil kaydırma faktörü x_1 ve takımın uç yuvarlatma yarıçapı ρ ile tanımlandığında dişli imali için kullanılacak kesici takımın yuvarlatılmış ucunun eğrilik merkezinin konumunu veren a ve b mesafeleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$a = \frac{m(\pi - 5 \tan \alpha)}{4} - \frac{\rho(1 - \sin \alpha)}{\cos \alpha} = 0.249 \text{ mm}$$

$$b = 1.25m - \rho - m x_1 = 3.08 \text{ mm} \quad (6.114)$$

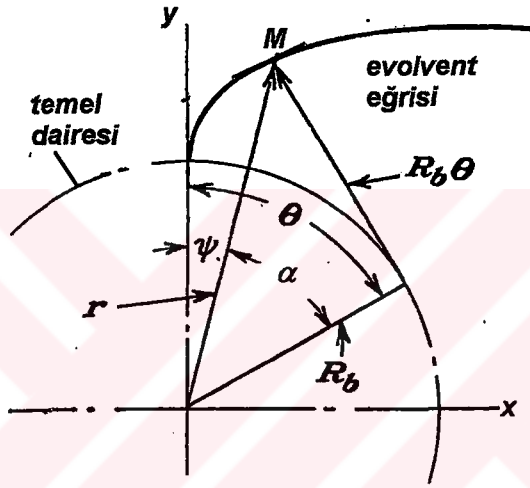
Kesici takım ucu yay parametresi, $0 \leq \theta_1 \leq (\pi/2) - \alpha$ aralığında değişmekte ve (6.114) nolu eşitlikten elde edilen takımı yuvarlatılmış ucunun eğrilik merkezinin konumunu veren ifadeler kullanılarak, dönme açısı,

$$\phi = \frac{b \tan \theta_1 - a}{r} \quad (6.115)$$

olarak elde edilir. Elde edilen dönme açıları (6.116) eşitliğinde yerine konularak diş dibi eğrisinin geometrik yeri bulunur. Trokoid formda takım geometrisine bağlı olarak diş dibi eğrisini tayin eden parametrik ifadeler,

$$\begin{aligned} x_2 &= \rho \sin(\theta_1 - \phi) + a \cos \phi - b \sin \phi + r(\sin \phi - \phi \cos \phi) \\ y_2 &= -\rho \cos(\theta_1 - \phi) - a \sin \phi - b \cos \phi + r(\cos \phi + \phi \sin \phi) \end{aligned} \quad (6.116)$$

şeklindedir.



Şekil 6.57 Evolvent profilinin oluşturulması (Fetvacı ve İmrak, 2004)

Evolvent profil üzerindeki bir noktanın konumunu veren parametrik ifadeler aşağıda verilmiştir.

$$M(\theta, r_b) = \begin{cases} x(\theta) = r_b (\sin(\theta) - \theta \cos(\theta)) \\ y(\theta) = r_b (\cos(\theta) + \theta \sin(\theta)) \end{cases} \quad (6.117)$$

Diş üstü dairesi yarıçapı r_a , temel dairesi yarıçapı r_b olmak üzere, θ açısı 0 ile θ_{\max} değerleri arasında yer alır ve,

$$\theta_{\max} = \theta_a + \text{ev } \theta_a \quad (6.118)$$

olarak ifade edilir.

$$\theta_a = \arccos \frac{r_b}{r_a} = 31.32^\circ \quad (6.119)$$

$$\psi = \text{ev } \alpha = \tan \alpha - \alpha \quad (6.120)$$

$$\theta = \psi + \alpha = \tan \alpha \quad (6.121)$$

elde edilir (Fetvacı ve İmrak, 2004).

6.3 Mil Çaplarının Belirlenmesi

6.3.1 Döndüren Dişli İçin Milin Ön Boyutlandırılması

Mil malzemesi St60 seçilmiştir. Bu malzeme için titreşimli İnşaat çelikleri için sürekli mukavemet diyagramlarından titreşimli hal için kesme gerilmesi değeri $\tau_T = 230 \text{ N/mm}^2$, emniyet katsayısı $S = 10 \dots 15$ (sadece burulma için) alınır. Buradan,

$$d_m \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{Mb_1}{\tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{Mb_1}{\tau_T/S}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{63392}{23}} = 24,12 \text{ N/mm}^2 \quad (6.114)$$

6.3.2 Döndürülen Dişli İçin Milin Ön Boyutlandırılması

Mil malzemesi St60 seçilmiştir. Bu malzeme için titreşimli İnşaat çelikleri için sürekli mukavemet diyagramlarından titreşimli hal için kesme gerilmesi değeri $\tau_T = 230 \text{ N/mm}^2$, emniyet katsayısı $S = 10 \dots 15$ (sadece burulma için) alınır. Buradan,

$$d_m \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{Mb_2}{\tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{Mb_2}{\tau_T/S}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{63392.3}{23}} = 34,79 \text{ N/mm}^2 \quad (6.115)$$

($Mb_2 = i \cdot Mb_1$ olduğu hatırlanırsa)

Motorsan Katalogundan 5,5 kW giriş gücü ve 1450 d/d giriş devir sayısı için motor tipi 132S4A seçilir. Standart mil çapı 38 mm seçilmiştir. Standart kama olarak da 10x8x25 standart kama boyutlarına sahip A tipi yuvalı kama kullanılmıştır.

7. DÜZ DIŞLİ ÇARKIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ile ANALİZİ

Düz dişli çarklar, motor milinden moment ve hareket alan döndüren dişli üstte, gücü çıkış milinden sisteme ileten döndüren dişli olacak şekilde, Ansys Multiphysics/Ls-Dyna modülünde 3D olarak Ansys ortamına aktarılmıştır (Şekil 7.1).



Şekil 7.1 Döndüren ve döndürülen dişli çarklar

Dişli çarkların gerilme analizinde dişlerin tamamının sonlu elemanlara ayrılarak analize tabi tutulması hesaplama süresi ve maliyet nedeniyle tercih edilmez. Cananau (2003) dişli çarka ait 3 adet diş modellemiş evolvent profilini 21, trokoid profilini 5 noktaya ayırarak bu noktalardaki asal ve eşdeğer gerilme değerlerini saptamıştır. Bibel (2002) dişli çarka ait tek bir dişin ön yüzünü 8 sonlu elemana ayırarak diş genişliği boyunca uzatmış, sınır şartlarını tatbik ederek sadece diş yüzeyindeki gerilmeleri incelemiştir. Parker vd.(2000) aynı çevrim oranına sahip iki dişli çarkın tamamını modelleyerek sonlu elemanlara ayırmış ve ağların frekanslarını incelemiştir. Fetvacı ve İmrak (2004) çalışmalarında yükün tatbik edildiği dişin

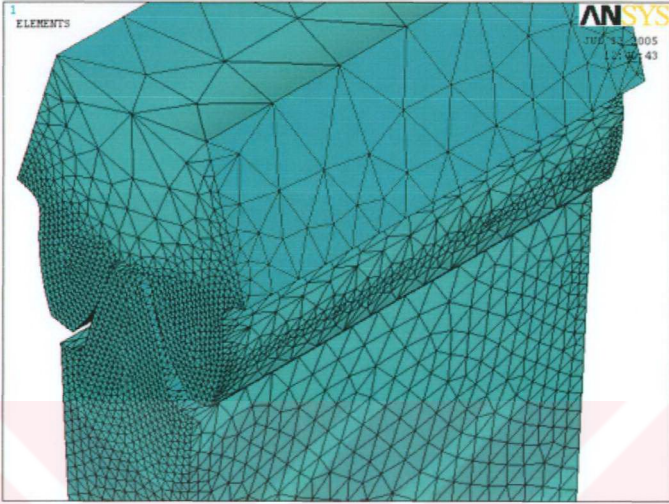
sağ ve soluna yarım diş ilavesi ile, bir tam diş ve iki yarım dişten oluşan model tesis etmiştir. Böylece diş dibi gerilmesi kinematik sınır şartının etkisinden muaf tutulmuştur. Kinematik sınır şartı diş sektörünün radyal kenarlarına ve tatbik edilen yer değiştirme kısıtlamalarıdır. Tek dişin sağ ve soluna yer değiştirme kısıtlamaları getirilmiş, temel dairesinden diş ucuna kadar olan evolvent eğrisi 7 noktaya bölünmüş, yük tatbik doğrultulardaki yükleme açıları 7 düğüm noktası için hesaplanarak, sırayla diş kuvveti uygulanmış ve çözümlene gerçekleştirilmiştir. Esasen staik olan gerilme analizi neticeleri birbiri ardınca değerlendirilerek eş çalışan dişlilerin zamana bağlı gerilme değişiminin incelenmesi (pseudo-dinamik gerilme analizi) sağlanmıştır.

Bu çalışmada dişli çarkların eş çalışma hallerinde Ansys'te sadece kontak yapan dişler modellenerek .igs uzantılı dosyaya alınmıştır. Döndüren dişliye ait 2 diş, döndürülen dişliye ait tek diş modellenmiştir. Dişli kuvveti teğetsel ve radyal bileşenlerine ayrılarak, kavrama doğrusu üzerinde, yuvarlanma noktası C'de tatbik edilmiştir (Döndüren dişlinin hareket yönü saat yönünün tersine doğru). Yapısal (Structural) analizle ilk olarak free mesh ile dişliler sonlu elemanlara ayrılmıştır. Ardından ağların sıklığı mapped mesh ile artırılıp gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. Bu gerilmeler DIN standartlarına uygun olarak analitik metodlarla elde edilen gerilme değerleri ve literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Dişli çarkların modellenmesinden sonra Preprocessor editöründe çelik dişli çarkların elastisite modülü $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ ve poisson oranı $\nu = 0,3$ girilmiştir. Ansys'te birimlerin değil sayısal değerlerin önemi vardır. Birimlerin kendi arasında tutarlı olması yeterlidir.

7.1 Ağlara Ayırma Operasyonunun Gerçekleştirilmesi

7.1.1 Free Mesh ile Ağlara Ayırma

SOLID 92 (Tet 10 Node 92) eleman tipi kullanılarak free mesh ile sonlu elemanlara ayrılmış eş çalışan döndüren dişliye ait 2 diş ve döndürülen dişliye ait tek diş, Şekil 7.2 ve Şekil 7.3' de görülmektedir. Sonlu eleman sıklığı bizim için kritik olan diş diplerinde ve dişli yan yüzeylerinde otomatik olarak artırılmıştır. Rijitlik, kütle ve gerilme matrisleri ile ısıl yük vektörleri 4 integrasyon noktasıyla, basınç yük vektörü 6 integrasyon noktasıyla ifade edilir. Katı elemanlar arasında üç boyutlu uygulamaların çoğunda yaygın olarak kullanılan ve dairesel yüzeylerin daha iyi modellenmesini sağlayan eleman tipi, 10 düğüm noktalı olduğu için daha hassas sonuç vermektedir.

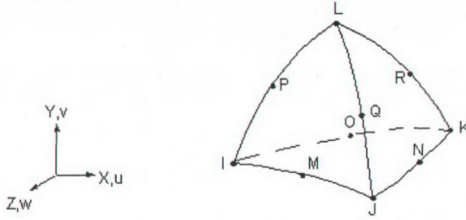


Şekil 7.2 Modelin free mesh ile sonlu elemanlara ayrılmış hali



Şekil 7.3 Modelin free mesh ile sonlu elemanlara ayrılmış hali

Üç boyutlu olarak modellenen dişli çarklar; Şekil 7.4'te gösterilen 10 düğüm noktalı, 4 yüzlü, ikinci dereceden eleman tipi ile ağlara ayrılmıştır. Bu eleman tipinde alan koordinatları yerine, $i = 1,2,3,4$ olmak üzere 4 hacim koordinatı (V_i), deplasmanlar (u_i, v_i, w_i), sıcaklık (T_i), ve açısal deplasman (ϕ_i) söz konusudur.



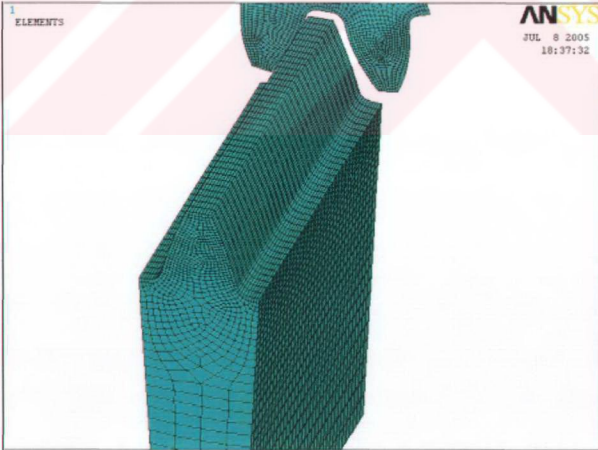
Şekil 7.4 Dört yüzlü SOLID 92 eleman tipi (Ansys 8.0 Release Help Documentation)

7.1.2 Mapped Mesh ile Ağlara Ayırma

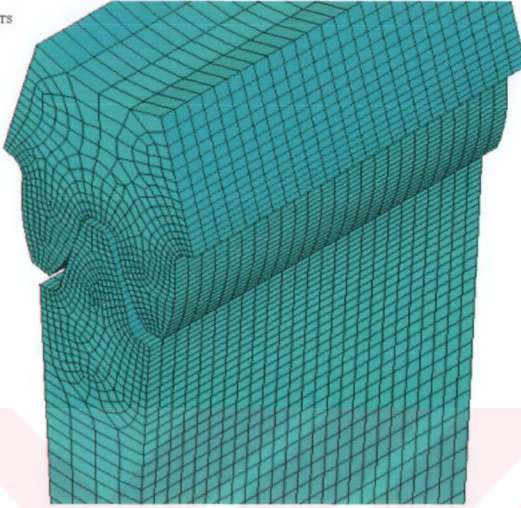
Free mesh ile sonlu elemanlara ayırdığımız modelde ağ yapısını sıklaştırmak için mapped mesh uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bunun için free mesh ile elde edilen sonlu sayıda düğüm noktaları ve elemanlar temizlenir. Free mesh'te elemanların şekil kısıtlaması yoktur. Ağ yapısı belli bir biçim düzeni takip etmez. Karışık şekilli alan ve hacimlerin ağlara ayrılmasında uygundur. Mapped mesh; eleman şekillerini alanlar için dörtgen, hacimler için altıgen (brick) olarak sınırlar. Ancak alan ve hacimlerin düzgün şekilli olması gerekmektedir.

Mapped mesh ile ağlara ayırmanın ilk adımı düzgün şeklin sağlanmasıdır. Bu amaçla dişlilerin ön yüzlerinde alanları meydana getiren çizgiler art arda bağlamıştır (Preprocessor>Meshing-Concatenate>Lines). Böylece işaretlenen çizgi ikiden fazla parçaya ayrılmış ve dörtten fazla kenarı olan alanlar, dört kenarlı alanlar haline getirilmiştir. İkinci adım büyüklük ve şekil kontrollerinin belirtilmesidir. Burada alanın ağlara ayrılması söz konusu olduğundan Mesh Tool menüsünden *Quad* ve *Map* seçilmiştir. Dişlilerin ön yüzeylerini yüzey elemanlarına bölmek amacıyla, alanları meydana getiren çizgiler, diş diplerinde ağ sıklığı artacak şekilde *Element Size Controls* menüsünden *No. Of Element Divisions* eleman bölünme sayıları (20) girilmiş ve çizgiler *Spacing Ratio* (negatif ve 1'den farklı) değer olacak şekilde bölünmüştür. *LESIZE* komutu ile diş yüzey alanını oluşturan çizgiler tek tek seçilerek, çizgilerin kaç parçaya bölüneceğini ve ağlara ayrılmamış çizgilerde aralık bırakma oranı

belirtilmiştir. Diş diplerinde daha sıkı ağ yapısı elde edilmiştir. Dişlilerin ön yüzleri ağlara ayrıldıktan sonra mesh'lenen alan, normali boyunca üç boyutlu *brick* ağ modeli oluşturmak için diş genişliği boyunca uzatılmıştır. Alandaki ağ yapısı hacim boyunca uzatıldığında hacim de ağlara ayrılmış olur. Burada alan elemanı ve hacim elemanı olmak üzere iki eleman tipi tanımlanmaktadır. Alan elemanı olarak MESH200 dört kenarlı eleman seçilmiştir. MESH 200 sadece bir ağ elemanıdır, serbestlik derecesi ve buna bağlı malzeme özellikleri yoktur. Hacim elemanı MESH200 ağ elemanı ile uyumlu olmalıdır. Yani düğüm noktalarının yeri aynı olmalıdır. Preprocessor>Element Type>Add-Edit-Delete menüsünden *Type 1: MESH200* seçilip *Tet10Node92* elemanı ile dişli ön yüzeyi olan alanın tamamı mapped mesh olarak ağlara ayrılmıştır. Ardından 2. eleman tipi (*Type 2*) olarak üç boyutlu *Structural Solid* ve *Brick20Node95* (SOLID95) seçilmiştir. Bu kez Preprocessor > -Modeling- Operate > Extrude > Elem Ext Opts ...menüsünden *VALI = 50* ile dişli genişliği boyunca eleman bölme sayısı; Preprocessor > -Modeling- Operate > Extrude > -Areas- Along Normal menüsünden *DIST = 35* ile diş genişliği olan 35 mm'yi 50'ye bölerek uzatmış olunmuştur. Özetle önce ön yüzey *MESH200* nolu elemanla yüzeyel olarak oluşturulup, sonra *brick* elemanla *extrude* yapılmıştır. Şekil 7.5' te mapped mesh yapılmış alt dişli, Şekil 7.6' da mapped mesh yapılmış alt ve üst dişli görülmektedir.



Şekil 7.5 Mapped mesh yapılmış alt dişli.

1
ELEMENTSANSYS
JUL 8 2005
22: 52: 56

Şekil 7.6 Mapped mesh yapılmış alt ve üst dişli

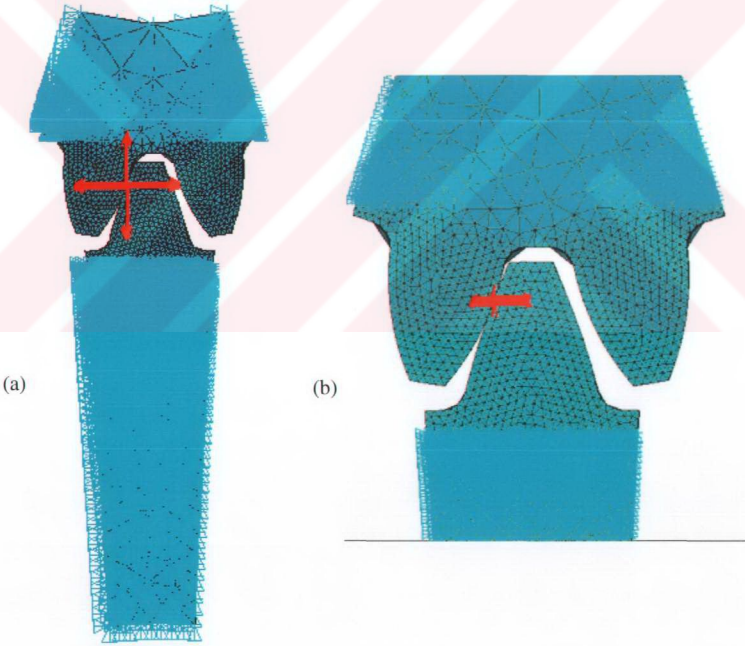
7.2 Sınır Şartlarının Uygulanması

Önce döndüren dişli seçilerek temas yerinde bu hacme bağlanmış olan düğüm noktaları seçildikten sonra bileşen adı (component name) olarak *dondurendisli* , ardından döndürülen dişliye bağlı olan düğüm noktaları seçilerek *dondurulendisli* şeklinde adlandırılır. Eş çalışan dişlilerin temas yeri yuvarlanma dairesi üzerinde olduğu takdirde, F_D kuvveti aynı kalmakta fakat kavrama açısı değiştiği için teğetsel ve radyal bileşenler değişmektedir. Bu çalışmada C yuvarlanma noktasında temas halinde basınç açısı $\alpha=20^\circ$ olduğu halde dişli kuvvetinin teğetsel ve radyal bileşenleri yüklenmiştir.

Kontak problemi oldukça karışık bir statü nonlineeritesidir. Yan yüzeydeki gerilme değeri temas yüzeyine bağlıdır. Temas bölgesindeki şekil değişimi (B) 0.1263 mm, temas bölgesinde kuvvet etkisi altında düzleşmeden ileri gelen şekli değişimi (f_H) 0.0010848 mm olarak hesaplanmıştı. Bu alanda meydana gelen Hertz yüzey gerilmelerinin bulunması amacıyla kontaktaki etki-tepki yükleri uygulanmıştır. Kontak analizde hareket devam etmektedir ancak yapısal analizde bu durum söz konusu değildir. Bu nedenle dişli çarkların ilk yüklendiği

andaki yükler girilmiştir. Yükleme esnasında hesaplamalar dosyasında giriş dişlisi burulma momenti değeri 63392 Nmm' dir. Döndürme momentini döndürülen dişliye ileten döndüren dişlinin temas noktasındaki 1811 N'luk çizgisel kuvveti F_t yani teğetsel kuvvettir. 659 N' luk radyal kuvvet dişlide eğilme momenti oluşturmaz, ancak dişliyi basıya zorlar. Sonlu eleman analizi ile dişliler için eğilme, bası, kayma ve aşınma gerilme etkilerinin tamamı göz önüne alınabilmektedir. Ayrıca sürtünme etkisi de incelenebilmektedir. Standartlara uygun analitik hesaplamalarla yalnız eğilme gerilmeleri hesaplanabilmekte, diğer gerilmeler faktörlerle hesaplanmaktadır.

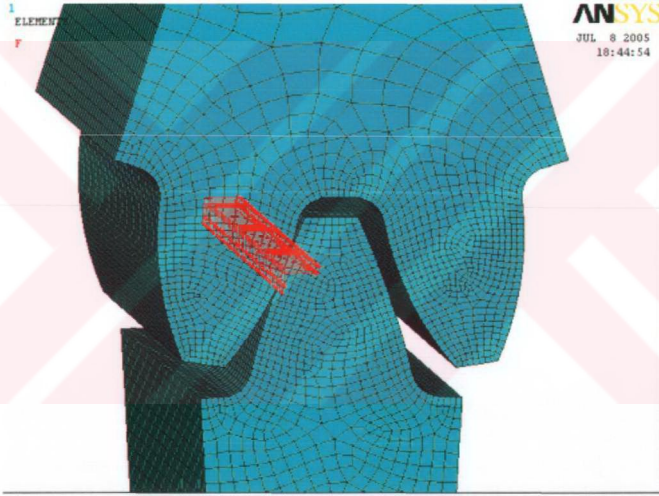
Döndüren dişli çark için temas noktasındaki düğüm noktaları koordinatlarıyla beraber listelenmiş ve seçilen düğüm noktası sayısı belirlenerek Solution editöründe, dişli kuvvetinin teğetsel ve radyal bileşenleri kontak bölgesinde seçilen düğüm noktalarına dağıtılmıştır.



Şekil 7.7 Free mesh ile dişlilerde yükleme ve sınır şartları

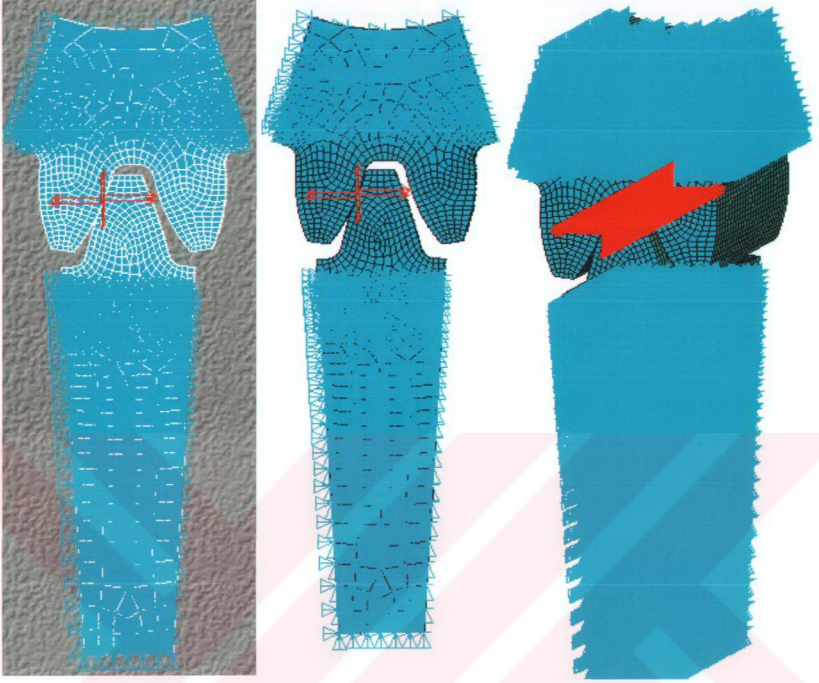
Şekil 7.7' de free mesh' lenmiş yükleme ve sınır şartları görülmektedir. Dişlilerin kontak yaptığı anda temas eden alanlara ait *node*' lar seçilip, sayısı sorulmuş ve teğetsel ve radyal yükler, *node* sayısına bölünerek etkilmiştir. Yer değiştirme kısıtlamalarında ise, döndüren ve döndürülen dişlilerde diş dibinin biraz altından itibaren *volume* komple tutulmuştur (ALLDOF=0) . Burada zaten dolu malzeme vardır, deforme olmaz çünkü son derece rijittir. Zaten buna benzer bir amaçla dişli çarkların tamamı yerine bir kısmı modellenmiştir. Kesilen kısmın diğer tarafı içi dolu metaldir ve rijittir.

Şekil 7.8'de ve 7.9' da da dişli kuvvetinin teğetsel ve radyal bileşenleri, kontak bölgesinde seçilen düğüm noktasına sayısına dağıtılmıştır.



Şekil 7.8 Mapped mesh ağ yapılı döndüren dişlide teğetsel ve radyal yükler

Döndüren ve döndürülen dişliler birbirinden bağımsızdır, birbirini tutmamaktadır. Yani çözümlenmede birbirlerini etkilememektedir. Dolayısıyla döndüren ve döndürülene uyguladığımız teğetsel yüklerin yönlerinin birbirine ters olması, bileşke teğetsel kuvvetin sayısal değerini azaltmamaktadır. Her iki diş de ayrı ayrı kuvvet etkisi altındadır. Ayrıca dişli çarkların temas alanlarında mesh'lere zoom'landığında sonlu elemanların birbirini tutmadıkları görülmektedir.



Şekil 7.9 Mapped mesh' lenmiş yükleme ve sınır şartları

Sınır şartlarının belirlenmesinin ardından sistem çözdürülmüş ve analiz sonuçları alınmıştır.

8. GERİLMELERİN ELDE EDİLMESİ

Alman Standartları'na uygun olarak klasik yöntemlerle yapılan hesaplamalar sonucunda diş dibindeki eğilme gerilmesi değeri $140,37 \text{ N/mm}^2$; yan yüzeyde oluşan Hertz gerilme değeri $904,96 \text{ N/mm}^2$ 'dir.

Döndüren dişli çarka ait iki diş ve döndürülen dişli çarka ait tek diş modelinden oluşan sistem önce free mesh ile sonlu sayıda elemana ayrılmış ve analiz edilmiştir.

Daha sonra ağ yapısında iyileştirme yapılmış ve gerilme neticeleri mapped mesh ağ yapısı için yeniden alınmıştır.

8.1 Free Mesh ile Gerilmelerin İncelenmesi

SX, x eksenini boyunca gerilme değerini ifade eder. (+) SX değeri çeki, (-) SX değeri bası gerilmesini belirtmektedir.



Şekil 8.1 SX (σ_x) gerilme dağılımı

Şekil 8.1' de SX gerilme dağılımı görülmektedir. X yönünde çeki gerilmesinin değeri $SMX=127.426 \text{ N/mm}^2$ dir. X yönünde bası gerilmesinin değeri $SMN=1103 \text{ N/mm}^2$ dir. Maksimum yer değiştirme $DMX=0.006399 \text{ mm}$ dir. Diş dibinde meydana gelen gerilme değeri turuncu renkle görülen 145.928 N/mm^2 değerinde bası gerilmesidir. Yan yüzeyde meydana gelen maksimum gerilme değeri 965.988 N/mm^2 dir.

Von Mises; X, Y, Z eksenindeki bütün gerilmeleri tek bir gerilme değeri şeklinde ifade etmiştir. Üç asal gerilme $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ olarak gösterilir. Asal gerilmelerden σ_1 en pozitif ve σ_3 en negatif olacak şekilde sıralanır.

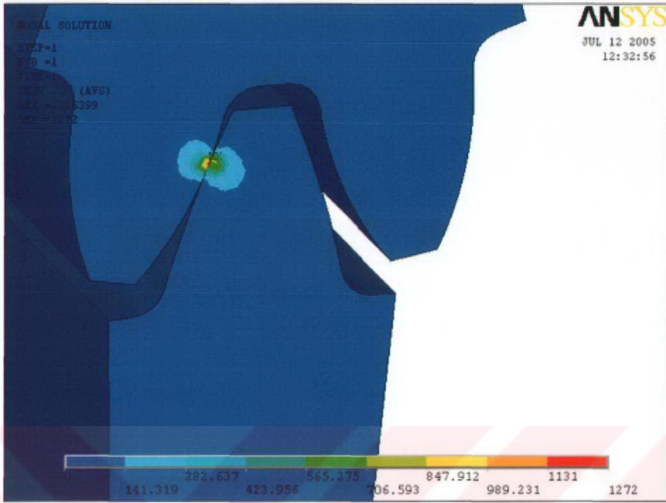
$$SMX = \sigma_1 = \text{MAX} (|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) \quad (8.1)$$

İfadelerinin en büyüğüne eşittir.

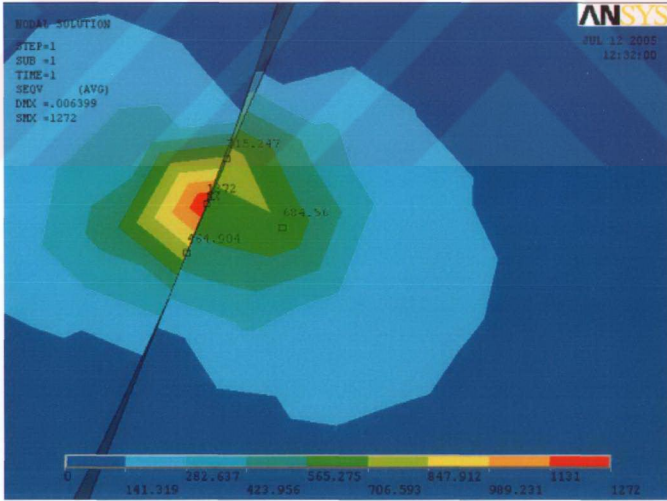
Von Mises eşdeğer gerilme değeri ise ;

$$SEQV = (1/2). (|\sigma_1 - \sigma_2|^2 + |\sigma_2 - \sigma_3|^2 + |\sigma_3 - \sigma_1|^2)^{1/2} \quad (8.2)$$

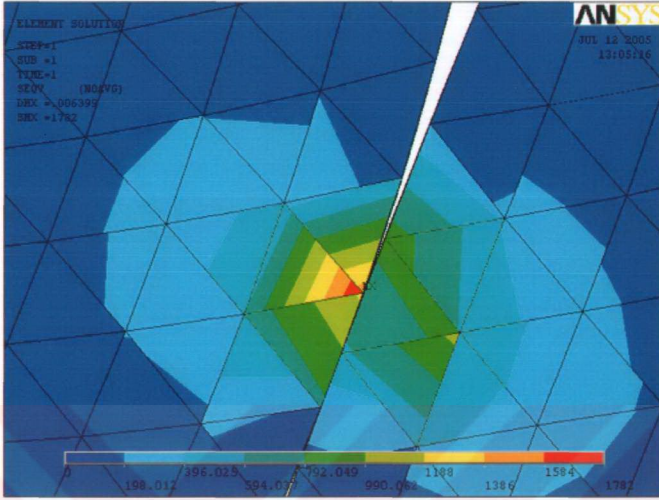
Şeklindedir. Bu değer bir malzeme akma değeri kriteridir. Malzemenin akıp akmayacağını belirleme kriteri olan von Mises gerilme değerini, dişli çarkların imal edildiği malzeme olan 16MnCr5 sementasyon çeliğinin yan yüzeyde Hertz gerilmesi ile kıyaslamak için Şekil 8.2 incelenmiştir. Dişlinin yan yüzeyde emniyetle taşıyabileceği limit gerilme değeri $1300...1500 \text{ N/mm}^2$ olup, yan yüzeydeki maksimum von Mises değeri olan 1272 N/mm^2 'den büyüktür. Eleman içi von Mises eş değer gerilme değeri incelendiğinde döndüren dişli çarkın temas yüzeyinde gerilme değerinin 1782 N/mm^2 'lik değeriyle, sınır değerın üzerine çıktığı görülmektedir.



Şekil 8.2 Von Mises gerilme dağılımı



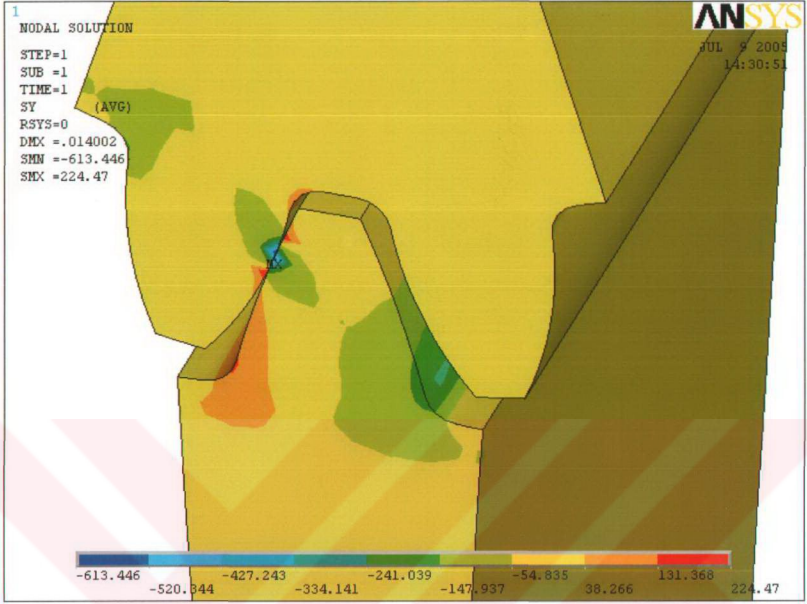
Şekil 8.3 Von Mises gerilme dağılımı



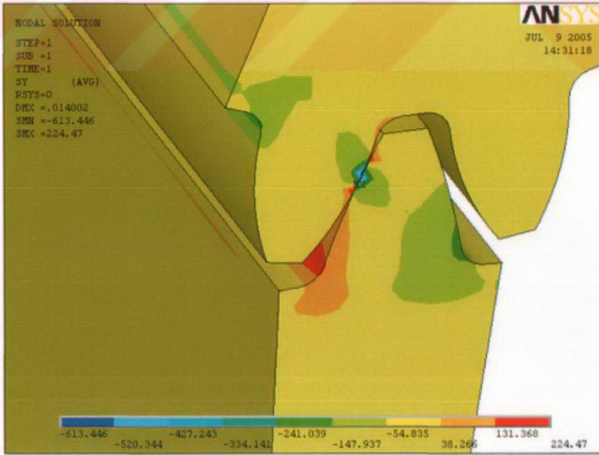
Şekil 8.4 Eleman içi von Mises gerilme dağılımı

8.2 Mapped Mesh ile Gerilmelerin İncelenmesi

Şekil 8.5'te Y eksenine doğrultusundaki $S_Y(\sigma_y)$ gerilme dağılımı görülmektedir. Bu gerilmenin (+) değerleri çeki, (-) değerleri bası gerilmesini ifade eder. Şekil incelendiğinde kırmızı gerilme haritası bölgesinde gerilme aralığı $131.368 \dots 224.47 \text{ N/mm}^2$, çeki gerilmesinin maksimum değeri $SMX = 224.47 \text{ N/mm}^2$ dir. Y yönünde bası gerilmesinin değeri $SMN = 613.446 \text{ N/mm}^2$ dir. Maksimum yer değiştirme $DMX = 0.014002 \text{ mm}$ ' dir. Dış dibinde meydana gelen gerilme değeri renklerle ifade edilen gerilme haritasından takip edilmektedir. Döndüren dişlinin dönüş yönü saat yönünün tersidir. Bu hareketi takiben dış dibinde gerilme değerleri yeşil ve turuncu gerilme haritasında izlenmektedir.

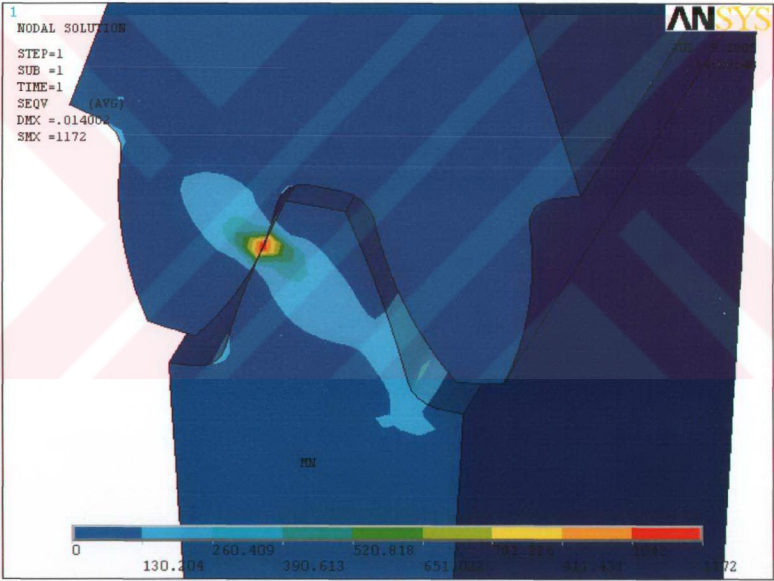


Şekil 8.5 SY gerilme dağılımı

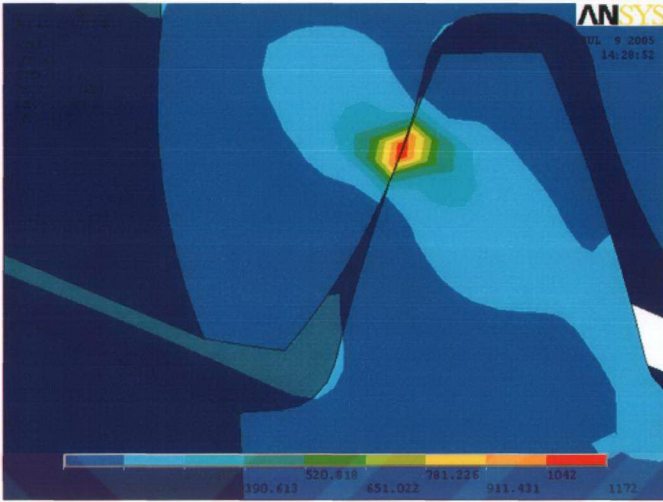


Şekil 8.6 Diğer açıdan SY gerilme dağılımı

Şekil 8.7' de von Mises gerilmeleri incelendiğinde yan yüzeyde meydana gelen maksimum gerilme değeri 1172 N/mm^2 'dir. Bu değer bir malzeme akma değeri kriteridir. Malzemenin akıp akmayacağını belirleme kriteri olan von Mises gerilme değerini, dişli çarkların imal edildiği malzeme olan 16MnCr5 sementasyon çeliğinin yan yüzeyde Hertz gerilmesi ile kıyaslamak için Şekil 8.7 incelenmiştir. Dişlinin yan yüzeyde emniyetle taşıyabileceği limit gerilme değeri $1300...1500 \text{ N/mm}^2$ olup, yan yüzeydeki maksimum von Mises değeri olan 1172 N/mm^2 'den büyüktür. Diş dibinde taşınabilecek limit gerilme değeri 400 N/mm^2 olup, 130.204 N/mm^2 'lık diş dibi gerilme değerinden yüksektir. Gerilme dağılımı yükün doğrultusu boyunca oluşmuştur.



Şekil 8.7 Teğetsel ve radyal yönde yüklenmiş yüklerin doğurduğu von mises gerilmeleri



Şekil 8.8 Diğer açıdan von Mises gerilme dağılımı

8.3 Gerilme Değerlerinin Karşılaştırılması

Çizelge 8.1 Gerilme değerlerinin karşılaştırılması

ÇÖZÜM YÖNTEMİ	Analitik	Sonlu Elemanlar				
		Free Mesh	Mapped mesh	Fetvacı (2005)	Fetvacı (2004)	
PARAMETRELER						
F_D , Dişli kuvveti [N]	1927.438	1927.438	1927.438	1355	1355,0530	
m, Modül [mm]	3,5	3,5	3,5	2,5	3	
z, Diş sayısı	20	20	20	20	20	
b, Diş genişliği [mm]	35	35	35	30	1 birim	
GERİLMELER						
σ_H , Yan yüzey [N/mm ²]	904.96	Asal (SX)	Asal (SY)		Von Mises (SEQV)	
SMN [N/mm ²]		965.988	613.446			
σ_H , Yan yüzey [N/mm ²]	904.96	Von Mises (SEQV)	Von Mises (SEQV)			
SMX [N/mm ²]		989.231	911.431			
σ_F , Diş dibi [N/mm ²]	140.37	1272	1172			Asal
SMX [N/mm ²]		127.426	224.47			99.04127
σ_F , Diş dibi [N/mm ²]	140.37	Von Mises (SEQV)	Von Mises (SEQV)		1778.8610	
		141.319	130.204			

9. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Diş kuvveti F_D ' nin etkisi altında diş dibi kesiti eğilme, bası ve kaymaya zorlanır. Ayrıca iki dişin temas noktasındaki yüzey basıncı ezilmeler meydana gelir. Alman DIN Standartları'na uygun olarak klasik hesaplama yöntemlerine göre, motor ve iş makinesinin özellikleri, aradaki milin kütlelerinden kaynaklanan darbe ve moment düzgünsüzlükleri işletme faktörüyle hesaba katılmıştır. Dişli yan yüzeylerinde yön sapmaları, bombeleşme, dişlide, gövdede, milde meydana gelen deformasyonların etkisi dinamik faktörle hesaba katılmıştır. Dişlilerin taşıdığı yük nedeniyle diş genişliği boyunca eş değer yük dağılımının elde edilememesi genişlik, yük düzeltme ve malzeme faktörleriyle hesaba katılmıştır. Dişlilerin üretildiği malzemenin elastikiyetine ve dişli üretim kalitesine bağlı olarak kuvvetlerin çevresel yönde dağılımı da düzgünsüzlük gösterebilir. Bu düzgünsüzlükler hesapta alın yük dağılım faktörüyle dikkate alınmıştır. Diş dibindeki gerilme değeri, eğilme gerilmesi baz alınarak hesaplanmaktadır. Ama bununla beraber dişliyi çeviren teğetsel kuvvet bileşeninin ve dişli yüzeyine basan radyal kuvvet bileşeninin bası ve kayma gerilmelerinin etkisi ihmal edilemez. Diş dibi kavisinin çentik etkisiyle diş dibindeki eğilmenin dışındaki mevcut kayma ve bası gerilmelerini dikkate alan faktör gerilim düzeltme faktörüdür. Diş şeklinin eğilme gerilmelerine etkilerini içeren faktör diş form faktörüyle dikkate alınmıştır. Kuvvetin her zaman dişin en üst noktasından etkemediğini ifade eden, kavrama faktörüdür. Hesaba esas alınan eşdeğer düz dişli ile helis dişli arasındaki farkı dikkate alan, helis faktörüdür. Yükleme esnasında hesaplamalar dosyasında giriş dişlisi burulma momenti değeri 63392 [Nmm] dir. Döndürme momentini döndürülen dişliye ileten döndüren dişlinin temas noktasındaki 1811 [N] luk çizgisel kuvveti F_t yani teğetsel kuvvettir. Radyal kuvvet 659 [N] değerinde olup dişlide eğilme momenti oluşturmaz, ancak dişliyi basıya zorlar. Sonlu eleman analizi ile dişliler için eğilme, bası, kayma ve aşınma gerilme etkilerinin tamamı göz önüne alınabilmektedir. Ayrıca sürtünme etkisi de incelenebilmektedir. Standartlara uygun analitik hesaplamalarla yalnız eğilme gerilmeleri hesaplanabilmekte, diğer gerilmeler faktörlerle ele alınmaktadır.

Yapılan çalışmada dişli çarklarda diş dibi ve dişli yan yüzeylerindeki gerilmeler önce Alman DIN Standartları'na uygun olarak klasik hesaplama yöntemleri ile hesaplanmıştır.

Döndüren dişli çarka ait iki diş ve döndürülen dişli çarka ait tek diş modelinden oluşan sistem önce free mesh ile sonlu sayıda elemana ayrılmış ve analiz edilmiştir.

Daha sonra ağ yapısında iyileştirme yapılmış ve gerilme neticeleri mapped mesh ağ yapısı için yeniden alınmıştır. Gerilme ve deplasmanlar renkli gerilme haritalarıyla ve çizelge halinde sunulmuştur.

Belli parametreler için geliştirilen modelde, yan yüzeyde gerilme dağılımında free mesh ağ yapılı modelle analitik model arasındaki gerilme farkı % 9.4 , mapped mesh ağ yapılı modelle analitik model arasındaki gerilme farkı % 0.66 düzeyindedir.

Diş dibindeki gerilme dağılımında free mesh ağ yapılı modelle analitik model arasındaki gerilme farkı % 3.57 , mapped mesh ağ yapılı modelle analitik model arasındaki gerilme farkı % 6.06 düzeyindedir.

Çizelgede gerilme değerlerinin karşılaştırılması için sunulan değerler, renkli gerilme haritasında bir gerilme bölgesinin bitip diğer gerilme bölgesinin başladığı sınır gerilme değerleridir. Teorik hesaplarla elde edilen gerilme değerleri sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen gerilme değerleri arasında ortaya çıkan farklılık, hem sonlu elemanlar yöntemindeki yaklaşımlar hem de klasik hesaplama tarzındaki kabullerden kaynaklanmaktadır.

Dişli çarkların analizinde bundan başka, farklı modül değerleri kullanılarak, dişli genişliği artırılıp azaltılarak veya farklı dişli malzemeleri kullanılarak analizler tekrarlanıp sonuçlar gözlemlenebilir. Diş dibi mukavemetinde büyük olan diş dibi radyüsü azaltılabilir veya dişli çarkların yük taşımayan kısımları malzemenin efektif kullanımı sağlamak üzere boşaltılabilir. Ayrıca olumsuzluğu tespit edilen bölgelerde yapılan tasarım değişiklikleriyle karşılaştırmalı kalitatif iyileştirmeler yapılabilir. Daha da ileri gidilerek komple dişli kutusunun yatak kuvvetleri ve titreşim analizleri gerçekleştirilerek dişli çarklar ve dişli kutusu hiç imal edilmeden dişli çarklarda ve gövdede dizayn değişiklikleri yapmak mümkün olabilir.

KAYNAKLAR

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

Anand, V.B., (1992), Computer Graphics and Geometric Modeling for Engineers, John Wiley&Sons,USA.

Ansys Training Manuals, (2000), Figes, USA.

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.

Bibel, G., (2002), "Procedure for Tooth Contact Analysis of a Face Gear Meshing With a Spur Gear Using Finite Element Analysis", University of North Dakota, NASA/CR-211277, January 2002, North Dakota.

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

Cananau, S., (2003), "3D Contact Stress Analysis for Spur Gears", National Tribology Conference The Annals of University of Galati Fascicle VIII, Tribology 2003, ISSN 1221-4590, Galati.

Çağal, B., (1998), Sayısal Analiz, Birsen Yayınevi, İstanbul.

DIN 867, (1986), Basic Rack Tooth Profiles for Involute Teeth of Cylindrical Gears for General Engineering and Heavy Engineering, Deutsches Institut für Norming, Germany.

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

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

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

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

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

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

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

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

DIN 3972, (1996), Reference Profiles of Gear-Cutting Tools for Involute Tooth Systems to DIN 867 , Deutsches Institut für Norming, Germany.

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

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

Düzgün, D., (1999), Makine Elemanları Dizayn-Konstrüksiyon, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Ewert, R.H., (1997), Gears and Gear Manufacture, Chapman &Hall, USA.

Fetvacı, M.C. ve İmrak, C.E., (2003), “Bilgisayar Desteği ile Dişli Çark Görsel Materyallerinin Elde Edilmesi”, Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, Sayı 524.

Fetvacı, M.C. ve İmrak, C.E., (2004), “Diş Dibi Gerilmelerinin Analizi İçin Düz Dişli Çarkların Sonlu Eleman Modellenmesi”, Gazi Üniversitesi Mimarlık-Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 19, No:2, 199-203.

Fetvacı, M.C. ve İmrak, C.E., (2004), “Düz Dişli Çark Görsel Materyallerinin Bilgisayar Ortamında Elde Edilmesi”, Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, Sayı 4/2004, 201 - 208.

Fetvacı, M.C. ve İmrak, C.E., (2005), “Düz Dişlilerde Kavrama Çevriminde Gerilmelerin Değişiminin Sonlu Eleman Metodu ile İncelenmesi”, Mühendis ve Makina, Cilt: 46, Sayı 545, 19 -25.

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.

Motorsan Abana Elektrik Motorları Katalog, (2005), İstanbul.

Oktay, Ş., (1972), Makine Elemanları, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Öztefen Redüktör Motor San. Tic. A.Ş. Katalog, (2005), Konya.Yılmaz Redüktör Genel Katalog, (2005), MDEYK G-1402/0305, İstanbul.

Parker, R.G., Vijayakar, S.M. ve Imajo, T., (2000), “Non-Linear Dynamic Response of a Spur Gear Pair: Modeling and Experimental Comparisons”, Journal of Sound and Vibration, 237(3), 435-455.

Topbaş, M.A., (1993), Endüstri Malzemeleri, Cilt 1, Prestij Basın Yayın ve Hizmetleri, İstanbul.

Zahavi, E., (1992), The Finite Element Method in Machine Design, Prentice-Hall, New Jersey.

INTERNET KAYNAKLARI

[1] www.mathworld.wolfram.com

[2] www.akgears.com

[3] www.emerson-ept.com

ZGECMİŞ

Doğum tarihi : 05.01.1980

Doğum yeri : Ankara

Lise : 1991-1998

Ankara Yıldırım Beyazıt Anadolu Lisesi

Lisans : 1999-2003

Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : 2003-2005

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı kurumlar

2005-Devam ediyor YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi

