

**BİLGİSAYAR DESTEKLİ DİFERANSİYEL DİŞLİ
KUTUSU TASARIMI, MODELLEME VE ANİMASYONU**

Mehmet ARSLAN

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Eğitimi Anabilim Dalı
Danışman : Yrd. Doç. Dr. İsmail TÜRKBAY
EKİM-2011**

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİLGİSAYAR DESTEKLİ DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU TASARIMI,
MODELLEME VE ANİMASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet ARSLAN

(08119105)

Anabilim Dalı : Makine Eğitimi

Programı : Tasarım ve Konstrüksiyon

Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. İsmail TÜRKBAY

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 6 Eylül 2011

EYLÜL-2011

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİLGİSAYAR DESTEKLİ DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU TASARIMI,
MODELLEME VE ANİMASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet ARSLAN

(08119105)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 6 Eylül 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 5 Ekim 2011

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. İsmail TÜRK BAY (F.Ü)

Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Cengiz ÖNER (F.Ü)

Yrd. Doç. Dr. Cumali İLKILIÇ (F.Ü)

EYLÜL-2011

ÖNSÖZ

Günümüz mühendisliğinin önemli bir aracı olan bilgisayar, tasarım parametrelerine bağlı olarak hesaplama ve görsel verilerle tasarımcılara büyük kolaylık sağlamaktadır. Elle yapılan dişli hesaplarında harcanan süreyi, yapılan hataları ve dolayısı ile artan maliyetleri en aza indirebilmek için bilgisayar sistemlerinden faydalanmak, daha verimli bir alternatif haline gelmektedir. Böylesine hızlı bir gelişme sürecinde mevcut sistemlere yeni öneri ve alternatifler getirilmektedir. Dolayısıyla hipoid dişli farklı işlevlerde kullanılan araç ve iş makinelerinin sürtünmeyle oluşan kuvvet kayıplarını azaltması ve hipoid dişli gurubunun istenilen ebatlarda üretime hazır hale getirilmesi, bilgisayar ortamında tasarlanması ve teknik özelliklerinin belirlenmesi daha kolay bir şekilde yapılabilmektedir.

Mehmet ARSLAN
ELAZIĞ – 2011

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa no</u>
ÖNSÖZ.....	II
ÖZET	V
SUMMARY	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	X
KISALTMALAR.....	XI
SEMBOLLER LİSTESİ.....	XI
1. GİRİŞ	1
1.1 Bilgisayar Destekli Tasarımın Endüstriye Katkıları.....	2
1.2 Tasarım Prosesinin Adımları	3
2. DİŞLİ ÇARK VE DİŞLİ ÇARK MEKENİZMALARI	5
2.1 Genel İfadeler ve Sınıflandırma.....	5
2.2 Düz Dişliler	5
2.3 İç Dişliler	6
2.4 Kremayer Dişliler	6
2.5 Helisel Dişliler	7
2.6 Çift Helisli (Ok) Dişliler	7
2.7 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler (Konik Dişli Çarklar).....	8
2.8 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler (Spiral Dişli Çarklar)	9
3. DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU	12
3.1 Diferansiyel Dişli Kutusunun Yapısı ve Çalışma Prensibi	12
3.2 Diferansiyel Dişli Kutusu Giriş Dişlileri.....	15
3.3 Diferansiyel Dişli Gurubunun Temel Fonksiyonu	19
3.4 Hipoid Dişli Çarkların Boyutlandırılması	22
3.4.1 Hipoid Dişli Çark Ölçülerinin Büyüklükleri	27

3.4.2	Hipoid Dişli Çarklarda Profil Kaydırma h, h_k, h_f	34
3.4.3	Hipoid Dişli Çarklarda Eşdeğer Alın Dişli Hesaplamaları	35
3.4.4	Diş Kırılmasına Karşı Emniyet Katsayılarının Hesabı S_B	50
3.4.5	Pitting Teşekkülüne Karşı Emniyet S_G	54
3.4.6	Çizilmeye Karşı Emniyet S_F	56
3.5	İstavroz ve Aks Dişlileri.....	58
4.	DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSUNUN İNCELENMESİ	63
4.1	Hipoid İşli Çark Tasarım Programı	63
4.2	Hipoid Dişli Programı Kodları.....	67
4.3	Diferansiyel Dişli Çark Animasyonu	71
4.4	Hipoid Dişli Çarkın Teorik İncelenmesi	74
4.4.1	Ayna Dişli Helis Açısı β_2	81
4.4.2	Hipoid Dişli Normal Modülü m_{mn}	84
4.4.3	Ayna Dişli Koni Açısı δ_2	86
4.4.4	Temas Noktası P ile Pinyon Dişli Eksen Arasındaki Açık $\phi-\phi_A$	88
5.	SONUÇLAR	90
6.	ÖNERİLER	92
	KAYNAKLAR.....	93
	EKLER.....	95
	ÖZGEÇMİŞ.....	96

ÖZET

Diferansiyel araçların dönüşleri sırasında tekerleklerin almak zorunda olduğu yol mesafesinin farklı olmasından dolayı kullanılan bir sistemdir. Diferansiyel araçların performansına, yol tutuşuna ve bazı özel durumlara göre tasarlanır. İhtiyaçlar için farklı diferansiyel çeşitleri kullanılmaktadır. Prensipte tümünün işlevi aynıdır. Diferansiyel sisteminde hipoid konik dişliler tercih edilir.

Diferansiyel sistemi, tahrik milinden alınan hareketi tekerlere ileten hızı azaltıp torkun artmasına paralel olarak araçlarda ilk hareketin daha kolay olmasını sağlayan dişli gurubu sistemleridir. Hipoid dişlilerde ayna dişli ile pinyon dişli, eksenleri keşişmediğinden aracın ağırlık merkezini yere yaklaştırarak, aracın iyi yol tutuşunu sağlamaktadır. Ayna dişli ve pinyon dişlilerde helisel ve spiral konik dişli kullanılması, sürtünmeden dolayı oluşan titreşim ve sesi azaltması sebebiyle tercih edilmektedir.

Diferansiyel sistemin animasyonu yapılarak dişlilerde meydana gelen hareketin görselleşmesiyle çalışma sisteminin anlaşılması kolaylaştırılmıştır. Dişlilerin birbirleriyle çalışması ve konumları ayrıntılı olarak görülebilmektedir. Hipoid dişli programı ile tasarımcı tarafından seçilen değerler programda yerine yazıldıktan sonra gerekli olan verilerin hesaplanması kolaylaştırılmıştır. Programla birlikte tasarım için ön değerlerin seçimi sayesinde anlık verilere ulaşılabilir. Hipoid dişli sisteminde eksenler arası mesafe ile birlikte oluşan helis açıları, koni açıları, temas açıları ve kaçıklık açısı değişimlerinin sonuçları incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Diferansiyel, Hipoid dişli, Hipoid dişli tasarımı,

SUMMARY

The Aid of Computer Differential Gear Box Design Modeling and Animation

This system is being used, because while cars are turning, the road distance that the wheels have to take is different. It is designed according to differential motors' performance, motors' handling and some special circumstances. Different differential kinds are used for different needs. However, all of them have the same functions. Hypoid gears are chosen in differential systems.

Hypoid gears enable motor to handle well by centre of gravity of the motor, as the pinyon gear axis and ring gear axis do not intersect. Helical and spiral gears are used, because these reduce the vibration and the sound that result from friction.

Differential system's animation makes its working system to be understood as the movements of the gears become visualised. We can see the gears working together and their positions in detail. After the values chosen by the designer are written on the programme, the values that are necessary for the designer become easier with the differential gear system.

By this programme, immediate data are reached by means of the face values for the desing. In the hypoid gear system, results of changes of the ring gear axis, the helical angle, the pitch cone angle and the set angle, which occur as a result of the distance between the pinyon gear axis, have been analysed.

Key Words : Differential, Hypoid gear, Hypoid gear design

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa no

Şekil 2.1 Düz dişli	6
Şekil 2.2 İç dişli	6
Şekil 2.3 Kremayer dişli	7
Şekil 2.4 Helis dişli.....	7
Şekil 2.5 Çift helisli (ok) dişli	8
Şekil 2.6 Düz konik dişliler	8
Şekil 2.7 Helisel konik dişli.....	9
Şekil 2.8 Sonsuz vida mekanizmaları.....	10
Şekil 2.9 Spiral konik dişli takımı	10
Şekil 2.10 Hipoid dişli çifti	11
Şekil 3.1 Diferansiyel dişli kutusunun parçaları.....	12
Şekil 3.2 Virajda taşıtın tekerleklerinin durumu	15
Şekil 3.3 Spiral ve hipoid dişli sistemi	16
Şekil 3.4 Nihai dişlilerin görünümü	16
Şekil 3.5 Hipoid konik dişli eksen kaçıklığı.....	17
Şekil 3.6 Helisel dişliler	17
Şekil 3.7 Diferansiyel dişlilerin adlandırılması	19
Şekil 3.8 Düz ileri hareket durumu.....	20
Şekil 3.9 Viraj alma esnasında aracın tekerleklerindeki hızlar	21
Şekil 3.10 Viraj alma esnasında diferansiyel'den akslara iletilen hızlar	21
Şekil 3.11 Tekerleğin tek tarafta dönme durumu	22
Şekil 3.12 Hipoid dişlinin oerlikon yöntemiyle makinede işlenmesi	23
Şekil 3.13 Eksenleri çakışmayan ve paralel olmayan konik dişlilerin oerlikon yöntemiyle işlenmesi	23
Şekil 3.14 Ortalama bölüm dairesi üzerinde P noktasının gösterimi	24

Şekil 3.15 Hipoid dişlide artı (+) sapma	25
Şekil 3.16 Hipoid dişlide eksi (-) sapma	26
Şekil 3.17 Hipoid dişli çark elemanları ölçülerinin sembollerle gösterilmesi	26
Şekil 3.18 Şekil üzerinde helis açılarının ve eksenler arası mesafenin	30
Şekil 3.19 Eksenleri kesişen spiral dişli çarktaki büyüklükler	32
Şekil 3.20 Konik dişli çarkların yük taşıma kabiliyetlerinin hesabı için eşdeğer alın dişli çark	35
Şekil 3.21 C_D ve u_{dyn} dinamik katsayıları	43
Şekil 3.22 C_T yük taşıma hatası katsayısı	44
Şekil 3.23 Helisel dişliler için C_β katsayısı	45
Şekil 3.24 Diş dibi emniyeti S_{f1} , l_1 uzunluğu, açılar α ve α' sembollerinin şekil üzerinde gösterimi	49
Şekil 3.25 Diş üzerinde büyüklüklerin gösterimi	49
Şekil 3.26 Diş yüzeyi mukavemeti ko için ömür eğrileri	52
Şekil 3.27 İstavroz ve aks dişlilerinin görünümü	59
Şekil 3.28 Aracın dönüş esnasında aldığı yol.....	59
Şekil 3.29 Diferansiyel şeklinde dişler numaralarla gösterilmiştir	61
Şekil 3.30 X ve Y noktalarında kesişen istavroz ve aks dişliler.....	62
Şekil 4.1 Bilgisayar programı algoritması ve akış diyagramı	63
Şekil 4.2 Hipoid dişli gurubu ekran görünümü	64
Şekil 4.3 Hipoid dişli veri giriş bölümü	65
Şekil 4.4 Hipoid dişli sonuç bölümü	65
Şekil 4.5 Hipoid dişli açıları bölümü	66
Şekil 4.6 Teknik resim ekran görünümü	66
Şekil 4.7 Inventor ortamında ayna dişli görünümü	71
Şekil 4.8 Inventor ortamında pinyon dişli görünümü.....	72
Şekil 4.9 istavroz ve aks dişlilerinin montajı	73

Şekil 4.10 Diferansiyel dişli gurubunun inventor ortamında montajı	74
Şekil 4.11 Eksenler arası mesafe a değişimi ile β_2 helis açısı değişimleri	82
Şekil 4.12 Eksenler arası mesafe a değişimi ile β_2 helis açısı değişimleri	82
Şekil 4.13 Çevrim oranı $i=4$, $\varnothing 175$ ve $a=20,13$ mm	83
Şekil 4.14 Çevrim oranı $i=4$, $\varnothing 175$, $a=28,88$ mm	83
Şekil 4.15 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi.....	84
Şekil 4.16 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi.....	84
Şekil 4.17 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi.....	85
Şekil 4.18 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi	85
Şekil 4.19 δ_1 ve δ_2 açılarının $a=20,13$ eksenler arası mesafe ile değişimi	86
Şekil 4.20 δ_1 ve δ_2 açılarının $a=23,63$ eksenler arası mesafe ile değişimi	86
Şekil 4.21 δ_1 ve δ_2 açılarının $a=28,88$ eksenler arası mesafe ile değişimi	87
Şekil 4.22 Eksenler arası mesafe a ile ayna dişli koni açısının δ_2 değişimi.....	87
Şekil 4.23 Eksenler arası mesafe a ile ayna dişli koni açısının δ_2 değişimi	88
Şekil 4.24 Temas noktası P ile pinyon dişli eksenleri arasında ki açı $\varphi-\varphi_A$	88
Şekil 4.25 Pinyon orta eksenini ile temas eksenini açının eksenler arası mesafeye bağlı değişimi	89
Şekil 4.26 Pinyon orta eksenini ile temas eksenini açının eksenler arası mesafeye bağlı değişimi	89

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Bir otomobildeki nihai redüksiyon oranı	18
Tablo 3.2 Konik dişli çarklar için değerler	27
Tablo 3.3 Lüzumlu emniyet katsayıları için değerler	28
Tablo 3.4 Hipoid dişli çark malzeme tablosu	31
Tablo 3.5 Profil kaydırılması	34
Tablo 3.6 Darbe katsayısı C_s için değerler	41
Tablo 3.7 Yağlama ve diş kalitesi için değerler, diş hataları f_e ve f_R	43
Tablo 3.8 Tam yükte ömür L_h için değerler.	54
Tablo 3.9 Mekanizma yağları için yaklaşık değerler, viskozite ve M_{Test}	57
Tablo 3.10 Araç hareket halindeyken diferansiyel sistemindeki devir değişimleri	61
Tablo 4.1 Hipoid dişli çarkın tasarımı için ön değerler	75
Tablo 4.2 Hipoid dişli çark geometrik bağıntıları	76
Tablo 4.3 $i=4$ çevrim oranında ve d_{m2} çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimleri.....	77
Tablo 4.4 $i=6$ çevrim oranında ve d_{m2} çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimi	78
Tablo 4.5 $i=8$ çevrim oranında ve d_{m2} çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimi	79
Tablo 4.6 $i=10$ çevrim oranında ve d_{m2} çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimi	80
Tablo 4.7 Çevrim oranı (i), eksenler arası mesafe (a) ve ortalama bölüm dairesi çapı (d_{m2}) verilerine bağlı değişimler	81

KISALTMALAR

ANSI	: American National Standards Institute
DIN	: Deutsche Industrie Norm
AGMA	: American Gear Manufacturers Association
CAD	: Computer Aided Design
CAM	: Computer Aided Manufacture
ISO	: International Standards Organization
VB	: Visual Studio NET
FEA	: Finite Element Analyses

SEMBOLLER LİSTESİ

a	: Eksenler arası uzaklık
B, B_e	: Nominal yük değeri
b_e, b_1, b_2	: Dişlilere ait genişlikler
B_{zul}	: Yüzey basıncı
C_s	: Darbe katsayısı
C_D	: Dinamik katsayı
C_T	: Yük taşıma hatası katsayısı
C_β	: Helisel dişli için katsayı
C_z	: Dişli esneme sabitesi
C	: Deformasyon katsayısı
d_{1n}, d_{2n}	: Normal kesitte taksimat dairesi çapı
d_2	: Ayna dişli bölüm dairesi çapı
d_{e1}, d_{e2}	: Eşdeğer yuvarlanma dairesi çapı
d_{m1}, d_{m2}	: Taksimat dairesi çapları
e_1, e_2	: Alın kesitte diş başı kavrama uzaklığı
e_{max}	: Yenme yükü sınırı
e	: Diş başı kavrama uzaklığı
e_e	: Eşdeğer diş başı kavrama uzaklığı

f_e	: Temel adım hatası
f_{Rw}	: Diş yüzeyinin yön hatası alıştırmadan sonra
f_R	: Diş yüzeyinin yön hatası alıştırmadan önce
F_w	: Aşınma yükü
f_e	: Taban eğim hatası
g_e	: Uygulama katsayısı
h	: Diş yüksekliği
h_k, h_{k1}, h_{k2}	: Diş tüksekliği
h_f, h_{f1}, h_{f2}	: Diş dibi yüksekliği
h_{km1}, h_{km2}	: Dişbaşı yüksekliği
HB	: Brinell sertliği
i	: Çevrim oranı
i_e	: Eşdeğer çevrim oranı
Md	: Devre bağlı maksimum moment
m_{mn}	: Normal kesitteki taksimat dairesi modülü
m_e	: Alın kesitteki modül
N_{max}	: Devre göre maksimum motor gücü
n	: Devir
r_{ke1}, r_{ke2}	: Sanal eşdeğer dişlilerin taksimat yarıçapları
r_{p1}, r_{p2}	: Pinyon ve ayna dişli referans yarıçapı
r_{e1}, r_{e2}	: Sırt konilerin taban yarıçapları
r_{k1}	: Diş üstü dairesi yarıçapı
R_a	: Yuvarlanma konisi boyu
δ_1, δ_2	: Yuvarlanma koni açıları
α_n	: Basınç açısı
$\Delta\alpha$	: Basınç açısının değişimi
α_{a1}, α_{i1}	: Düzeltilmiş basınç açısı
α'_1, α'_2	: Diş temasının ortalama bölüm dairesi ile yaptığı açı
β_g	: Temas doğrusunun kavrama yüzeyinde çark eksenine ile yaptığı açı
β, β_1, β_2	: Spiral açıları
β_{s1}, β_{s2}	: Helis açıları

Σ	: Eksenler arası toplam koni açısı
σ	: Diş dibi gerilmesi
φ_p	: Temas açısı
φ_A	: Kaçıklık açısı
ε	: Profil kavrama oranı
ε_n	: Profil kaydırma oranı
ε_w	: Etkili kavrama oranı
ε_{sp}	: Adım kavrama oranı
u	: Yuvarlanma dairesindeki nominal çevre kuvveti
v	: Çevresel hız
u_{dyn}	: Dinamik çevre kuvveti faktörü
g_R	: Diş uyum faktörü
g_k	: Diş dibi katsayısı
L_h	: Ömür
S_{f1}, S_{f2}	: Diş dibi gerilmesi
S_{B1}, S_{B2}	: Diş kırılmasına karşı emniyet
S_F	: Yenmeye karşı emniyet
S_{G1}, S_{G2}	: Pittinge karşı emniyet
q_{w1}, q_{w2}	: Diş dibi zorlanma katsayısı
β_{m1}, β_{m2}	: Pinyon ve Ayna dişlilerin helis açıları
α_m, α_n	: Kavrama açısı (normal kesitte)
σ_{D1}, σ_{D2}	: Diş dibi sürekli mukavemeti
v_F	: Kayma hızı
R_{rT}	: Toplam redüksiyon oranı
R_G	: Şanzıman dişli oranı
R_{rF}	: Nihai dişliler redüksiyon oranı
Y_E	: Yüzey basıncı için katsayı
Y_C	: Yüzey basıncı için katsayı
Y_β	: Yüzey basıncı için katsayı
Y_E	: Yüzey basıncı için katsayı
Y_{w1}	: Yüzey basıncı için katsayı
P	: Güç

K_0	: Yüzey mukavemeti katsayısı
n	: Devir
R_{rT}	: Toplam redüksiyon oranı
R_G	: Şanzıman dişli oranı
R_{rF}	: Nihai dişliler redüksiyon oranı
$r_{di n}$	: Lastik yarıçapı
R_1	: İç teker Merkez uzaklığı
R_2	: Dış teker merkez uzaklığı
$tg\alpha_e$	: Eşdeğer basınç açısı
t_e	: Eşdeğer adım
t_e	: Eşdeğer adım
t_n	: Normal adım
x_{m1}, x_{m2}	: Profil kaydırılması
x_{m1}, x_{m2}	: Profil kaydırılması
χ_1	: İç tekerleğin aldığı yol
χ_2	: Dış tekerleğin aldığı yol
χ	: Modül için profil kaydırma faktörleri
Y_{NT}	: Ömür faktörü
Y_X	: Büyüklük faktörü
z_1, z_2	: Diş sayıları
z_{e1}, z_{e2}	: Eşdeğer diş sayıları
z_{1n}, z_{2n}	: Taksimat dairsinde eşdeğer diş sayısı
z_{s1}, z_{s2}	: Diş sayısı ondalık sayı

1. GİRİŞ

Tasarımın yapılma amacı temelde bir ihtiyacın giderilmesi için yapılan çalışmalardır. Tasarım, öngörülen bir ihtiyacın veya mevcut bir sistemin ihtiyaçlar doğrultusunda geliştirilmesi veya farklı bir problemin çözümüne yönelik analiz, sentez, ölçme, kontrol ve dizayn yöntemlerinin kullanılmasıyla yürütülen faaliyetlerdir [1].

Bilgisayar destekli tasarım, tasarımın yapılmasını kolaylaştırmak daha hızlı üretim aşamasına getirmek ve bilgisayar yardımıyla makine veya parça üzerindeki gerilme ve yükleri görebilmek için kullanılan bir yöntemdir. Hızla gelişen Otomotiv Endüstrisinin temel ihtiyaçlarından biri olan diferansiyel dişli kutusu sistemleri, tekerlekli araçlarda kullanılan aktarma sistemlerden birini oluşturmaktadır. Tasarım terminolojisi, son yarım asırlık dönemde oldukça değişmiştir. Makine mühendislik tasarımı, dört çeşide ayrılabilir.

1. Orijinal tasarımlar; aynı, benzer veya yeni bir amaçla orijinal bir tasarım çözümü uygulamayı kapsar.
2. Adapte tasarımlar; bilinen bir sistemi, yeni bir tasarımda uyarlamaktır.
3. Geçiş tasarımları; gerekli bazı düzeltme veya iyileştirmelerle mevcut bir ürünü geliştirmedir.
4. Değişken tasarımlar; fonksiyon veya tasarım çözümü sabit tutularak sistemin boyut veya oluşumunu değiştirmeyi içerir [2].

En genel çizgileriyle tasarlamak-tasarım; “gereksinim duyulan bir şeyin, ya da var olup da yeni kullanımları aranan bir ürünün zihinde kurgulanması ve projelendirilmesi” demektir. Nesneleri ve bunların üretimlerini, insanların yararlanması amacıyla kurgulamak, düzenlemek ve planlamak için harcanan bilinçli bir çabadır. Var olan, ya da olmayan herhangi bir şeyin biçimini, işlemlerini zihinde canlandırıp taslağını, modelini ve projesini hazırlama işidir. Kısaca gereksinim duyulan şeyin üretilmesi yolunda düşüncede kurgulanması, belirli bir sunum düzlemi üzerine aktarılarak projelendirilmesi ve uygulamaya konmasıdır. Bu haliyle çoğul düzlemli analizleri ve sentezleri içeren, kurgulama sürecinden itibaren çeşitli araştırmaları, irdelemeleri ve ayıklamayı gerektiren bir süreç ve aynı zamanda çok yönlü işlemler bütünüdür.

Psikolojisi, antropoloji, sosyal psikoloji, tarih –özellikle sanat ve teknoloji tarihi-güzel sanatlar, ergonomi ve benzerinden yararlanabilen çok yönlü bir disiplindir. Üç adet temel objesi vardır; diğer deyişle üç alanda etkinlik gösterir. Birincisi, ortam-mekânı tasarlar. İkincisi, ürünleri ve nesneleri tasarlar ve sonuncusu, servis adı altında toplanabilecek süreçleri tasarlar. Böylesine geniş bir etkinlik alanına sahip oluşu tasarımın matematik ve fen, sosyal ve estetik/insanlık bilim alanlarının tümünden destek, veri ve yöntem almasını gerektirir. Bu kapsamı dikkate alındığında pek çok alanla olduğu gibi, mühendislikle de sıkı bağlantı içinde olduğu, bu bağın kopması durumunda mühendisliğin yalnızca hesap kitap işine dayalı süreçlere ve işlere sıkışıp kalacağı açıkça söylenebilir. Tasarım gücünün yüksekliği tasarımcının tüm bilim alanlarıyla-alt çerçeveleriyle ve uygulamalarıyla yoğun bir bilgi alış verişi içinde olmasına bağlıdır [3].

Bilim alanlarındaki her gelişme-yenilik tasarımın yaratıcılık kapasitesini yükseltir. Bunlardan haberdar olabilmek, bunları kendi ilgi alanına uyarlayabilmek tasarımcıya yeni ufuklar açar [4]. Mevcut tasarımlar üzerinde belirli hedeflere yönelik analiz ve sentez sonucunda daha gelişmiş tasarımların meydana çıkarılması mümkündür.

1.1 Bilgisayar Destekli Tasarımın Endüstriye Katkıları

Bilgisayar destekli tasarım ve bilgisayar destekli üretim (CAD/CAM), verimliliğin artırılması amacıyla tasarım ve üretimde bilgisayarların kullanıldığı sistemlere verilen genel addır. Üretim ve üretim öncesi imalata yönelik çalışmaların bilgisayar yardımıyla yürütülmesidir. Bilgisayar destekli tasarım sistemlerinin en önemli özelliği grafik bilgileri çok hızlı ve doğru şekilde depolayıp geri çağırabilmesi, değiştirip ekranda gösterebilmesidir. Bu yolla mühendislik hizmetleri daha verimli hale gelmekte ve enerji, hammadde ve insan gücünün yararlı kullanılmasıyla ürün kalitesi artmaktadır. Tasarım ile ilgili boyut ve açıklayıcı bilgiler grafiklerle birlikte depolanabildiği için karmaşık mühendislik analizleri üretim maliyeti hesabi, raporlama faaliyetleri ve tasarımdaki uyumsuzluklar daha üretime geçilmeden belirlenebilmekte ve gerekli önlemler alınabilmektedir. Bilgisayar destekli tasarım ve bilgisayar destekli üretim sistemlerinin önemli bir özelliği de bir uygulamanın değişik aşamalarında çizimleri ve hesaplamaları yapan kişilerin aynı sistemi ayrı ayrı uyum içinde kullanabilmesidir. Ürün tasarımında ürüne ait teknik çizimler iki ya da üç boyutlu görüntüler ve yapılar ile tanımlanır. Üç boyutlu grafik sistemi kullanarak yapılan benzetim, iki şekilde olmaktadır. Birincisi,

Üretim aşamalarını ekran üzerinde oluşturarak üretim süresi ve ürünün üretim sırasındaki davranışlarını ekranda izlemektir. İkincisi de tasarımı gerçek bir ortamda davranışlarını incelemek için uygulanır. Bunun için kullanılan en uygun yöntem sonlu eleman analizi (FEA ~ Finite Element Analyses) yöntemidir.

Sonlu eleman analizi, nesneyi küçük bloklara bölerek belli etkiler altında ne şekilde deforme olduğunu inceleyen matematiksel analiz tekniğidir. Isı, basınç, akis karakteristikleri vb. elde edilmesiyle model üretimine gerek kalmadan imalat öncesi testlerin yapılmasını sağlar [5].

1.2 Tasarım Prosesinin Adımları

• İhtiyacın belirlenmesi

İşletmelerde ihtiyaçlar birçok noktada tanımlanmaktadır. Pek çok işletmede yeni tasarımlar oluşturabilmek için araştırma-geliştirme laboratuvarları mevcuttur. İhtiyaçlar genellikle mevcut durumda meydana gelen memnuniyetsizliklerden oluşur. İhtiyacın belirlenmesiyle, maliyetlerin düşürülmesi, güvenilirliğin veya performansın artması veya hep aynı ürünü tüketmekten bıkmış olan kişilere yenilik sağlamak amacıyla tasarımlar yapılmaktadır.

• Problemin tanımlanması

Tasarım prosesinin en kritik noktası, problemi tanımlamaktır. Problem mümkün olan en geniş bakış açısı ile belirlenmelidir. Problemle ilgili yeterli bilgi toplandıktan sonra analize geçilir ve böylelikle daha detaylı tasarımlara ulaşılabilir.

• Bilgi toplama

Tanımlanmış problemle ilgili bilgi için başvuru kaynakları incelenmelidir. Eldeki bilgilerden hangi sonuçlara varılabileceği belirlenmeli, ayrıca özel ihtiyaçlara cevap verebilirliği incelenmelidir.

• Kavramsallaştırma

Kavramsallaştırma adımı bir ihtiyacı karşılamak üzere yapılan bir tasarımı oluşturan elemanlar, mekanizmalar, prosesler veya konfigürasyonlar tanımlanır. Genellikle tasarım ile ilgili kavram oluşturulurken bir model izlenir. Bu model analitik ve deneysel olmak üzere iki adımdan oluşur ve çoğu mühendislik uygulamasında tasarımlar analitik modelleme kullanılarak yapılır. İyi bir tasarımın nasıl olması gerektiğinin ana hatları şunlardır;

- a) Başka yaklaşımları incelemeyen geleneksel tasarım prosesleri oluşturulmamalıdır.
- b) Tasarımın tümünü basitleştirmek amacıyla, tasarımın bir parçasına ait bir bileşeni gerektiği takdirde karmaşıktırılabilir.
- c) İçinden çıkamayacak kadar karmaşık bir tasarım küçük kısımlara ayırarak oluşturulabilir.
- d) Tasarımı yaparken, üründe kullanılması düşünülen malzemeleri bir arada incelenmelidir.
- e) Bilimsel gelişmeler izlenerek, yapılan tasarımlarda mümkün olduğunca uygulanmalıdır.

• Geliştirme

Tasarımın geliştirilmesi adımı tam ve eksiksiz olmalıdır. Bu adım, bilgisayar yardımı ile yapılan hesaplamalar ve analitik model üzerinden tasarımı içerir. Tasarımın her evresinde en önemli konu kontroldür. Kontroller matematiksel ve mühendislik olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Matematiksel kontrollerde analitik modelde kullanılan aritmetik durumlar gözden geçirilir. Mühendislik kontrolleri ise daha çok tasarımı yapan kişilerin görüşlerine dayanmaktadır.

• Uzlaşma

Tasarımın esas amacı kullanıcının ihtiyacını karşılamaktır. Bu yüzden sonuna ulaşılmış bir tasarımda mutlaka bir uzlaşmaya varılmalıdır. Tasarımın son aşaması olan uzlaşma hem sözlü olabilir, hem de kullanıcıya bir rapor olarak iletilebilir. İyi yürütülen bir tasarım projesinde proje yürütücüsü ile kullanıcı arasında sürekli bir diyalog olmalıdır [5].

2. DIŞLİ ÇARK VE DIŞLİ ÇARK MEKANİZMALARI

2.1 Genel İfadeler ve Sınıflandırma

Güç ve devir ileten elemanlardan en çok kullanılan dişli çark mekanizması olup, en az iki dişliden oluşan bir sistemdir. Dişli çark mekanizmaların da millerin birbirlerine göre konumları; paralel, kesişen veya aykırı durumda olabilir. Buna göre kullanılan dişli çarklar; silindirik dişli çarklar, konik dişli çarklar ve vida mekanizması olarak üç ana sınıfa ayrılırlar. Her sınıfın da diş şekline göre kendi alt grupları mevcuttur [6].

- **Paralel miller silindirik alın dişli çarklar**

- a) Düz dişli
- b) İç dişli
- c) Kremayer dişli
- d) Helisel dişli
- e) Çift helisel dişli
- f) Ok dişli

- **Kesişen miller konik dişli çarklar**

- g) Düz konik dişli
- h) Helisel dişli
- i) Eğrisel dişli

- **Aykırı miller vida mekanizmaları**

- j) Spiral dişli
- k) Sonsuz vida dişli

2.2 Düz Dişliler

Paralel milleri bağlamak amacıyla kullanılan düz dişli çarklarda, döndüren ve döndürülen dişliler ters yönde dönmektedir. Diğer dişlilere kıyasla tasarımı en kolay dişli

türüdür. Dişler eksenel kuvvetlere maruz kalmazlar. Şekil 2.1’de alın dişliler görülmektedir.



Şekil 2.1 Düz dişli

2.3 İç Dişliler

İç dişli mekanizmalarda, dış alın dişli pinyon çark, iç tarafına diş açılmış delik dişliyi kavrar, böylece her iki dişli de aynı yönde döner. İç dişli mekanizmalarında iç bükey ve dış bükey iki yüzey birbirleriyle temas halinde olduğundan birbirlerine yaslanmaları dış dişli çark mekanizmalarından daha iyidir. Bu nedenle, yüzey basıncı daha düşük, mukavemeti daha yüksek, kavrama oranı daha büyüktür. Düz ve helisel diş şekline sahip olabilirler. Planet mekanizmaları, elastik kaplinler, fren tamburu bu dişlilerin kullanıldığı çeşitli alanlardır. Şekil 2.2’de iç dişliler görünmektedir [7].

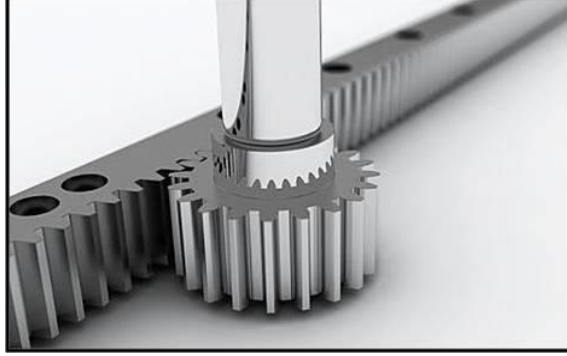


Şekil 2.2 İç dişli

2.4 Kremayer Dişliler

Dişli çapı sonsuza götürülürse kremayer dişliler elde edilir. Çoğunlukla düz formudur, ancak helisel ve çift helisel kremayer dişliler de mevcuttur. Dönme hareketini

ilerleme hareketine dönüştürmek için kullanıldığı gibi, düz, helis, çift helis dişli imalatında da kullanılır. Şekil 2.3’de kremayer dişliler görülmektedir.



Şekil 2.3 Kremayer dişli

2.5 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 ‘de helisel dişli görülmektedir.



Şekil 2.4 Helis dişli

2.6 Çift Helisli (Ok) Dişliler

Bu dişlilerin diş formu yan yana getirilmiş karşıt iki helis şeklindedir. Helisel

dişlilerde görülen aksenal kuvvetler çift helis dişlilerde dengelenir. Şekil 2.5'te çift helis dişli görülmektedir [7].



Şekil 2.5 Çift helisli (ok) dişli

2.7 Kesişen Millerle Kullanılan Dişliler (Konik Dişli Çarklar)

Eksenleri kesişen iki mil arasında güç ve hareketi sabit bir çevrim oranı ile ileten konik dişli çark mekanizmaları, dönme sırasında birbirleri üzerine kaymaksızın yuvarlanan iki koniye sahiptirler.

Kesişme açısı $\delta < 90^\circ$, $\delta = 90^\circ$, $\delta > 90^\circ$ (koniklik açıları toplamı) olabilse de, pratikte en sık rastlanan durum $\delta=90^\circ$ durumudur. Dişlerin uzunluk yönündeki durumlarına göre isimlendirilirler. Aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Düz Konik Dişliler
- Helisel Konik Dişliler

• Düz konik dişliler

Düz konik iki dişlinin paralel olmayan eksenlerde çalıştırılması ile elde edilir. Şekil 2.6'da düz konik dişli çifti görülmektedir.



Şekil 2.6 Düz konik dişliler

- **Helisel konik dişliler**

Yüksek hızlarda daha sessiz çalışma için dişleri helisel biçimde açılmış eğrisel konik dişliler kullanılır. Dişli çifti teması kesmeden diğer dişliler temasa geçtikleri için kinematik olarak düzgün çalışabilen dişlilerdir. Şekil 2.7’de helisel konik dişli görülmektedir.



Şekil 2.7 Helisel konik dişli

2.8 Aykırı Millerle Çalışan Dişliler (Spiral Dişli Çarklar)

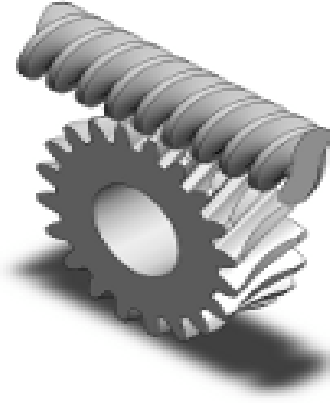
Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında güç ve devir ileten dişli çarklara spiral dişli çarklar denir. Aşağıdaki gibi tipleri vardır;

- Sonsuz Vida Mekanizmaları
- Spiral Dişliler
- Hipoid Dişliler

- **Sonsuz vida mekanizmaları**

Sonsuz vida mekanizmaları spiral dişli mekanizmalarının özel bir hali olup aralarındaki çaprazlık açısı 90° olan aykırı miller arasında hareket iletirler. Dişler arasındaki temas noktasal olmayıp, çizgisel olduğundan spiral dişlilere göre daha büyük yük nakledebilir ve büyük çevrim oranları sağlarlar. Tek veya çok ağızlı bir vida (genelde döndüren) ile döndürülen dişli çarktan oluşur. Genel olarak hacimlerine oranla çok büyük güç iletebilen, gürültüsüz ve darbesiz çalışan mekanizmalardır. Verimleri %40–90

arasındadır. Mekanizmanın çevrim oranı arttıkça verimleri azalır. Şekil 2.8 ‘de sonsuz vida mekanizması görülmektedir.



Şekil 2.8 Sonsuz vida mekanizmaları

- **Spiral konik dişliler**

Helisel iki dişlinin paralel olmayan 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. 9 da spiral konik dişliler görülmektedir.



Şekil 2.9 Spiral konik dişli takımı

- **Hipoid dişliler**

Spiral konik dişlilere benzemekle beraber pinyon mili kaydırılmıştır. Dolayısıyla

dişli eksenleri keşişmez. şekil 2.10’da hipoid dişli çifti görülmektedir. Otomobil diferansiyellerinde sıklıkla kullanılır.

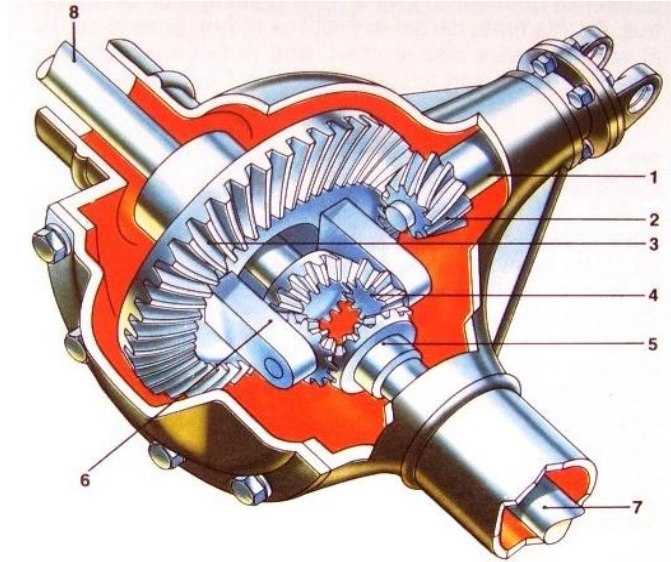


şekil 2.10 Hipoid dişli çifti

3. DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU

3.1 Diferansiyel Dişli Kutusunun Yapısı ve Çalışma Prensibi

Motor tarafından üretilen gücün; aracı tahrik edilebilmesi için, tahrik türüne göre önden, arkadan yada dört tekerden tahrik sistemlerine bağlı olarak tahrik tekerlerine kadar iletilmesi gerekmektedir. Bunun için aktarma organları kullanılmaktadır. Diferansiyelin amacı, kardan mili torkunu akslara ve taşıtın tahrik tekerlerine iletmektir. Şekil 3.1’de diferansiyel dişli parçaları görülmektedir.



Şekil 3.1 Diferansiyel dişli kutusunun parçaları

1. Pinyon mili
2. Pinyon dişlisi
3. Ayna dişlisi
4. İstavroz dişlisi
5. Aks dişlisi
6. Dişli gurubu yataklanması
7. Sağ teker aksı
8. Sol teker aksı

Kardan milinin arka akslara ileteceği hareket pinyon dişlisi aracılığı ile arka köprüde bulunan diferansiyele ulaşır. Konik yapıdaki ayna dişli, aracın eksenini boyunca olan döndürme hareketinin açısını 90° değiştirerek arka akslara itilmesini sağlar. Pinyon dişlisi ile sürekli kavrama halinde olan diğer konik dişli ayna dişlisidir. Ayna dişlisi gerek çap gerekse diş sayısı bakımından pinyon dişliden büyüktür. Aralarındaki hareket iletme oranı aracına göre değişmekle beraber 5:1'e kadar çıkabilir. Bu nedenle transmisyondan gelen döndürme kuvveti daha da artırılarak arka akslara iletilir. Şüphesiz momentteki artmaya bağlı olarak devirde düşme meydana gelirdi, diğer bir deyişle ayna pinyon üzerinde bir redüksiyon sağlanır. Pinyon diferansiyel dişli kutusunun taşıyıcı muhafazası içinde yataklanır. Ayna dişlisi ise diferansiyel dişli kutusuna ya cıvatalarla ya da perçinlerle bağlıdır. Kutu bu şekliyle muhafaza içinde yataklanmıştır. Pinyon dişlisi ayna dişlisini döndürdüğü zaman kutuyu da beraberinde döndürür.

Diferansiyel dişli kutusu ve arka akslar arka köprü içindedirler. Arka köprü ortadan yanlara uzanan ve akslar için muhafazalık görevi yapan iki kovanı vardır. Bunlara aks kovanı denir. Her kovanın içinde birer aks vardır. Aksların dış uçlarına tekerlekler bağlanmıştır. Aksların tekerleklerle bağlanan uçları flanşlıdır. İç taraftaki, diferansiyel dişli kutusunun içinde kalan uçlarında ise birer konik aks dişlisi bulunur. Konik aks dişlileri akslara frezelidir. Bu bakımdan bu dişliler döndüğü zaman aksları da beraberlerinde döndürürler. Konik aks dişlileri iç frezeleri ile akslara geçmiş durumdadırlar; dış tarafları ise diferansiyel dişli kutusunun içinde yataklanmışlardır. Ancak, kutu dönerken aks dişlileri kutu ile birlikte dönmezler. Aks dişlilerinin kutu ile dönmeleri için başka şartlar gereklidir. Diferansiyel dişli kutusunun içinde istavroz adı verilen dişliler vardır. Bunlar iki veya dört tanedir. İstavroz dişlileri istavroz adı verilen bir çatalın üzerinde yataklanırlar. İstavroz ise kutuya geçmiş ve kutu ile birlikte dönecek şekilde yataklanmıştır.

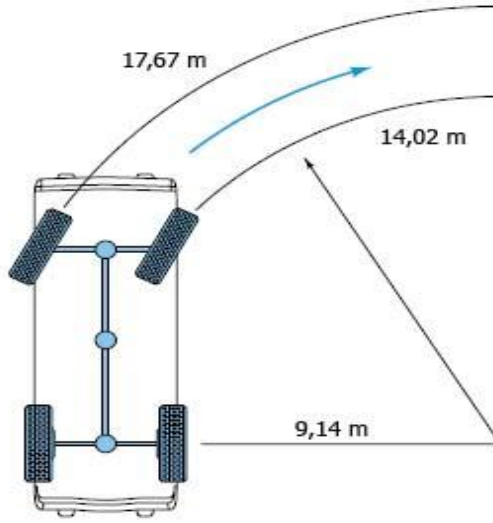
Viraj dönüşü sırasında tekerlekler farklı açılar oluşturur. Ayrıca ön ve arka aks farklı büyüklükteki viraj yarı çaplarını kat eder ve bu durum tekerlekler arasında devir farklılıklarına yol açar. Diferansiyel bu devir farklılıklarını eşitlemektedir. Bir aksta tahrik edilen tekerleklerin dengelenmesi için genellikle konik diferansiyel dişlisi kullanılır. Düz hareket sırasında güç akışı konik dişli, ayna dişli ve içerisinde bulunan istavroz dişlisini de birlikte çeviren diferansiyel kutusu ve buradan aks mili dişlileri vasıtasıyla güç aktarımını aks millerine taşır.

Tahrik edilen tekerlekler arasındaki devir farklılıkları (viraj dönüşü veya tek taraflı yol tutuş kaybı sırasında) istavroz dişlilerinin kendi eksenini etrafında dönmeleriyle dengelenir. Tahrik edilen aksın yol tutuşunu güçlendirmek için diferansiyelle kilit olarak bilinen mekanizma konulur [8].

• Diferansiyelin görevleri

Diferansiyeller şaft mili ile akslar arasında bulunan bir güç aktarma organıdır. Bu sistemin görevleri de şu şekilde sıralanabilir:

1. Şafttan gelen hareketi 90 derece döndürerek tekerleklerle iletir. Motoru önde olan arkadan itişli taşıtlarda, şaftın dönme eksenine tekerleklerin dönme eksenini birbirine dik durumdadır. Şaftın hareketi tekerleklerle 90 derecelik yön değişimi gerektirir, buda diferansiyel tarafından sağlanır. Şaftın döndürdüğü pinyon dişli ve pinyon dişliden hareket alan ayna dişli, 90 derecelik bir açı bulunan birer konik dişli olduklarından bu dönüşü meydana getirirler.
2. Virajlarda içteki tekerin az dıştaki tekerin fazla dönmesini sağlayıp, taşıtın emniyetli dönüşüne imkân verir. Taşıt bir virajı dönerken, tekerlekler belli bir merkez etrafındaki çemberler üzerinde dönecektir. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi, dış teker, iç tekere göre daha büyük bir çember üzerinde dönecektir. Eğer her iki tekerlek aynı hızda dönseydi, tekerlekler birer metreden fazla sürüklenenecekti. Bu da tekerleklerin kısa zamanda aşınmasına, aynı zamanda taşıtın kontrolünü güçleştirip, emniyetini azaltacaktı.
3. Hız azaltıp tork artışı meydana getirerek, vites kutusunun daha küçük olmasını sağlar ve şaftın iletmek zorunda olduğu torku azaltır. Dişli prensiplerinden hatırlanabileceği gibi, hareket küçük dişliden büyük dişliye iletiliyorsa tork artışı meydana gelir. Pinyon dişlinin küçük, ayna dişlinin büyük olmasından dolayı tork artışı meydana gelir [9].



Şekil 3.2 Virajda taşıtın tekerleklerinin durumu [10]

3.2 Diferansiyel Dişli Kutusu Giriş Dişlileri

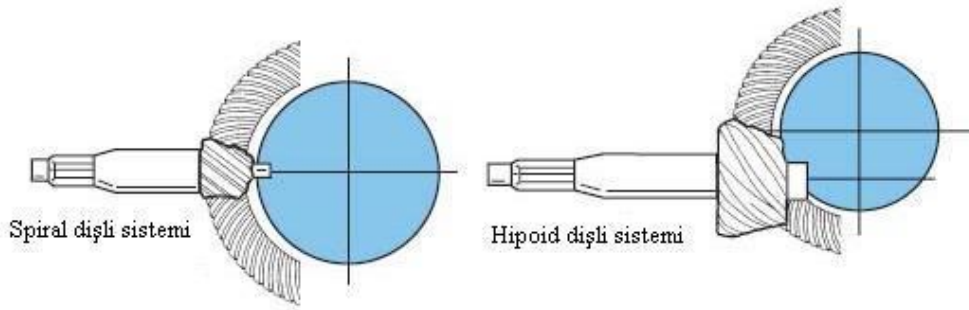
Günümüz otomobilleri diferansiyelinde helisel konik dişlinin kullanılması ile ayna ve pinyon dişli arasındaki ses kesilmiştir. Aracın viraj alması sırasındaki savrulmayı önleyebilmek için ağırlık merkezinin yere yaklaştırılması gerekir. Ancak ağırlık merkezi bir dereceye kadar yere yaklaştırılır. Kardan mili ağırlık merkezinin çok fazla yere yaklaştırılmasını engeller. Bu durumun ortadan kaldırılabilmesi için diferansiyellerde hipoid dişli kullanılmıştır.

Hipoid dişlilerdeki diş helisi hemen hemen helisel konik dişlerdeki ile aynıdır. Fakat hipoid dişlide bölüm dairesi yüzeyi temelde koniktir. Dişlilerde kullanılan teknik ifadesi ile iç yüzeyleri koniktir. Özetle diferansiyel ayna-pinyon dişlisi olarak düz konik dişler, helisel konik dişler ve hipoid konik dişler kullanılmıştır.

Hipoid dişliler kullanılarak aracın ağırlık merkezi yere yaklaştırılmış ve güçlükler yenilmiştir. Gerek düz ve gerekse helisel konik ayna-pinyon dişlilerinde, ayna dişlisi ile pinyon dişlileri aynı merkez ekseninde kesişiyorlardı. Hipoid dişlilerde pinyon eksen, ayna ekseninin altından geçer; Şekil 3.3'te spiral ve hipoid konik dişli çifti görülmektedir. Bir bakıma pinyon eksen, ayna dişlisinin dik eksenini merkezin biraz altında keser.

Böyle bir dişli sistemi ile kardan milini biraz daha aşağıya almak mümkün

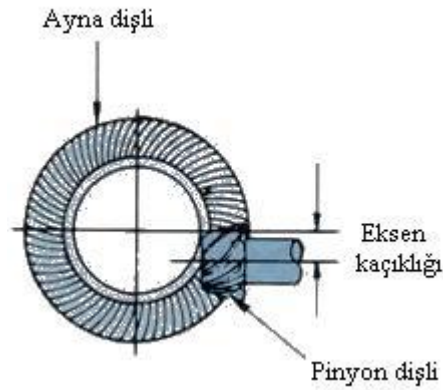
olmuştur. Şüphesiz kardana milinin biraz daha aşağıdan bağlanması araç ağırlık merkezinin yere yaklaştırılmasını sağlamaktadır.



Şekil 3.3 Spiral ve hipoid dişli sistemi [11]

• Nihai dişliler

Diferansiyelin nihai dişlileri ayna dişli ve pinyon dişliden meydana gelir. Şekil 3.4’de hipoid dişli çifti diş profilleri görülmektedir. Önden çekişli araçlarda diş profilleri helisel, arkadan çekişli araçlarda ise diş profilleri hipoid konik olan nihai dişliler kullanılır [9].

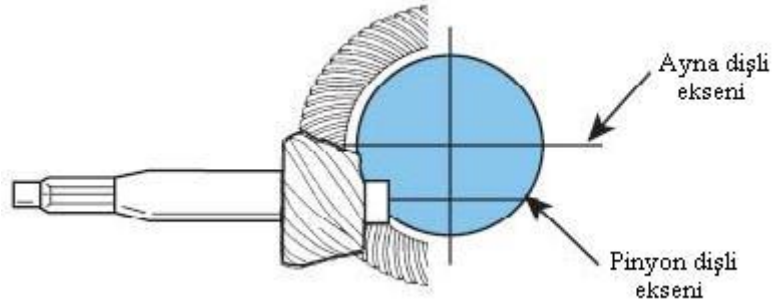


Şekil 3.4 Nihai dişlilerin görünümü

• Hipoid konik dişli

Şekil 3.5’de pinyon dişlinin eksenini ayna dişlinin merkez ekseninden kaçıkta göstermektedir. Dişler

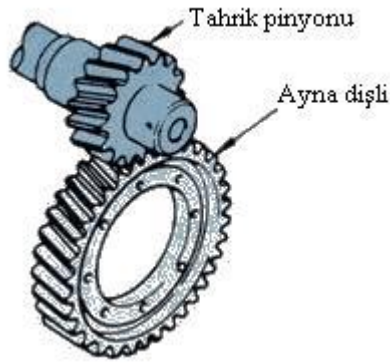
geniş temas yüzeylerinde kavramış ve bu özellik sayesinde hipoid konik dişliler çok sessiz çalışırlar. Hipoid konik dişliler güçlü yağ filmi oluşturabilen hipoid dişli yağ ile yağlanır.



Şekil 3.5 Hipoid konik dişli eksen kaçıklığı

- **Helisel dişli**

Önden çekişli araçlarda da hipoid dişli yerine Şekil 3.6'da görülen helisel dişliler kullanılır. Tahrik pinyonunun helisel dişleri ayna dişlinin dişleriyle karşılıklı olarak hep aynı noktadan kaymaksızın temas ederek çalışır. Bu yüzden, ses ve titreşim seviyesi minimumda tutulmuş olur ve tork aktarma verimi yüksektir.



Şekil 3.6 Helisel dişliler

- **Nihai Redüksiyon Oranı**

Dişlilerin redüksiyon oranı transmisyon tarafından değiştirilen ve daha sonra kardan miline (FR araçlarda Motor önde aktarım arkada) veya çıkış milinin tahrik

pinyonuna (FF araçlarda Motor önde aktarım önde) aktarılan torkun (a), motorun torkuna ve hızına (b) oranıdır. Benzer şekilde, nihai dişlilerin (diferansiyelin) redüksiyon oranı nihai redüksiyon oranı olarak adlandırılır.

Nihai redüksiyon oranı aracın motor gücü, araç ağırlığı, hızlanma performansı ve tırmanabilme kapasitesi gibi özellikleri dikkate alınarak belirlenir. Normal olarak redüksiyon oranı, yüksek hız için tasarlanan binek araçlarda 3 ile 5 arasında, büyük yük taşımak için tasarlanan kamyonlarda 5 ile 8 arasında seçilir.

$$\text{Nihai redüksiyon oranı} = \frac{\text{ayna dişlinin diş sayısı } (z_2)}{\text{tahrik pinyonunun diş sayısı } (z_1)}$$

Arka akslarda kullanılan hareket iletme oranları genellikle 3:1 ile 4,5:1 arasında değişir. Diferansiyelde böyle bir oranın sağlanması vites kutusu yapımını kolaylaştırmıştır. Motorun maksimum moment, maksimum verimle verdiği belirli devirleri vardır. Motorun bu devirlerin üzerine çalıştırması zararlıdır. Motorla uyum içinde bulunan bir vites kutusu aracılığı ile sürücü aracı motorun uygun devirlerinde değişik hızlarla sürebilir. Hâlbuki vites kutusunun üzerindeki en düşük vites olan birinci vitesle aracın yerinden kaldırılması zordur. Diğer taraftan direkt hareket vitesinde motor momentinin üstünde bir moment artışı söz konusu değildir. Bu nedenle arka akslarda bir miktar moment artışına imkân verecek redüksiyona gerek vardır.

Ayna pinyon arasındaki hareket iletme oranı ihtiyaç duyulan moment artışı gerçekleştirir. Ayna pinyon arasındaki bu hareket oranları vites kutusu çıkışından alınan momentin 3 - 4,5 kat artmasına imkân verir [9].

Tablo 3.1 Bir otomobildeki nihai redüksiyon oranı [12]

	Şanzıman dişli oranı	×	Nihai dişli oranı	= Toplam redüksiyon oranı
1. vites	3:1		3:1	9:1
2. vites	2.5:1		3:1	7.5:1
3. vites	1.5:1		3:1	4.5:1
4. vites	1:1		3:1	3:1
5. vites	0.75:1		3:1	2.25:1

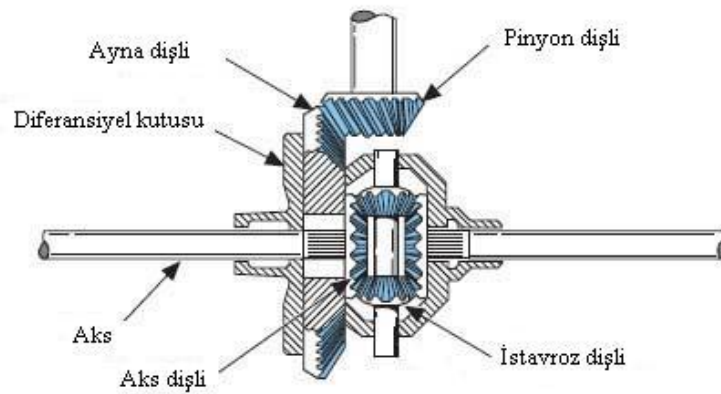
Redüksiyon oranı normal olarak, bir tam sayı olarak seçilemezler. Bu, karşılıklı çalışan dişlilerin, ani olarak aşınmalarına neden olacak şekilde, hep aynı dişli çiftleri olmasını engellemek amacıyla bu şekilde yapılır. Çıkış milinin torku ve hızı nihai dişlilere aktarılırken, redüksiyon oranına bağlı olarak hızı düşer ve torku artar.

Hızlanma performansı ve tırmanabilme kapasitesi redüksiyon oranı arttırılmasıyla elde edilebilir. Ancak, bu yapıldığında aracın yüksek hız performansı kaybolacaktır. Bazı kamyon, otobüs ve diğer ağır hizmet araçlarında yüksek - düşük redüksiyon oranını değiştirebilecek bir anahtar mekanizması bulunur, yüksüz ve yüklü çalışma koşulları arasında değişen çeşitli yüklerde çalışma imkânı sağlar.

3.3 Diferansiyel Dişli Gurubunun Temel Fonksiyonu

Kardan mili tarafından aktarılan krank mili dönme devri, gücün pinyon dişliden ayna dişliye aktarılması esnasında azaltılır. Buna karşın aktarılan tork değeri yükselir ve şanzımanın hareket yönü 90 derece değiştirilir. Şekil 3.7’de gösterildiği gibi iki istavroz dişli ve iki aks dişli, ayna dişli ile beraber diferansiyel gövdesi içinde bulunurlar.

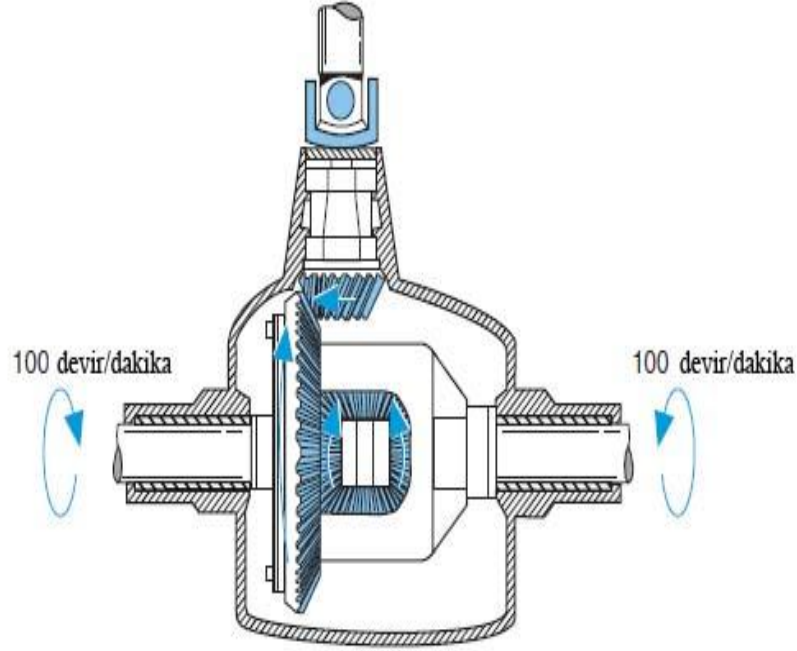
Diferansiyel gövdesi döndüğü zaman, istavroz dişli mili yardımıyla diferansiyel gövdesine tutturulmuş istavroz dişlileri aks dişlilerini tahrik etmek suretiyle dönme hareketi yapar. Aks dişlileri arka aks millerine freze ile bağlı olduğundan tekerleklere gücü aktarırlar.



Şekil 3.7 Diferansiyel dişlilerin adlandırılması

- **Düz ileri hareket durumu**

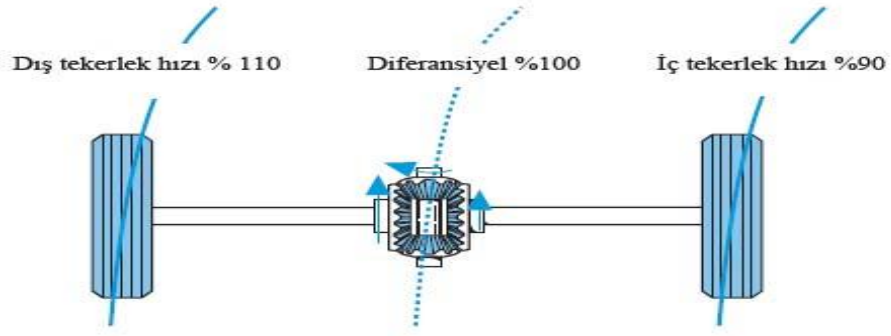
Düzgün bir yolda araç öne doğru hareket ederken iki tekerleğinin dönme direnci hemen hemen aynıdır. Bu yüzden, aks dişlilerinin ikisi de istavroz dişlileri ile eşit miktarda hareket eder ve bütün parçalar tek bir grup halinde hareket ederler. Her iki arka aks milinin de dirençleri aynı olduğundan istavroz dişlileri dönmezler ancak ayna dişli, diferansiyel gövdesi ve istavroz dişli ile birlikte tek bir grup halinde dönerler. Bu durumda, istavroz dişlileri sadece sağ ve sol aks dişlileri birleştirme fonksiyonunu gerçekleştirir. Sonuçta, Şekil 3.8’de görüldüğü gibi istavroz dişlilerinin dönüşü ile birlikte tek bir grup halinde dönen iki aks dişlisi, tekerleklerinin aynı devirde dönmelerine neden olurlar.



Şekil 3.8 Düz ileri hareket durumu

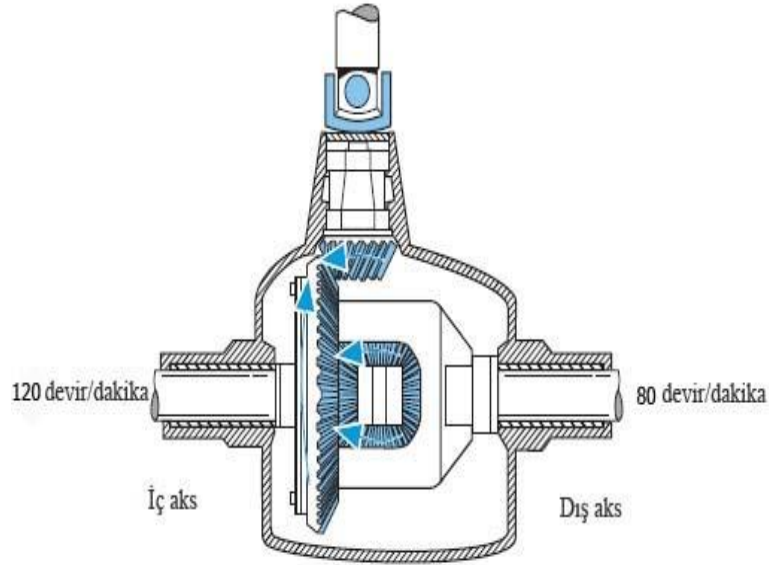
- **Viraj alma durumu**

Araç viraja girdiği zaman, iç tarafta kalan tekerlek dıştakine nazaran daha az yol kat eder. Şekil 3.9’ da görüldüğü gibi, sol taraftaki iç dişlisine bir direnç tatbik edildiği için, istavroz dişlilerin her biri arka aksın etrafında dönerken aynı zamanda kendi milleri etrafında da dönerler.



Şekil 3.9 Viraj alma esnasında aracın tekerleklerindeki hızlar

Sonuçta sağ taraftaki aks dişlisinin Şekil 3.10’da görüldüğü gibi devri artar. Bir başka deyişle, istavroz dişlileri, istavroz dişli mili etrafında döndüğünden, istavroz dişlileri bir taraftan aks dişlisinin hızını azaltırken diğer taraftaki aks dişlisinin hızını ise o kadar artırırlar. Bir başka şekilde söylemek gerekirse, istavroz dişlilerinin devir ortalaması ayna dişlinin devrine eşittir.

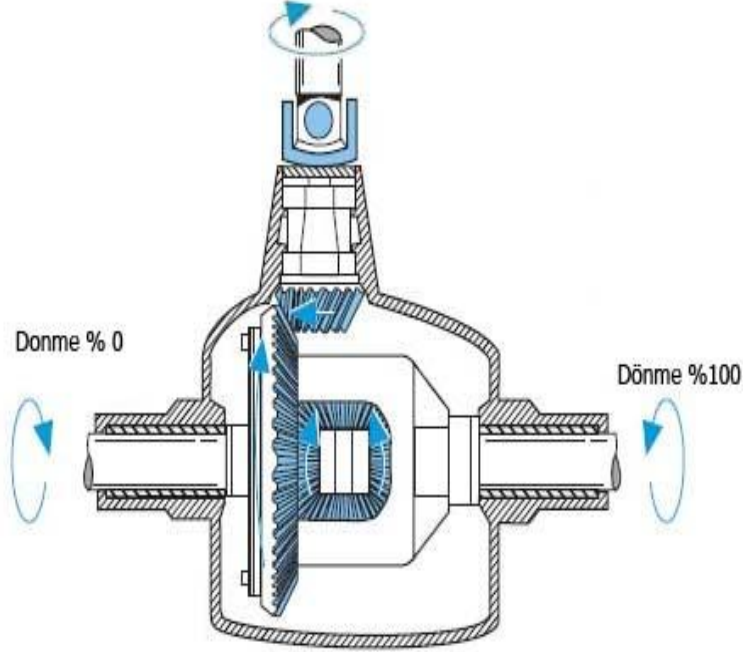


Şekil 3.10 Viraj alma esnasında diferansiyel’den akslara iletilen hızlar

- **Tek tekerleğin kaygan yüzeyde olması durumu**

Eğer tekerleklerden biri çamura girerse, gaz pedalına basıldığında patinaj yapmaya başlar. Bunun nedeni çamurlu yüzeyin düşük sürtünme direncidir. Böyle bir durumda tekerliğin çamurdan çıkarmak çok zordur çünkü ayna dişlinin iki katı hızında dönen

çamurdaki tekerlek hareket etme yerine tek başına patinaja devam eder. Şekil 3.11’de devir adetleri görülmektedir.

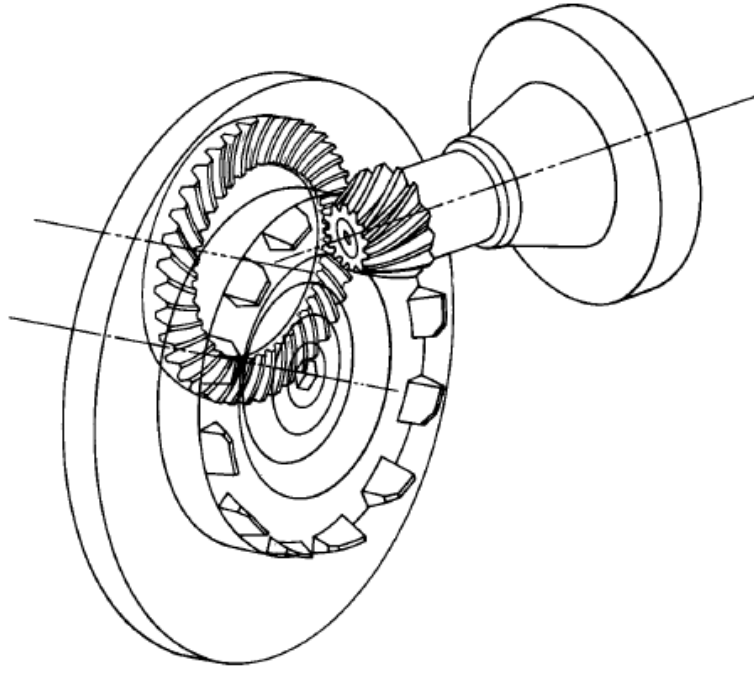


Şekil 3.11 Tekerleğin tek tarafta dönme durumu

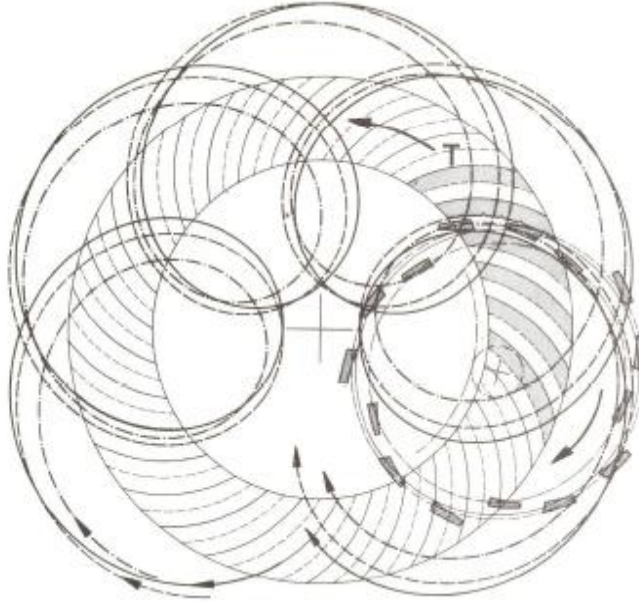
3.4 Hipoid Dişli Çarkların Boyutlandırılması

Taşıt tekniğinde oldukça yaygın olarak kullanılan hipoid dişli çarklar, konik dişli çark menşeli olup eksenleri kesişmeyen ve eksenler arasındaki açı 90^0 olan miller arasında güç ve hareket iletmede kullanılmaktadır. Pinyon dişli ekseninin ayna dişli eksenine uzaklığı a kadardır. Bu yüzden dişli yüzeyi dişli genişliği yönünde ilave bir kayma hareketine maruz kalır. Bu dişli çarklarda genellikle dişler kavis şeklinde ve sertleştirilmiştir [13].

Eğrisel konik dişlilerin açılmasında Gleason, Klingelnberg ve Oerlikon olmak üzere üç yöntem kullanılır. Oerlikon yönteminde Şekil 3.12 de takım kafası kendi eksenini etrafında dönmekle beraber bu merkez; plan dişlinin merkezi ile eş merkezli olan bir çember üzerinde devamlı olarak yuvarlanır. Bu şekilde dişlinin tüm dişlileri açılmış olur.



Şekil 3.12 Hipoid dişlinin oerlikon yöntemiyle makinede işlenmesi [14]



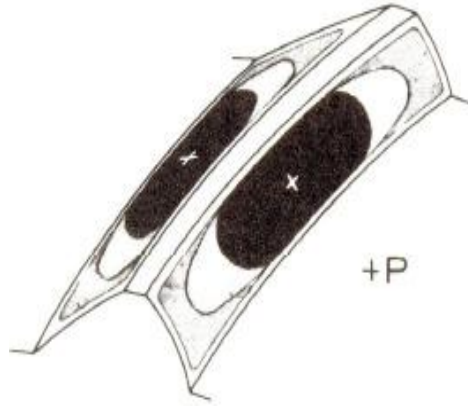
Şekil 3.13 Eksenleri çakışmayan ve paralel olmayan konik dişlilerin oerlikon yöntemiyle işlenmesi [15]

Oerlikon yönteminde Şekil 3.13’de ayna dişli üzerinde kesici takımın helisel konik diş açma konumu gösterilmiştir. Bu metoda da takım bıçakları takım eksenini etrafında

radyal olarak yerleştirildiğinden ve diş boşluğunun karşılıklı yüzeyleri birbirini takip eden bıçaklar tarafından kesilir. Oerlikon metodunda diş genişliği boyunca sabit diş derinliği elde edilir ve sabit diş boşluğu sağlanır [16]. Eksen yerini değiştirmek suretiyle daha büyük dış yanak temas yüzeyleri elde etmek mümkündür. Böylece daha büyük kuvvetler aktarılırlar. Hipoid dişlilerin boyutlandırılması, büyük çapta işlenecek tezgâhın verilerine bağlıdır. Aşağıdaki örnek dişli sisteminin tasarımında olduğu gibi genel olarak dişlilerin boyutları ve faktörler ortalama çapa göre verilmesidir [13].

- Oldukça sessiz hareket iletimi sağlanır.
- Mafsal girişi daha alçakta tutulabilir.

En az aşınmada gürültüsüz bir harekete erişmek için dış yanaklarının, dişlilerin bölüm dairsine temas etmesi gerekir. Şekil 3.14’de dişlinin temas noktası P olarak alınır.



Şekil 3.14 Ortalama bölüm dairesi üzerinde P noktasının gösterimi [15]

• Hipoid dişli hesabı

Hipoid dişli tasarım metodu iki aşamadan oluşur. Birinci aşamada literatür önerilerine bağlı tasarım hesaplama değerleri seçilir. Buradan geometrik parametreler bulunur. İkinci aşamada ise ilk aşamadaki değerler ve kesici takımın geometrik parametre değerleri hesaplama değerlerinin emniyet kontrol aşamasından oluşmaktadır [17].

Şaft açısı $\Sigma = 90^\circ$ olan ve eksenleri kesişmeyen konik dişli çarkların ölçüleri ve geometrik bağıntıları için seçilen indis 1 pinyon dişli, indis 2 ayna dişli, indis e eşdeğer alın dişli çarkların büyüklükleri, indis s eşdeğer spiral dişli çarkların büyüklükleri indis m

konik dişli çarkların orta ölçüleri ve indis n normal kesitteki büyüklükler içindir.

Oerlikon yönteminde ağır ve hafif motorlu araçların arka aksı için, hipoid konik dişli sürekli mukavemeti, mekanizma yük taşıma kabiliyetinin tespiti, yük taşıma hassasiyetinin tespiti, dişin kırılmaya karşı emniyeti, pitting (çukurcuklar) teşekkülüne karşı emniyet ve yenmeye karşı emniyet hesapları için ön değerlerin belirlenmesi için;

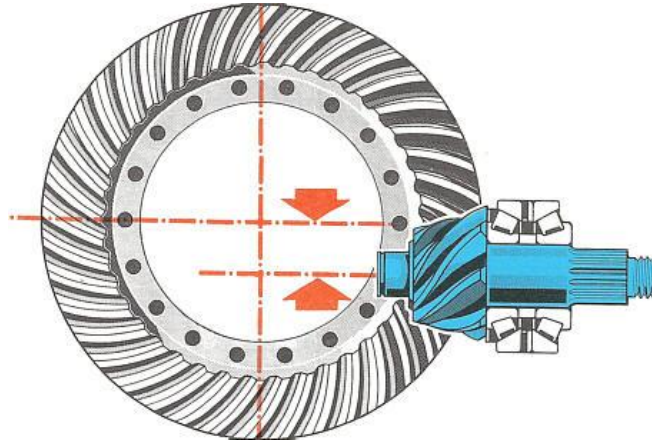
Eksenler arası mesafe a ;

$$2 a / d_{m2} = 0,32.....0,46 \text{ hafif motorlu araçlar ve endüstri için [17]}$$

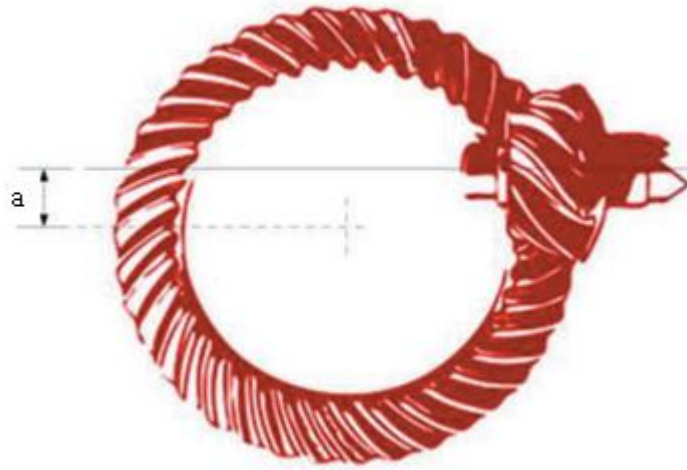
$$2 a / d_{m2} = 0,23.....0,33 \text{ ağır motorlu araçlar ve (kamyon için) [17]}$$

Çözüm için öncelikle yukarıdaki ön değerler esas alınarak d_{m2} , $\frac{2a}{d_{m2}}$, i 'nin seçimi

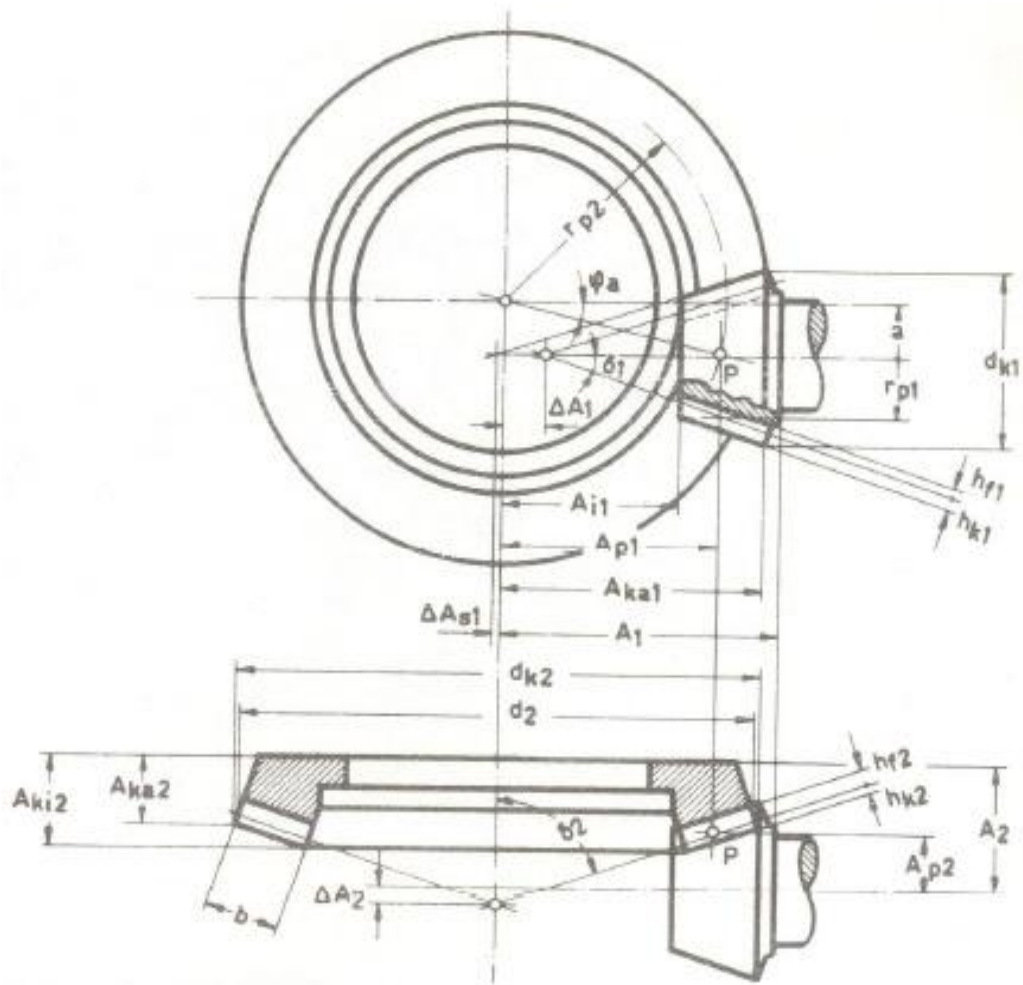
ve pinyon dişli minimum diş sayısı Tablo 3.2'den pinyon diş sayısı $z_1 = 8$ ayna diş sayısı $z_2 = 47$, ayna dişli bölüm dairesi çapı $d_2 = 218$ mm. Eksenler arasındaki açı $\Sigma = 90^\circ$, eksenler arası mesafe'nin seçimi ortalama bölüm dairesi çapına bağlı olarak alınmıştır. Şekil 3.15'de eksenler arası sapma artı (+) ve Şekil 3.16'da eksenler arası sapma eksi (-) olan dişli çarklar görülmektedir [13].



Şekil 3.15 Hipoid dişlide artı (+) sapma [18]



Şekil 3.16 Hipoid dişlide eksi (-) sapma [19]



Şekil 3.17 Hipoid dişli çark elemanları ölçülerinin sembollerle gösterilmesi [15]

3.4.1 Hipoid Dişli Çark Ölçülerinin Büyüklükleri

Hipoid dişli çark formülleri 20 nolu kaynaktan alınmıştır. Hesaplamalar ağır motorlu araçlar için yapılacaktır.

- Çevrim oranı i

Diş sayılarının birbirine oranı çevrim oranını vermektedir. Buradan eşitlik 3.1’de değerler yerine yerleştirilerek çevrim oranı hesaplanır.

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.1)$$

$$i = \frac{47}{8} = 5,875 \text{ olarak bulunur.}$$

$\frac{2 \cdot a}{d_{m2}}$ seçimi için bu bağıntıdan seçilen değerler $\frac{2 \cdot a}{d_{m2}} \approx \frac{0,9 i}{i + 4}$ eşitliğinde yerine konularak $\frac{2 \cdot 25}{193} \approx 0,26$ olduğundan ağır motorlu araçlar uygundur.

Tablo 3.2 Konik dişli çarklar için değerler [17]

Çevrim oranı i	i	2,4	3	4	5	6	10
Pinyon diş sayısı	z_1	15	12	9	7	6	5
Ayna diş sayısı	z_2	36	36	36	36	36	50

- Pinyon dişli referans çapının hesaplanması d_{m1}

Lüzumlu ortalama çap d_{m1} , işletme şartları, ayna ve pinyon dişli için seçilen malzemeye bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$f_B \approx 0,17...0,20...0,23 \text{ arasında değerler alır [20].}$$

Tablo 2.5’den $k_0 = 5$, Tablo 3.3’den $S_F = 1,6$ ve çelik-çelik birlikte karşı çalıştığı zaman $y_G = 1$ alınır [20].

Tablo 3.3 Lüzumlu emniyet katsayıları için değerler [20]

Emniyet	Ömürlü sınırsız mekanizma	Ömürlü sınırlı mekanizma
Diş kırılması $S_B \geq$	1,8 ... 4	1,5...2
Pitting teşekkülü S_G	1,3... 2,5	0,4...1
Yenme başlangıcı S_F	3 5	3 ...5

B_{zul} : yüzey basıncı

$$B_{zul} = f_B \frac{k_0 \cdot y_G \cdot y_H}{C_s \cdot S_G^{0,5}} \quad (3.2)$$

$$B_{zul} = 0,20 \frac{5 \cdot 1 \cdot 0,895}{1,5 \cdot 1,6^{0,5}} = 0,396 \text{ değerinin bulunmasından sonra pinyon ortalama}$$

bölüm dairesi çapı eşitlik 3.3'ten yaklaşık olarak hesaplanır.

$$d_{m1} \geq 113 \sqrt{\frac{P \cdot f_d}{n \cdot B_{zul}}} \quad (3.3)$$

$$d_{m1} \geq 113 \sqrt{\frac{11,20 \cdot 1,5}{875 \cdot 0,396}} \quad d_{m1} \geq 41,19 \text{ mm bulunur.}$$

- **Ayna koni açısı δ_2**

Ayna koni açısının tespiti için

$$\delta_2 = f(d_{m2} / 2a, z_1 / z_2) \quad (3.4)$$

Yuvarlanma koni açısı yukarıdaki fonksiyona bağlı olarak;

$$tg\delta_2 = \frac{d_{m2}}{2a} - \frac{d_{m2}}{2a} \frac{z_1}{z_2} + \frac{z_1}{z_2}$$

$$tg\delta_2 = \frac{193}{225} - \frac{193}{225} \frac{8}{47} + \frac{8}{47} = 3,374 \text{ buradan ayna dişli koni açısı}$$

$$\delta_2 = 73,51^0 \text{ bulunur.}$$

Kaçıklık açısı, temas açısı, pinyon dişli koni açısının tespit edilmesi için fi (φ) açısı eşitlik 3.5'ten hesaplanır.

$$\sin \varphi \approx \frac{2 \cdot a}{d_{m2}} \quad (3.5)$$

$$\sin \varphi \approx \frac{2 \cdot 25}{193} \approx \varphi = 15,01^\circ \text{ bulunur}$$

- **Kaçıklık açısı φ_A**

Kaçıklık açısı ayna dişli eksenini ile pinyon dişli eksenini arasında kalan açı eşitlik 3.6'dan hesaplanır.

$$\varphi_A = \arctg(\tg \varphi \cdot \sin^2 \delta_2) \quad (3.6)$$

$$\varphi_A = \arctg(\tg 15,01 \cdot \sin^2 73,51) = 13,85^\circ \text{ olarak bulunur.}$$

- **Pinyon dişli koni açısı δ_1**

Pinyon dişli koni açısının tespiti için δ_2 ve φ_A açılarına bağlı değerler ile eşitlik 3.7'de pinyon koni açısı δ_1 hesaplanır.

$$\delta_1 = \arcsin(\cos \delta_2 \cdot \cos \varphi_A) \quad (3.7)$$

$$\delta_1 = \arcsin(\cos 73,51^\circ \cdot \cos 13,85^\circ) = 15,97^\circ \text{ bulunur.}$$

- **Temas açısı φ_p**

Şekil 3.18'de ayna dişli ile pinyon dişlinin kesiştiği noktanın (P), ayna dişli eksenini ile yaptığı açı ;

$$\varphi_p = \arctg(\tg \varphi \cdot \sin \delta_2) \quad (3.8)$$

$$\varphi_p = \arctg(\tg 15,0147^\circ \cdot \sin 73,51^\circ) = 14,68^\circ \text{ bulunur.}$$

- **Spiral açıları β_1 ve β_2**

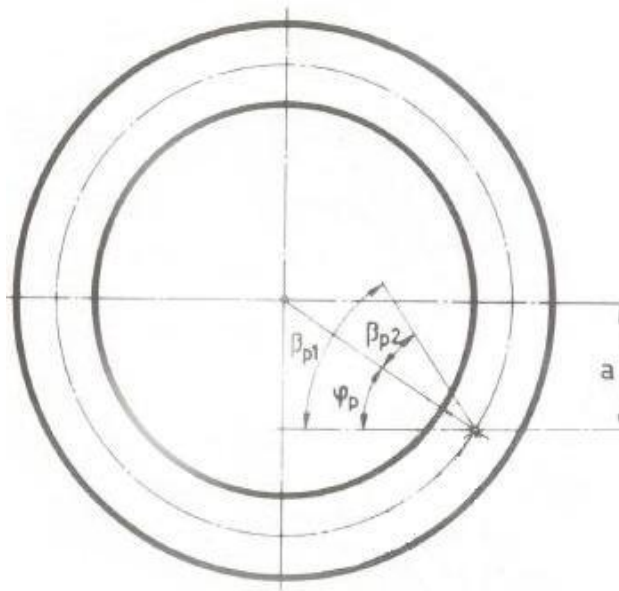
Pinyon ve ayna dişlinin helis açıları Şekil 3.18’de görülmektedir. Kaçıklığı pozitif olan Şekil 3.17’de hipoid dişli çarklarda β_1 helis açısı, ayna konik dişlinin β_2 helis açısından φ_p kadar daha büyüktür. β_1 ve β_2 helis açıları eşitlik 3.9 ve eşitlik 3.10’dan hesaplanır.

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{i \left(\frac{d_{m1}}{d_{m2}} \right) - \cos \varphi_p}{\sin \varphi_p} \quad (3.9)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{5,875 \left(\frac{41,19}{193} \right) - 0,967}{0,253} \quad \beta_1 = 48,51^\circ \text{ bulunur.}$$

$$\beta_2 = \beta_1 - \varphi_p \quad (3.10)$$

$$\beta_2 = 48,51 - 14,68 = 33,82^\circ \text{ bulunur.}$$



Şekil 3.18 Şekil üzerinde helis açılarının ve eksenler arası mesafenin gösterimi [15]

Dönme momenti $M_d = 11,20 \text{ daNm}$, motorun maksimum momentine uygun

olarak devir sayısı $n = 3500$ dev/dak, devir sayısına göre maksimum motor gücü $N_{\max} = 73$ BG olan bir taşıtta;

Tablo 3.4 Hipoid dişli çark malzeme tablosu [20]

C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	Ti	σ_D	k_o
0,14 - 0,19	1,00 - 1,30	0,15 - 0,35	0,80 - 1,10				42	5,0
0,12 - 0,17	0,40 - 0,60	0,15 - 0,35	1,40 - 1,70	1,40 - 1,70			44	5,0
0,11 - 0,16	0,70 - 1,00	0,15 - 0,35	0,80 - 1,10	1,30 - 1,60			44	5,0
0,17 - 0,22	0,40 - 0,60	0,20 - 0,35		1,65 - 2,00			45	5,0
0,14 - 0,19	0,70 - 1,00	0,15 - 0,35	0,80 - 1,10	1,30 - 1,60			45	5,0
0,17 - 0,22	1,10 - 1,40	0,15 - 0,35	1,00 - 1,30				45	5,0
0,19 - 0,24	0,70 - 1,00	0,17 - 0,37	0,80 - 1,10	1,30 - 1,60			47	5,0
0,15 - 0,20	0,40 - 0,60	0,15 - 0,35	1,80 - 2,10	1,80 - 2,10			47	5,0
0,17 - 0,23	0,80 - 1,10	0,17 - 0,37	1,00 - 1,30			0,04 - 0,10	47	5,0
0,25 - 0,30	0,70 - 0,90	0,20 - 0,35			0,20 - 0,30		47	5,0
0,18 - 0,23	0,70 - 0,90	0,20 - 0,35	0,40 - 0,60		0,08 - 0,15		47	5,0
0,17 - 0,22	0,45 - 0,65	0,20 - 0,35	0,40 - 0,60	1,65 - 2,00	0,20 - 0,30		47	5,0
0,13 - 0,18	0,70 - 0,90	0,20 - 0,35	0,40 - 0,60	0,40 - 0,70	0,15 - 0,25		47	5,0
0,15 - 0,20	0,70 - 0,90	0,20 - 0,35	0,40 - 0,60	0,40 - 0,70	0,15 - 0,25		47	5,0
0,18 - 0,23	0,70 - 0,90	0,20 - 0,35	0,40 - 0,60	0,40 - 0,70	0,15 - 0,25		47	5,0

• **Normal modül m_{mn}**

Modül dişlinin mukavemetini, güç nakledebilme kabiliyetini doğrudan belirleyen büyüklüktür. Dişli modülünü seçmek için çeşitli öneriler yapılır. Bunlardan bir tanesi diş sayısının tespit edilmesinden sonra modülü belirlemektir. Malzeme, yaklaşık diş sayısı ve diş genişliği gibi önemli parametreler yaklaşık olarak belirlendikten sonra modül hesaplanır. Helisel dişlide normal modül değeri ortalama bölüm dairesi çapının d_{m2} diş sayısına oranı ve dişlideki helis açısı ile çarpılmasıyla elde edilir.

$$m_{mn} = \cos \beta_2 \cdot \frac{d_{m2}}{z_2} \quad (3.11)$$

$$m_{mn} = 0,830 \cdot \frac{193}{47} \quad m_{mn} = 3,41 \text{ mm bulunur.}$$

$b_2 \leq 34,74$ buradan $b_2 = 33$ mm alınır.

- **Pinyon dişli çark genişliği b_1**

Ayna dişli diş genişliği b_2 ve temas açısına φ_p bağlı olarak pinyon dişli b_1 diş genişliği eşitlik 3.13'den değerler yerine konularak hesaplanır.

$$b_1 \approx \frac{b_2}{\cos \varphi_p} + 3m_{mn} \cdot \operatorname{tg} \varphi_p \quad (3.13)$$

$$b_1 \approx \frac{33}{\cos 14,68^\circ} + 3 \cdot 3,4 \cdot \operatorname{tg} 14,68^\circ$$

$b_1 \approx 36,78$ mm buradan $b_1 = 36$ mm olarak seçilir.

- **Normal kesitte kavrama açısı α_n**

Kavisli dişli için normal kesitte kavrama açısı $\alpha_n = 20^\circ$ seçilir [20].

- **Hipoid ve spiral dişlilerde kesme basıncı açısı $\Delta\alpha$**

Eğrisel konik dişlilerde kavrama açısı koninin kesitine göre, kavrama açısının büyüklüğü değişir. Seçilen kavrama açısı $\alpha = 20^\circ$ genelde dış konideki kavrama açısıdır. Kesme basıncı açısı yuvarlanma dairesinde birbirine temas eden her dişli yüzey noktası için dişli merkezlerinden çizilen yaylarla, dişli merkezlerini birleştiren doğru arasındaki dar açıdır [20].

$$\cos \Delta\alpha = 1$$

$$\alpha_{a1} = \alpha_{i2} = \alpha_n - \Delta\alpha = 20^\circ \text{ Büyük dişli yüzeyi içbükey, küçük dişli yüzeyi dışbükey}$$

$$\alpha_{i1} = \alpha_{a2} = \alpha_n + \Delta\alpha = 20^\circ \text{ Büyük dişli yüzeyi dışbükey küçük dişli yüzeyi içbükey}$$

3.4.2 Hipoid Dişli Çarklarda Profil Kaydırma h , h_k , h_f

- Diş boyutlarının hesaplanması

Diş üstü yüksekliği h_k , diş dibi yüksekliği h_f ve toplam diş yüksekliği h normal modüle göre eşitlik 3.14, eşitlik 3.15 ve eşitlik 3.16'dan hesaplanır.

$$h_k = 1 \cdot m_{mn} \quad (3.14)$$

$$h_k = 3,4 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_{mn} \quad (3.15)$$

$$h_f = 4,2 \text{ mm}$$

$$h = h_k + h_f \quad (3.16)$$

$$h = 7,6 \text{ mm}$$

- Düzeltilmiş diş boyutları

Profil kaydırılması pinyon dişlilerin diş tabanının zayıflamasını önlemek dişlilerin eksenleri arasındaki uzaklığı muhafaza etmek ve en önemlisi dişlilerin yük taşıma kabiliyetini ve yenme emniyetini, yükseltmek için profil kaydırmalı dişliler kullanılır.

Tablo 3.5 Profil kaydırılması [17]

Z_1	5...8	9	10	11	12	13	14
$X_{m1} = - X_{m2}$	0,70	0,66	0,59	0,52	0,44	0,38	0,30

Dişlinin profil kaydırılma faktörü X in de tespit edilmesi gerekir. Spiral dişlilerde dişli açma tezgâhlarını imal eden firmaların (Gleason, Klingeiberg, Oerlikon) özel tavsiyelerine dikkat edilmelidir. Profil kaydırılması Tablo 3.5'den, $z_1=8$ diş için seçildi.

$$X_{m1} = - X_{m2} = 0,70 \text{ değeri alındı.}$$

Diş yan boşluğu hesaba katılmadığı için diş boşluğu veya diş kalınlığı ilaveten verilir. Buradan ;

$$X_1 = 0,03(30 - Z_1) \text{ buradan } h_{k1} = 4,0 \text{ mm}, X_2 = 0,03(30 - Z_2), \text{buradan } h_{k2} = 2,8 \text{ mm}$$

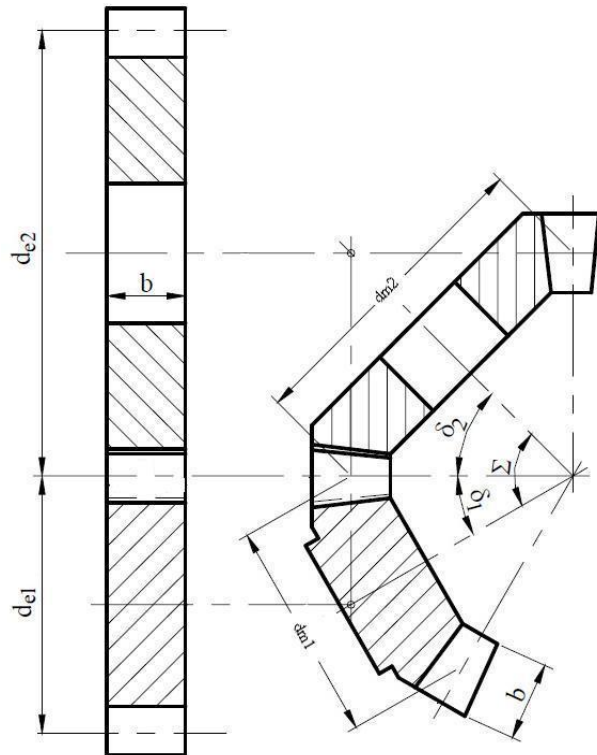
profil kaydırılması $X_{m1} = -X_{m2}$ olduğundan dişli eksenleri arasındaki uzaklık değişmez [20].

$$h = h_k + h_f \text{ buradan diş yüksekliği toplamı } h = 7,6 \text{ mm olduğundan}$$

$$h_{f1} = 3,6 \text{ mm}, h_{f2} = 4,8 \text{ mm değerleri elde edilir.}$$

3.4.3 Hipoid Dişli Çarklarda Eşdeğer Alın Dişli Hesaplamaları

Konik dişlilerin mukavemet hesaplarını yapabilmek için sanal eşdeğer dişli Şekil 3.20'den yararlanılır. Düz helisel ve kavisli konik dişli çark çiftinde yük taşıma kabiliyetinin hesabı düz helisel ve kavisli dişliye uygun eşdeğer alın dişli çiftine istinat ettirilir.



Şekil 3.20 Konik dişli çarkların yük taşıma kabiliyetlerinin hesabı için eşdeğer alın dişli çark [21]

Eşdeğer alın dişlinin indisi e , ölçüleri konik dişli çarkın ortalama ölçüleri indisi m ile ve bunun üzerine konik dişli çarkın nominal ölçüleri ile ifade edilmiştir.

- **Yuvarlanma dairesi çapı d_e**

Dişli çarkların birbirleri üzerinde yuvarlandığı dairedir ve dişler bu daire üzerinde oluşturulur. Yuvarlanma dairesinde eşdeğer çapların hesabı eşitlik 3.17 ve eşitlik 3.18'den hesaplanır.

$$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{\cos \Delta\alpha \cdot \cos \delta_1} \quad (3.17)$$

$$d_{e1} = \frac{41,194}{1.0,961} = 42,848 \text{ mm, eşdeğer yarı çap } r_{e1} = \frac{d_{e1}}{2}, \quad r_{e1} = 21,42 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = \frac{d_{m2}}{\cos \Delta\alpha \cdot \cos \delta_2 \cos^2 \varphi_p} \quad (3.18)$$

$$d_{e2} = \frac{193}{1.0,961 \cos^2 0,967} = 726,80 \text{ mm}$$

$$\text{Eşdeğer yarıçap } r_{e2} = \frac{d_{e2}}{2}, \quad r_{e2} = 363,40 \text{ mm olarak hesaplanır.}$$

- **Eşdeğer diş sayıları z_e**

Konik dişlilerin mukavemet hesapları için eşdeğer diş sayıları eşitlik 3.19 ve eşitlik 3.20'den hesaplanır.

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \Delta\alpha \cdot \cos \delta_1} \quad (3.19)$$

$$z_{e1} = \frac{8}{1.0,961} = 8,32 \text{ mm birinci dişli eşdeğer diş sayısı}$$

$$z_{e2} = z_{e1} \cdot \frac{d_{e2}}{d_{e1}} \quad (3.20)$$

$$z_{e2} = 8,32 \cdot \frac{726,80}{42,84} = 141,15 \text{ mm ikinci dişli eşdeğer diş sayısı}$$

- Eşdeğer çevrim oranı i_e

Eşdeğer çevrim oranı, eşdeğer diş sayılarının birbirine oranı ile eşitlik 3.21'den bulunur.

$$i_e = \frac{z_{e2}}{z_{e1}} \quad (3.21)$$

$$i_e = \frac{141,15}{8,32} = 16,96 \text{ bulunur.}$$

- Alın kesitteki taksimat dairesi modülü m_e

Alın kesitteki modül normal modüle ve helis açısına bağlı olarak eşitlik 3.22'den hesaplanır.

$$m_e = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_1} \quad (3.22)$$

$$m_e = \frac{3,411}{0,662} = 5,14 \text{ mm olarak hesaplanır.}$$

- Geometrik bağıntılar α_e

Alın kesitteki büyüklüklerle normal kesittekiler arasındaki bağıntılar;

$$\tan \alpha_e = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_1} \quad (3.23)$$

$$\tan \alpha_e = \frac{\tan 20}{0,662} = 0,549 \quad \alpha_e = 28,78^\circ$$

- Adım t_e

Bölüm dairesi üzerinde bir diş dolusu ile bir diş boşluğu toplamı eşitlik 3.24'den hesaplanır.

$$t_e = m_e \cdot \pi \cdot \cos \alpha_e \quad (3.24)$$

$$t_e = 5,14.3,14.0,481 \quad t_e = 14,17 \text{ mm bulunur.}$$

- **Adım kavrama oranı ε_{sp}**

Helisel dişlilerde dönme hareketi daha istikrarlı olmaktadır. Çünkü burada aynı anda birden fazla diş kavrama durumunda olduğundan toplam kavrama oranı daha büyük olmakta ve diş hata etkilerini kısmen dengelemektedir [20].

$\varepsilon_{sp} \geq 1$ için tamsayı adım kavrama oranı;

$$\varepsilon_{sp} = \frac{b_1 \cdot \sin \beta_1}{m_{mn} \cdot \pi} \quad (3.25)$$

$$\varepsilon_{sp} = \frac{36.0,749}{3,41.3,14} \quad \varepsilon_{sp} = 2,516 \text{ bulunur.}$$

- **Eşdeğer taksimat dairesi yarıçapları r_{ke}**

Kavrama uzaklığının hesaplanması için eşdeğer taksimat dairesi yarı çapları eşitlik 3.26 ve eşitlik 3.27'den bulunur.

$$r_{ke1} = r_{e1} + h_{k1} \quad (3.26)$$

$$r_{ke1} = 21,424 + 4,0 \quad r_{ke1} = 25,424 \text{ mm}$$

$$r_{ke2} = r_{e2} + h_{k2} \quad (3.27)$$

$$r_{ke2} = 363,40 + 2,8 \quad r_{ke2} = 366,202 \text{ mm bulunur.}$$

- **Dişbaşı kavrama uzaklığı (alın kesitte)**

Birinci veya ikinci dişlinin diş başının alın kesitteki kavrama uzaklığı eşitlik 3.28

ve eşitlik 3.29'dan hesaplanır.

$$e_1 = \sqrt{r_{ke1}^2 - (r_{e1} \cdot \cos \alpha_e)^2} - r_{e1} \cdot \sin \alpha_e \quad (3.28)$$

$$e_1 = \sqrt{646,379 - (10,316 \cdot 0,876)^2} - 10,316 \cdot 0,481 \quad e_1 = 6,82 \text{ mm bulunur.}$$

$$e_2 = \sqrt{r_{ke2}^2 - (r_{e2} \cdot \cos \alpha_e)^2} - r_{e2} \cdot \sin \alpha_e \quad (3.29)$$

$$e_2 = \sqrt{134103,905 - (363,40 \cdot 0,8764)^2} - 363,40 \cdot 0,481 \quad e_2 = 5,74 \text{ mm bulunur.}$$

- **Alın kesitteki adım kavrama oranı ε**

Dişlilerde kavrama oranı arttıkça sessizlik oranı artar. Kavrama oranı diş başı kavrama uzaklığının eşdeğer adıma bölünmesiyle elde edilmektedir. Kavrama oranı eşitlik 3.30'dan, ayna ve pinyon dişlileri için eşitlik 3.31 ve eşitlik 3.32'den hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{e_1 + e_2}{t_e} \quad (3.30)$$

$$\varepsilon = \frac{6,825 + 5,743}{14,178} = 0,866 \text{ bulunur.}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{e_1}{t_e} \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{6,825}{14,178} = 0,481 \text{ bulunur.}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{e_2}{t_e} \quad (3.32)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{5,743}{14,178} = 0,405 \text{ bulunur.}$$

- Normal kesitteki profil kavrama oranı ε_n

Profil kavrama oranı adım kavrama oranının temel dairesi üzerindeki temas noktası ile diş başı kavrama uzaklığı arasında kalan açı, aşağıdaki eşitlik 3.33 eşitlik 34 ve eşitlik 3.35'den hesaplanır.

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon}{\cos^2 \beta_g} \quad (3.33)$$

$$\varepsilon_n = \frac{0,866}{0,504} = 1,756$$

$$\varepsilon_{1n} = \frac{\varepsilon_1}{\cos^2 \beta_g} \quad (3.34)$$

$$\varepsilon_{1n} = \frac{0,481}{0,504} = 0,953$$

$$\varepsilon_{2n} = \frac{\varepsilon_2}{\cos^2 \beta_g} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_{2n} = \frac{0,405}{0,504} = 0,803$$

- Çevresel hız v

Aşağıdaki eşitlik 3.36'dan bir eksen etrafında sabit açısal hızla dönen dişli çarkların hızları hesaplanabilmektedir. Moment $M_{d1} = 44,8 \text{ daNm}$ ve devir $n = 875 \text{ dev/dak}$ olarak seçildikten sonra

$$v = \frac{\pi \cdot r_{m1} \cdot n_1}{30} \quad (3.36)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 20,594 \cdot 850}{30} = 1,88 \text{ m/s bulunur.}$$

- **Nominal yük değerinin bulunması B_e**

$r_{m1} = d_{m1} / 2$ formülünden ortalama bölüm dairesi yarı çapı $r_{m1} = 20,59$ mm bulunur. Birim yüzeye etki eden nominal yük değeri eşitlik 3.37'den hesaplanır.

$$B_e = \frac{M_d \cdot 10^3}{r_{m1} \cdot b_1 \cdot d_{e1}} \quad (3.37)$$

$$B_e = \frac{44,8 \cdot 10^3}{20,59 \cdot 36 \cdot 42,84} = 1,41 \text{ daN/mm}^2 \text{ bulunur.}$$

- **Diş genişliğinin bir mm sine düşen çevre kuvveti u**

Bir u çevre kuvvetiyle yüklenmiş bir dişlinin birbiri üzerinde yavaş yavaş dönmesinde kavrama uzaklığı kat edilirken her bir çarkın dönme yolu arasında küçük bir açı farkı oluşur.

Eşdeğer diş sayısının nominal yük değeriyle çarpılması ile diş genişliğinin bir mm sine düşen kuvvet hesaplanır.

$$u = B_e \cdot d_{e1} \quad (3.38)$$

$$u = 1,410 \cdot 42,84 = 60,41 \text{ daN /mm}^2$$

Tablo 3.6 Darbe katsayısı C_s için değerler

İş makinesinin tipi	Kuvvet kaynağı		
	Elektrik motoru	Türbin çok Silindirli motor	Tek silindirli motor
Takım tezgahlarının ana mekanizması, büyük kapasiteli asansör, döner vinçlerin merkez kısımları, maden ocağı vantilatörleri, yoğunluğu mütecanis olmayan cisimler için karıştırıcı, çok silindirli pistonlu pompalar, tevzi pompaları	1,25	1,5	1,75

Darbe katsayısı otomotiv endüstrisinde 1,0 - 2,5 arasında değer alır. Tablo 3.6'dan çok silindirli motor ve pistonlarda genellikle $C_s = 1,5$ değeri seçilir.

$$u \cdot C_s = 60,415 \cdot 1,5 = 90,62$$

- **Temel adım hatası f_e**

İmalattaki diş hatalarının etkileri ve montaj hatası ,millerdeki yükün etkisi koni tepesinin eksenlerin kesişme noktasından sapmasına sebep olur. Bunun sonucu diş yüzeyinin tek taraflı olarak yüklenmesi, dişlerin sıkışması temel adım hatasına sebebiyet vermektedir. Burada f_e birimi μ mikronmetredir. Temel adım hatası eşitlik 3.39'dan bulunur.

Yağ sıçrama faktörü $g_e = 2$ Tablo 3.7'den seçilir.

$$f_e = g_e \left[3 + 0,3 \cdot m_{mn} + 0,2\sqrt{d_2} \right] \quad (3.39)$$

$$f_e = 2 \left[3 + 0,3 \cdot 3,41 + 0,2\sqrt{218} \right]$$

$$f_e = 13,95 \mu \text{ bulunur.}$$

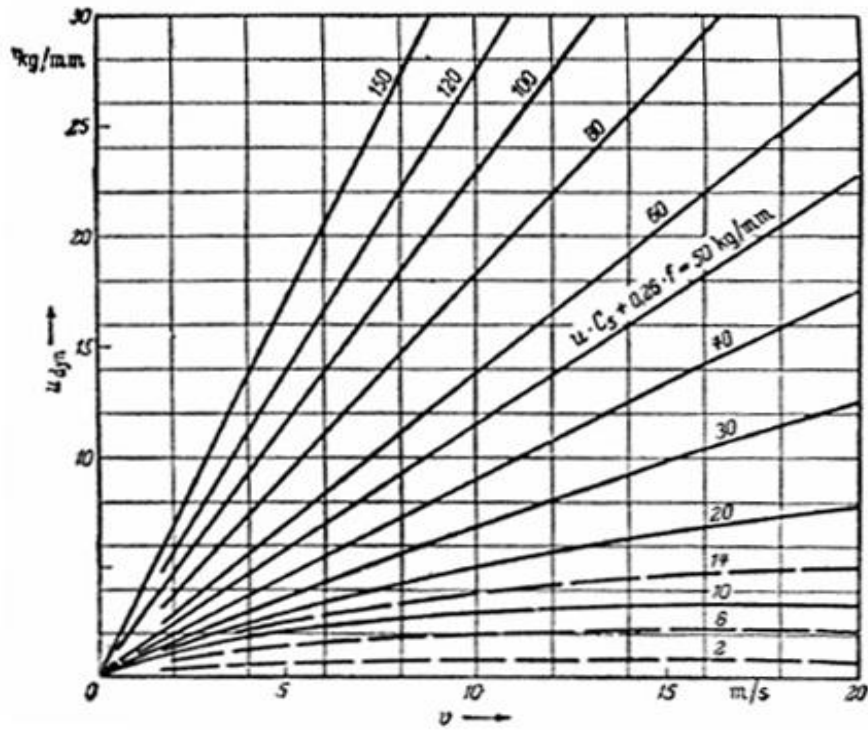
- **Diş genişliğinin bir mm sine düşen darbe faktörü**

Çevre kuvveti, darbe katsayısı ve temel adım hatasının hesaba katılmasıyla diş genişliğine bir mm sine düşen darbe faktörü eşitlik 3.40'dan bulunur.

$$u \cdot C_s + 0,26 \cdot f_e = 94,24 \quad (3.40)$$

- **Dinamik katsayının hesaplanması C_D**

Dinamik yük faktörü C_D katsayısı, dinamik çevre kuvveti u_{dyn} nin, v üzerinde taşındığı Şekil 2.11'de yükün ve hataların etkisi $u \cdot C_s + 0,26 f$ parametresi ile göz önüne alınmıştır [20]. Burada u_{dyn} için sınır değerlerine dikkat edilmelidir.



Şekil 3. 21 C_D ve u_{dyn} dinamik katsayıları [20]

Şekil 3.21'den $u_{dyn} = 4,4$ daN/mm² değeri seçildikten sonra dinamik katsayının ifadesi eşitlik 3.41'den hesaplanır.

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u \cdot C_s \cdot (\varepsilon_{sp} + 1)} \quad (3.41)$$

$$C_D = 1 + \frac{4,4}{60,41 \cdot 1,5 \cdot (2,51 + 1)} = 1,013 \quad C_D = 1,014 \text{ bulunur.}$$

- Diş yüzeyinin alıştırma sonrası yön hatası f_{Rw}

Tablo 3.7 Yağlama ve diş kalitesi için değerler, diş hataları f_e ve f_R

Çevre hızı V [m/s]	Yağlama	Diş yüzeyi	Kalite DIN 3962	Faktörler	
				g_e	g_R
4.....12	Daldırma ile yağlama	İnce tesviye edilmiş, rasba edilmiş	7 6	2 1,4	1,3 1,0

Diş yüzeyi genişliği boyunca hata;

Diş hatası ve diş başı daraltılması taksimat hataları gürültüyü hata büyüklüğü ile doğru orantılı olarak artırırlar. Devir adedi ne kadar yüksek ise bu etki o kadar yüksek olur. Yağlama ve diş kalitesi faktörü Tablo 3.7'den $g_R = 1,3$ olarak seçilir. Diş yüzeyi boyunca hata eşitlik 3.42'den hesaplanır.

$$f_R = g_R \cdot \sqrt{b_2} \quad (3.42)$$

$$f_R = 1,3 \cdot \sqrt{33} = 7,46 \mu \text{ bulunur.}$$

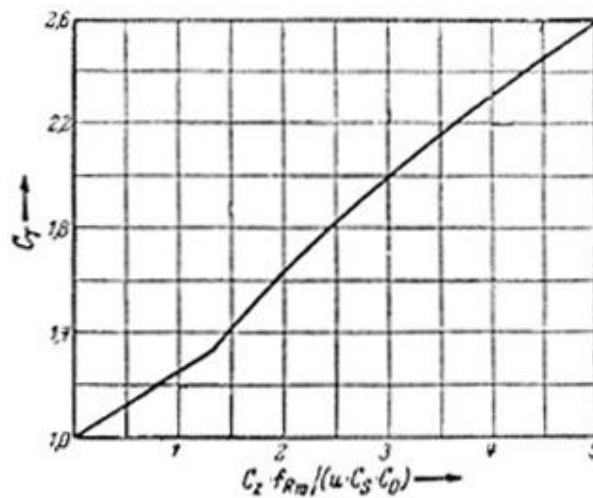
Etkili diş yüzeyi boyunca hata (iyi bir alıştırmadan sonra) eşitlik 3.43'den hesaplanarak bulunur. Burada iki taraftan yataklanmış dişliler için $g_k = 0$, diş yüzeyi bombeli tek taraftan yataktanmış konik dişli için $g_k = 0,6$ alınır [20].

$$f_{Rw} = 0,75 \cdot f_R + g_k \cdot u \cdot C_s \quad (3.43)$$

$$f_{Rw} = 0,75 \cdot 7,46 + 0,6 \cdot 60,4 \cdot 1,5 = 59,96 \mu \text{ bulunur.}$$

- **Yük taşıma hatası katsayısı C_T**

Diş yüzeyinin her yerde eşit yüklenmemesi yük taşıma hatalarına sebebiyet verir. Dişli esneme sabitesi çelik/çelik için $C_z = 1,0$ olarak alınır [20].



Şekil 3.22 C_T yük taşıma hatası katsayısı [20]

Diş genişliği arttıkça temas eden yüzey doğrultusunun hatası çok küçük olması gerekir. Aksi halde diş yüzeyinin sadece bir kısmı gerçekte tam yüklenir ve orada zorlanmadan dolayı arızalar meydana gelir.

$$\frac{C_z \cdot f_{Rw}}{u \cdot C_s \cdot C_D} = \frac{1,0 \cdot 59,96}{60,415 \cdot 1,5 \cdot 1,014} = 0,652 \quad (3.44)$$

Şekil 3.22'den $C_z = 1,0$ ve eşitlik 3.44'ten hesaplanan x değerinden, yük taşıma hatası katsayısı $C_T = 1,165$ olarak bulunur.

- **Alın kesitteki kavrama oranı ε**

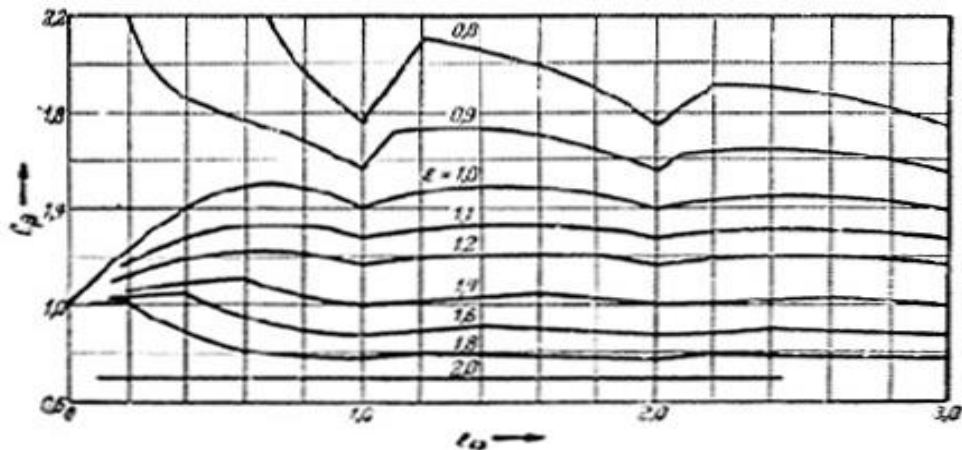
Alın kesitteki kavrama oranı adım kavrama oranına bağlı olarak eşitlik 3.45'den hesaplanır.

$$\varepsilon = \varepsilon_n \cdot \cos^2 \beta_g \quad (3.45)$$

$$\varepsilon = 1,756 \cdot 0,504 \quad \varepsilon = 0,88 \text{ bulunur.}$$

- **Helisel dişliler için katsayı C_β**

Şekil 3.23'de helisel dişlilerde yük dağılımı ayrıca aynı anda kavramada bulunan diş genişliklerinin b diş genişliğinden farklı olmasıyla ve dişlerin çapraz temas çizgilerindeki yay sabitelerinin değişken olmasından dolayı değişir. Kavrama oranına bağlı olarak eşitlik 3.46'dan bulunur.



Şekil 3.23 Helisel dişliler için C_β katsayısı [20]

$$C_{\beta} \approx \frac{1,4}{\varepsilon} \quad (3.46)$$

$$C_{\beta} \approx \frac{1,4}{0,88} \approx 1,67 \text{ bulunur.}$$

• **Etkili yük değeri B_w**

Gerçek diş zorlanması hesaplanması için kullanılan etkili yük değeri eşitlik 3.47'deki büyüklüklerin hesaba katılmasıyla bulunur.

$$B_w = B_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_{\beta} \quad (3.47)$$

Burada C_s darbe katsayısı, C_d dinamik katsayı, C_t taşıma hatası katsayısı, C_{β} helisel dişli için katsayıdır. Bu değerler eşitlik 3.47'de yerine konularak hesaplanır.

$$B_w = 1,44 \cdot 1,5 \cdot 1,014 \cdot 1,16 \cdot 1,67$$

$$B_w = 4,172 \text{ daN/mm}^2 \text{ etkili yük değeri bulunur.}$$

• **Taksimat dairesinde eşdeğer diş sayısı Z_n**

Helis açısı β_1 büyüdükçe gerekli diş sayısı z_1 de $\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_1$ e orantılı olarak azalır. Çünkü diş dibi kesilmesi olmaması aşağıdaki 3.48 ve 3.49 eşitliklerine bağlıdır.

$$\cos^2 \beta_g = 1 - \sin^2 \beta_1 \cdot \cos^2 \alpha_n \quad \cos^2 \beta_g = 0,504$$

$$Z_{1n} = \frac{Z_{1e} \cdot \cos \Delta \alpha}{\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_1} \quad (3.48)$$

$$Z_{1n} = \frac{8,321 \cdot 1}{0,504 \cdot 0,662} \quad Z_{1n} = 24,8 \text{ bulunur.}$$

$$Z_{2n} = \frac{Z_{2e} \cdot \cos \Delta \alpha}{\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_2} \quad (3.49)$$

$$Z_{2n} = \frac{141,1 \cdot 1}{0,504 \cdot 0,830} \quad Z_{2n} = 422,35 \text{ bulunur.}$$

- Eşdeğer taksimat dairesi çapları d_n

Pinyon ve ayna dişli eşdeğer taksimat daireleri çapları normal modül ve eşdeğer diş sayısının çarpılmasıyla elde edilir ve aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır.

$$d_{1n} = m_{mn} \cdot Z_{1n} \quad (3.50)$$

$$d_{1n} = 3,411 \cdot 24,8 \quad d_{1n} = 84,93 \text{ mm}$$

$$d_{2n} = m_{mn} \cdot Z_{2n} \quad (3.51)$$

$$d_{2n} = 3,411 \cdot 422,3 \quad d_{2n} = 1440,75 \text{ mm bulunur ve buradan}$$

Taksimat dairesi yarıçapları $r_{1n} = \frac{d_{1n}}{2}$ ve $r_{2n} = \frac{d_{2n}}{2}$ eşitliklerinden

$$r_{1n} = \frac{84,93}{2} = 42,46 \text{ mm}$$

$$r_{2n} = \frac{1440,75}{2} = 720,37 \text{ mm bulunur.}$$

- Eşdeğer diş üstü dairesi yarıçapları r_k

Eşdeğer diş üstü dairesi yarı çapları şekil 2.34'de gösterilmektedir. Eşdeğer diş üstü dairesi yarıçapları eşitlik 3.52 ve eşitlik 3.53'den hesaplanır.

$$r_{k1} = r_{1n} + h_{k1} \quad (3.52)$$

$$r_{k1} = 42,46 + 4,0 \quad r_{k1} = 46,46$$

$$r_{k2} = r_{2n} + h_{k2} \quad (3.53)$$

$$r_{k2} = 720,37 + 2,8 \quad r_{k2} = 723,17 \text{ bulunur.}$$

- Eşdeğer diş dibi dairesi yarıçapları r_f

Eşdeğer diş dibi dairesi yarı çapları şekil 3.24'de gösterilmekte ve eşitlik 3.54 ve

eşitlik 3.55'den hesaplanır.

$$r_{f1} = r_{1n} - h_{f1} \quad (3.54)$$

$$r_{f1} = 42,46 - 3,6 \quad r_{f1} = 38,8 \text{ mm}$$

$$r_{f2} = r_{2n} - h_{f2} \quad (3.55)$$

$$r_{f2} = 720,377 - 4,8 \quad r_{f2} = 715,57 \text{ mm bulunur.}$$

• **Etkili kavrama oranı ε_w**

Bir dişin kavramaya başlaması ve kavramadan çıkması bütün diş genişliği boyunca aynı anda olmayıp tedrici olduğundan helisel dişliler az gürültü yaparlar. ε_w katsayısı maksimum kuvvetin dişe etki ettiği noktanın bulunması için etkili kavrama oranı ε_w kullanılır. Bu değer yaklaşık olarak eşitlik 3.56'daki gibi yazılabilir.

$$\varepsilon_w = 1 + (\varepsilon_n - 1) \cdot \frac{m_{mn} + 0,25 \cdot v}{m_{mn} + 0,167 \cdot f_e} \quad (3.56)$$

Tek dişin kavramaya başlamasında kuvvetin etki ettiği en gayri müsait noktanın yeri ε_w ile tespit edilir [20] . Bundan dolayı döndüren dişlinin diş yüzeyinin ve döndürülen dişlinin diş dibinin taşıma kabiliyetinin hesabında kullanılır.

$$\varepsilon_w = 1 + (1,756 - 1) \cdot \frac{3,4 + 0,25 \cdot 1,88}{3,4 + 0,16 \cdot 13,95} \quad \varepsilon_w = 1,27 \text{ bulunur.}$$

Bundan dolayı ε_w sadece döndüren dişlinin (pinyonun) diş yüzeyinin ve döndürülen dişlinin(ayna) diş dibinin taşıma kabiliyetinin hesabında kullanılır.

• **Adım t_n**

Bölüm dairesi üzerinde bir diş kalınlığı ile ona komşu diş boşluğu arasındaki uzunluk aşağıdaki eşitlikten hesaplanır [22].

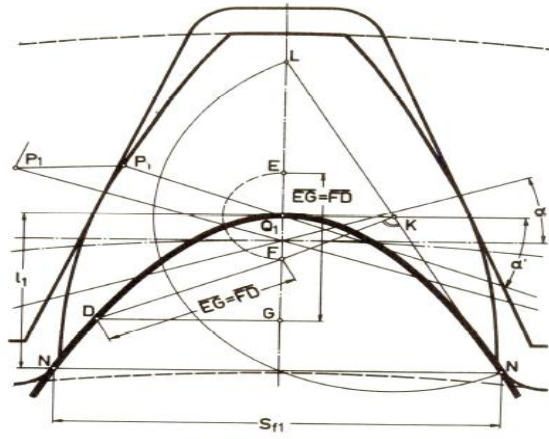
$$t_n = m_{mn} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_n \quad (3.57)$$

$$t_n = 3,411 \cdot 3,14 \cdot 0,939 \quad t_n = 10,07 \text{ mm bulunur.}$$

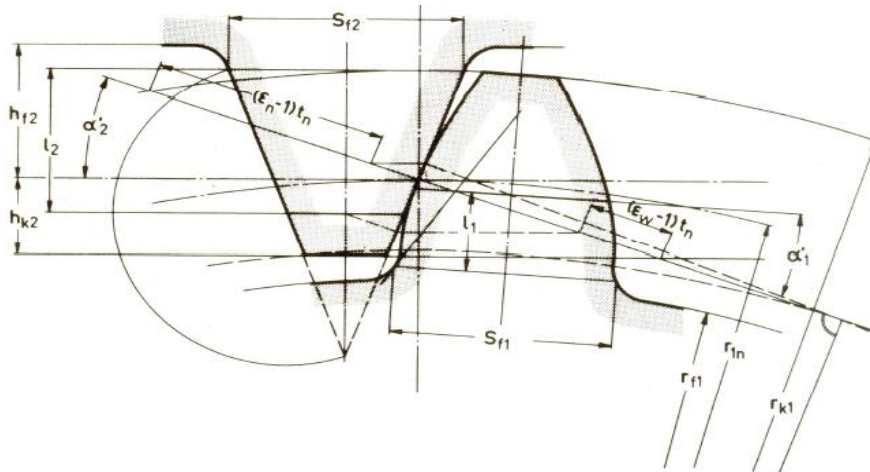
• Çizim sınırlarını belirlemek için gerekli değerler α'

Diş tabanında ki emniyet açısı ve büyüklüklerin diş dibi zorlanmasında eşitlik 3.58 ve eşitlik 3.59'da hesaba katılmaktadır.

Oerlikon sisteminde $\alpha'_2 = 20^\circ$ ve $\alpha'_1 = 18,6^\circ$



Şekil 3.24 Diş dibi emniyeti S_{f1} , l_1 uzunluğu, açılar α ve α' sembollerinin şekil üzerinde gösterimi [15]



Şekil 3.25 Diş üzerinde büyüklüklerin gösterimi [15]

Diş kesiti s_{f1} , s_{f2} diş kuvvetinin dişe daha aşağıdan etki etmesiyle tehlikede olan diş kesiti de biraz daha aşağı kayar. Bu kesitler diş yüksekliğine göre veya 30° eğimli teğetin teması ile tespit edilir. l_1 , l_2 boylarının ortalama değerleri için;

$$S_{f1} = 7,1 \quad S_{f2} = 7,5 \quad l_1 = 2,85 \quad l_2 = 5,2$$

• **Diş dibi zorlanması için katsayılar q_w**

Diş hatalarının hesaba katılması ve q_w nin tespiti düz dişlilerdeki gibi yapılır. Birinci dişli için diş kırılmasına karşı emniyet q_{w1} , ikinci dişli için q_{w2} değerleri her iki dişli için döndüren ve döndürülen dişliler için eşitlik 3.58, eşitlik 3.59'dan hesaplanır.

$$q_{w1} = \frac{\cos \alpha'_1}{\cos \alpha_{a1}} \cdot \frac{m_{mn}}{S_{f1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{6 \cdot l_1}{S_{f1}} - \tan \alpha'_1 \right)^2 + 6,25} \quad (3.58)$$

$$q_{w1} = \frac{0,94}{\cos 20} \cdot \frac{3,41}{7,1} \cdot \sqrt{\left(\frac{6 \cdot 2,85}{7,1} - \tan 0,94 \right)^2 + 6,25} \quad q_{w1} = 1,572$$

Diş dibi zorlanmasının gerilmesi için katsayılar ikinci dişli için,

$$q_{w2} = \frac{\cos \alpha'_2}{\cos \alpha_{i2}} \cdot \frac{m_{mn}}{S_{f2}} \cdot \sqrt{\left(\frac{6 \cdot l_2}{S_{f2}} - \tan \alpha'_2 \right)^2 + 6,25} \quad (3.59)$$

$$q_{w2} = \frac{0,93}{\cos 20} \cdot \frac{3,41}{7,5} \cdot \sqrt{\left(\frac{6 \cdot 5,2}{7,5} - 0,36 \right)^2 + 6,25} \quad q_{w2} = 2,067$$

3.4.4 Diş Kırılmasına Karşı Emniyet Katsayılarının Hesabı S_B

Tablo 3.4'ten den seçilen diş dibi mukavemeti için sınır değerleri $\sigma_{D1} = 47 \text{ daN/mm}^2$ ve $\sigma_{D2} = 47 \text{ daN/mm}^2$ alınır.

Pinyon dişli için diş kırılmasına karşı emniyet;

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{Z_{e1} \cdot q_{w1} \cdot B_w} \quad (3.60)$$

$$S_{B1} = \frac{47}{8,321.1,572 \cdot 4,172} \quad S_{B1} = 0,861$$

Ayna dişli için diş kırılmasına karşı emniyet;

$$S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{Z_{e1} \cdot q_{w2} \cdot B_w} \quad (3.61)$$

$$S_{B2} = \frac{47}{8,321.2,067 \cdot 4,172} \quad S_{B2} = 0,65 \text{ bulunur}$$

Diş kırılmasına karşı emniyet $S_B < 1$ olması durumunda ömür hesabı eşitlik 3.62 ve eşitlik 3.63'den hesaplanır.

$$L_{h1} = \frac{33 \cdot 10^3}{n_1} S_{B1}^5 \quad (3.62)$$

$$L_{h1} = \frac{33 \cdot 10^3}{875} \cdot 0,8610^5 \quad L_{h1} = 17,8 \text{ h}$$

$$L_{h2} = \frac{33 \cdot 10^3}{n_2} \cdot S_{B2}^5 \quad (3.63)$$

$$L_{h2} = \frac{33 \cdot 10^3}{144} \cdot 0,65^5 \quad L_{h2} = 26,6 \text{ h bulunur.}$$

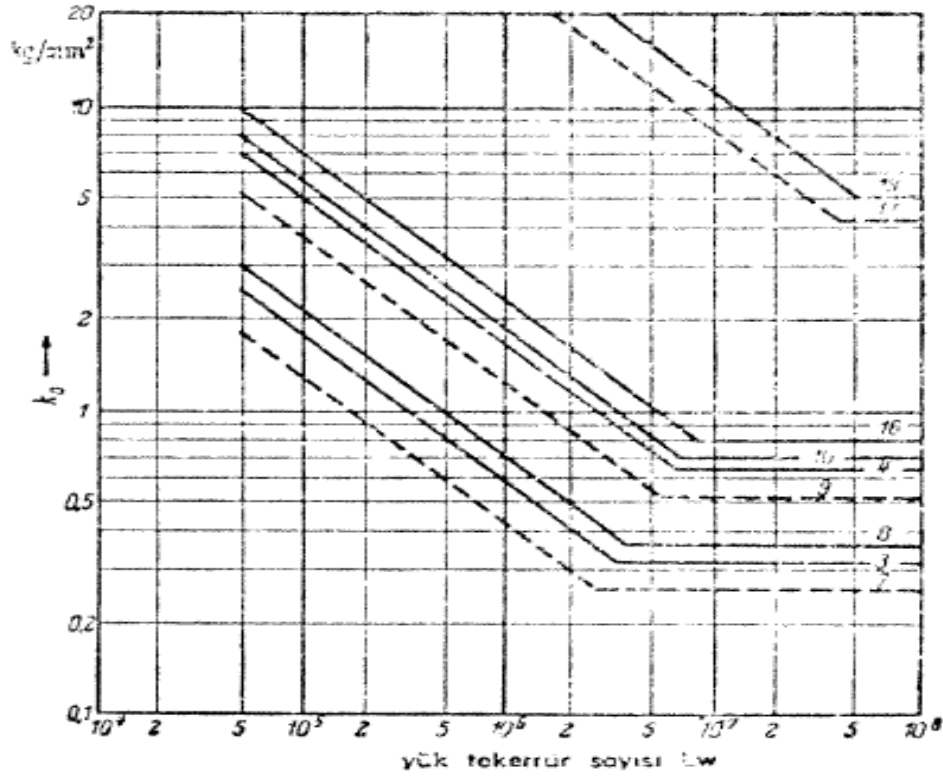
• **Diş yüzeyi mukavemeti faktörü K_D**

Diş yüzeyi mukavemeti malzeme katsayılarına bağlı olarak eşitlik 3.64'den hesaplanır.

$$K_D = Y_G \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_v \cdot k_0 \quad (3.64)$$

Çelik/çeliğe karşı çalıştığı zaman malzeme katsayısı $Y_G = 1,0$ alınır [20].

Diş yüzeyi mukavemeti k_0 için Şekil 3.26'dan $k_0 = 5,0$ alınır.



Şekil 3.26 Diş yüzeyi mukavemeti k_0 için ömür eğrileri [20]

Y_s değeri işletme sıcaklığındaki yağın V viskozitesi ile değişir. Buradan yağın çalışma sıcaklığındaki viskozitesi $\nu(cSt) = 21$ alınır ve sertlik H dan H_B ye değiştiği ve 650'nin altında kaldığı zaman $H_B = 650 \text{ daN/mm}^2$ $H = 615 \text{ daN/mm}^2$ seçilir [20].

$$Y_H = \left(\frac{H}{H_B} \right)^2 \quad (3.65)$$

$$Y_H = \left(\frac{615}{650} \right)^2 \quad Y_H = 0,895 \text{ bulunur.}$$

• Yağ viskozitesi faktörü Y_v

Y_v değeri $\nu(m/s)$ çevre hızına bağlıdır.

$$Y_v = 0,7 + \frac{0,6}{1 + \left(\frac{8}{V} \right)^2} \quad (3.66)$$

$$Y_V = 0,7 + \frac{0,6}{1 + \left(\frac{8}{1,887}\right)^2} \quad Y_V = 0,731$$

Diş yüzeyi mukavemeti faktörü için bulunan değerler formülde yerine konularak hesaplanır.

$$K_D = Y_G \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_V \cdot k_0 \quad (3.67)$$

$$K_D = 1 \cdot 0,895 \cdot 0,75 \cdot 0,731 \cdot 5 \quad K_D = 2,453 \text{ daN}$$

• **Yüzey basıncı katsayısı Y_w**

Pitting teşekkülüne karşı emniyetin hesaplanması için dişi etkiyen katsayıların hesaplanması gerekir. Buradan yüzey basıncı katsayısı eşitlik 3.71'den hesaplanır.

$$Y_C = \frac{1}{\sin \alpha_{a1} \cdot \cos \alpha_{a1}} \quad (3.68)$$

$$Y_C = \frac{1}{0,342 \cdot 0,939} \quad Y_C = 3,111 \text{ bulunur.}$$

$$Y_\beta = \frac{\cos^4 \beta_g}{\cos \beta_1} \quad (3.69)$$

$$Y_\beta = \frac{0,504^2}{\cos 48,51} \quad Y_\beta = 0,384 \text{ bulunur.}$$

Pinyon dişli çark dönüyorsa Y_ε katsayısı için;

$$Y_\varepsilon = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{Z_{1n} \cdot \tan \alpha_{a1}} \cdot (1 - \varepsilon_{1n} \cdot \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_n}) \leq 1 \quad (3.70)$$

$$Y_\varepsilon = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{24,8 \cdot \tan 20} \cdot (1 - 0,953 \cdot \frac{1,27}{1,756}) \leq 1 \quad Y_\varepsilon = 0,785 \text{ bulunur.}$$

Yüzey basıncı katsayısı, dişli hatalarının hesaba katılması ve bununla y_w katsayısının bulunması düz dişlilerdeki ile aynıdır ve bulunan değerler yerine konularak y_w aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Y_{w1} = \frac{Y_c \cdot Y_\beta}{Y_\epsilon} \quad (3.71)$$

$$Y_{w1} = \frac{3,11 \cdot 0,384}{0,785} \quad Y_{w1} = 1,521$$

3.4.5 Pitting Teşekkülüne Karşı Emniyet S_G

Diş yüzeyinin her yerde eşit yüklenmemesi pitting teşekkülü ve diş kırılmasına sebebiyet vermektedir. Pitting teşekkülüne karşı emniyet eşitlik 3.72 den hesaplanır.

$$S_{G1} = \frac{K_D}{Y_{w1} \cdot B_w} \cdot \frac{i_e}{i_e + 1} \quad (3.72)$$

$$S_{G1} = \frac{2,453}{1,521 \cdot 4,172} \cdot \frac{16,962}{16,962 + 1}$$

$$S_{G1} = 0,365 \text{ bulunur.}$$

Tablo 3.8 Tam yükte ömür L_h için değerler.

Zaman mukavemetli mekanizma	L_h [h]		
Takım tezgahları.....	100..... ∞		
Kaldırma makineleri:			
El vinci, elektrikli vinç.....	10.....80		
Parça vinci.....	40.....200		
Kıskaçlı vinç.....	320..... ∞		
Motorlu taşıtlar :	Otomobil	Kamyon	Traktör
1. ve geri viteste	10.....40	40.....200	200.....
Diğer viteslerde	∞	∞	∞

Tablo 3.8’de tam yükteki ömür değerleri görülmektedir. Eşitlik 3.72’den $S_{G1} < 1$ olduğundan dolayı tam yükteki ömür eşitlik 3.73’den hesaplanır.

$$L_h = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot K_D}{n_1} \cdot S_{G1}^2 \quad (3.73)$$

$$L_h = \frac{167 \cdot 10^3 \cdot 2,453}{875} \cdot 0,365^2 \quad L_h = 62,3 \text{ h bulunur.}$$

Döndürme momenti $M_{d1} = 9,5 \text{ daN/mm}$ ve devir $n = 5500 \text{ dev/dak}$ olarak seçilmesinden sonra

- Çevresel hız v

Değiştirilen devre bağlı olarak eşitlik 3.74'de sabit bir eksen etrafında açısal hızla dönen dişli çarkların hızları hesaplanır.

$$v = \frac{\pi \cdot r_{m1} \cdot n_1}{30} \quad (3.74)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 20,597 \cdot 5500}{30} = 11,86 \text{ m/s bulunur.}$$

- Nominal yük değerinin bulunması B_e

Değiştirilen momente bağlı olarak nominal yük değerinin B_e eşitlik 3.75'den hesaplanır.

$$B_e = \frac{M_d \cdot 10^3}{r_{m1} \cdot b_1 \cdot d_{e1}} \quad (3.75)$$

$$B_e = \frac{9,5 \cdot 10^3}{20,59 \cdot 36 \cdot 42,84} \quad B_e = 0,299 \text{ daN/mm}^2 \text{ bulunur.}$$

- Diş genişliğinin bir mm'sine düşen çevre kuvveti u

$$u = B_e \cdot d_{e1} \quad (3.76)$$

$$u = 0,299 \cdot 42,848 \quad u = 12,81 \text{ daN}$$

Darbe katsayısı Tablo 3.6'dan $C_s = 1,5$ olarak seçilir.

$$u \cdot C_s = 19,21 \text{ daN}$$

- **Dinamik katsayının hesaplanması C_D**

Şekil 2.29'dan $U_{dyn} = 6,5$ daN/mm olarak seçilmesinden sonra C_D dinamik katsayısı eşitlik 3.77'den hesaplanır.

$$C_D = 1 + \frac{U_{dyn}}{U \cdot C_s (\varepsilon_{Sp} + 1)} \quad (3.77)$$

$$C_D = 1 + \frac{6,5}{12,811 \cdot 1,5 (2,516 + 1)} \quad C_D = 1,094 \text{ bulunur.}$$

- **Diş yüzeyi boyunca yön hatası f_{Rw}**

Diş yüzeyi bombeli, tek taraftan yataktanmış konik dişli için $g_k = 0,6$ alınır [15]. Etkili diş yüzeyi boyunca hata iyi bir alışmadan sonra;

$$f_{Rw} = 0,75 f_R + g_k \cdot u \cdot C_s \quad (3.78)$$

$$f_{Rw} = 0,75 \cdot 7,46 + 0,6 \cdot 12,811 \cdot 1,5$$

$$f_{Rw} = 17,12 \mu \text{ bulunur.}$$

- **Etkili yük değeri B_w**

Gerçek diş zorlamasının hesaplanması için kullanılan etkili yük değerleri için darbe katsayısı C_S , dinamik katsayı C_D , taşıma katsayısı $C_T = 1,21$, helisel dişli için katsayı C_β , dır. Eşitlik 3.45'ten $C_\beta = 1,67$ buradan;

$$B_w = B_e \cdot C_S \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_\beta \quad (3.79)$$

$$B_w = 0,299 \cdot 1,5 \cdot 1,095 \cdot 1,21 \cdot 1,67 \quad B_w = 0,99 \text{ daN/mm}^2 \text{ bulunur.}$$

3.4.6 Çizilmeye Karşı Emniyet S_F

Eksenleri kesişmeyen konik dişli çarklarda yenme yükünün sınır değeri için

kullanılan e_{eMAX} değeri birinci veya ikinci dişlinin alın kesitteki kavrama uzaklığıdır. $e_{eMAX} = 9,203$ için Çizilmeye karşı emniyet hesabı için e_{eMAX} bağlı olarak Y_f katsayısı eşitlik 3.80'den bulunur.

$$Y_f = \left[\frac{12,7}{d_{e1}} \cdot \frac{i_e + 1}{i_e} \right]^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{e_{eMAX}}{10} \right)^4 \right] \cdot \sqrt{m_{mn}} \quad (3.80)$$

$$Y_f = \left[\frac{12,7}{42,84} \cdot \frac{16,92 + 1}{16,92} \right]^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{9,203}{10} \right)^4 \right] \cdot \sqrt{3,411}$$

$Y_f = 0,31$ bulunur.

Tablo 3.9 Mekanizma yağları için yaklaşık değerler, viskozite ve M_{Test} [20]

Kullanıldığı yer	Saf madeni yağ		Alaşımli madeni yağ		EP. Katkılı yağ	
	Viskozite	M_{Test}	Viskozite	M_{Test}	Viskozite	M_{Test}
Motorlu taşıtlar ve endüstri	SAE 80 SAE 90 SAE 140	6 9,4 9,4 13,4 13,4...17	SAE 80 SAE 90	17,4...30,8 24 ...39	SAE 80 SAE 90	46.... 54....
Türbinler	38...55 cSt	1,4...2,7	38...55 cSt	9,4	38..55 cSt	54
Türbinli mekanizmalar	6... 12 cSt	0,13..1,4	6...12 cSt	6,0	6...12 cSt	46

Yuvarlanma noktasında yenme yükündeki basınç $k_{Test} = 2,8$ daN/mm, aşınma yükü dönme momenti motorlu taşıtlar ve endüstri Tablo 3.9'den $M_{Test} = 54$ olarak seçildi [20].

Yenme yükü sınırı yani diş yüzeyinde 'çizilmelerin veya yenmenin başladığı yük ilk planda yağlama malzemesinin seçilmesi, çevre hızı, dişli çiftinin büyüklükleri ile diş yüzeyinin yapısı ile pürüzlülük ve malzeme çifti ve yağın sıcaklığı ile değişir.

k_{Test} dişlinin v çevre hızında yağlama malzemesinin yenme yükündeki test

değeridir. Yenmeye karşı emniyet eşitlik 3.81'den hesaplanır.

$$S_F = \frac{k_{Test} \cdot \cos \beta_1}{Y_C \cdot Y_f \cdot B_w} \cdot \frac{i_e}{i_e + 1} \quad (3.81)$$

$$S_F = \frac{2,8 \cdot 0,66}{3,11 \cdot 0,31 \cdot 0,99} \cdot \frac{16,96}{16,96 + 1} \quad S_F = 1,819 \quad \text{bulunur.}$$

3.5 İstavroz ve Aks Dişlileri

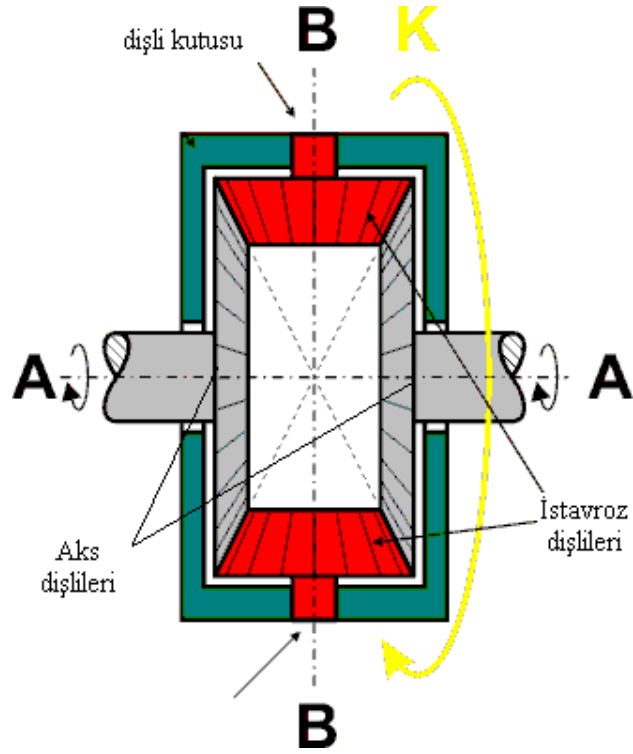
Konik dişlilerde küçük dişli pinyon büyük dişlide ayna dişli olarak adlandırılır. Şekil 3.29'de görüldüğü gibi iki adet istavroz dişlisi ayna dişli alın kısmından uzatılmış iki adet yatağa monte edilmiştir. İki adet aks dişlisi ise aks milleri uzantıları üzerine monte edilmiştir. Aks dişlileri aks miline bağlanması için ayrıca içi frezeli olarak yapılmıştır. Pinyon dişli diferansiyel kutusunda bulunan ayna dişliyi döndürür. Diferansiyel kutusu, istavroz mili ve dişlileri ile birlikte döner.

Sağ ve sol aks dişlileri sabit ve çakışan bir ekseninde dönmektedir. Eğer iki tekere gelen yük eşit ise tüm sistem aynı açısal hızında birlikte döner.

• Düz gidişte tekerleklerin aldıkları yol

Her iki aks dişlisi aynı devir sayısı ile döner. B-B ekseninde, istavroz dişlileri durduğunda diferansiyel kutusu kendi eksenini etrafında ve aks dişlileri ile birlikte döner, istavroz dişlileri dayanak olarak etki eder.

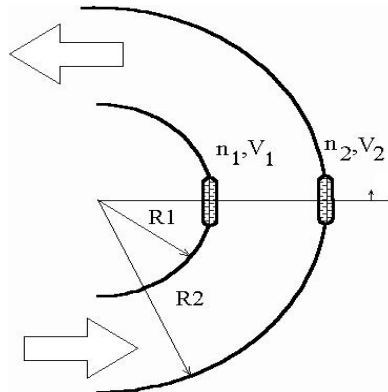
Şekil 3.27'de istavroz dişlileri kilit görevi görerek aks dişlilerinin ayna dişliye bağlı dişli kutusu ile birlikte dönerek hareketi A akslarına bağlı tekerleklerle iletirler.



Şekil 3.27 İstavroz ve aks dişlilerinin görünümü [23]

• Dönüşlerde iç ve dış tekerleklerin aldığı yol

Virajın dış tarafındaki tekerlek iç tarafındaki tekerleğe göre daha hızlı döner. Diferansiyel kutusu da döndürme devir sayısına uygun olarak döner. İstavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında döner ve aynı zamanda diferansiyel kutusu ile kendi eksenini etrafında dönerler. İstavroz dişlileri devir sayısı farkını eşitler.



Şekil 3.28 Aracın dönüş esnasında aldığı yol

Bir örnek vermek gerekirse Şekil 3.28’de tekerler arası iz aralığı 1,5 m olan ve 155 SR 13 ebadındaki tekerleklerle dinamik olarak rol oynayan yarı çap $r_{din} = 273 \text{ mm}$ $R_1 = 8$ m lik bir iç tekerlek dönüş yarıçapı ile 90^0 lik bir yay üzerinde;

- **İç tekerleğin aldığı yol**

İç tekerleğin aldığı yol teker çapına bağlı olarak 3.82’den bulunur.

$$\chi_1 = \frac{2 \cdot R_1 \cdot \pi}{4} \quad (3.82)$$

$$\chi_1 = \frac{2 \cdot 8 \cdot \pi}{4} = 12,56 \text{ metre yol alır.}$$

- **Dıştaki tekerin aldığı yol**

Dış tekerleğin aldığı yol teker çapına bağlı olarak 3.83’den bulunur.

$$\chi_2 = \frac{2 \cdot R_2 \cdot \pi}{4} \quad (3.83)$$

$$\chi_2 = \frac{2 \cdot 9,5 \cdot \pi}{4} = 14,92 \text{ metre yol katetmektedir.}$$

- **Tekerleklerdeki devir sayısı**

Tekerlerin aldıkları yollar farklı olduğundan teker devirleri de farklı olacaktır. Tekerleklerin aldıkları yollar eşitlik 3.84’den bulunur.

$$U = 2 \cdot r_{din} \quad (3.84)$$

$$U = 2 \cdot 0,273 = 1,71 \text{ m lik bir tekerlek çevresinde}$$

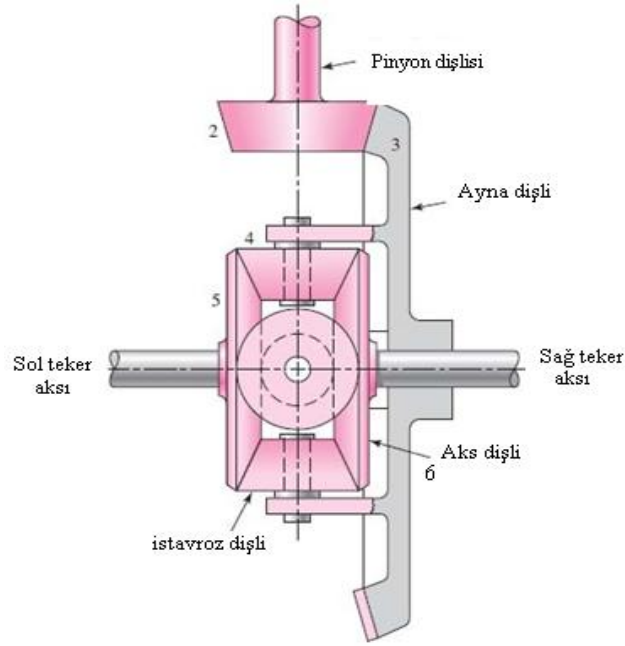
$$\text{İç tekerlek } U_1 = 12,6 / 1,71 = 7,37 \text{ dev devir yaparken}$$

Dış tekerlek $U_2 = 14/1,71 = 8,71$ dev devir yapar .

Araç hareket halinde iken, ayna ve aks dişlilerde meydana gelen devir değişimleri Tablo 3.10’da görülmektedir.

Tablo 3.10 Araç hareket halindeyken diferansiyel sistemindeki devir değişimleri

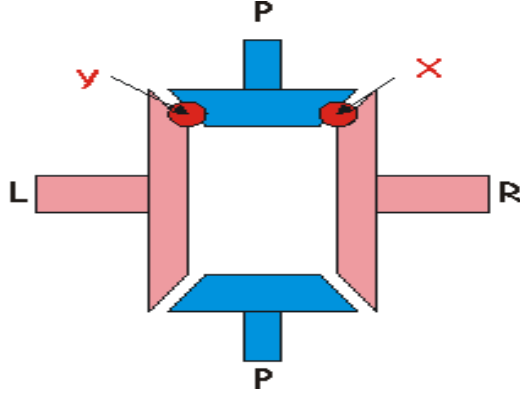
Ayna dişli	Sol aks dişlisi	Sağ aks dişlisi	Durum
500 dev/dak	515 dev/dak	485 dev/dak	Sağ viraj
500 dev/dak	480 dev/dak	520 dev/dak	Sol viraj
500 dev/dak	Hareketsiz duruyor	1000 dev/dak	Tekerlek patinaj yapıyor
500 dev/dak	500 dev/dak	500 dev/dak	Düz gidiş



Şekil 3.29 Diferansiyel şeklinde dişli numaralarla gösterilmiştir [24]

Şekil 3.29’da grup halinde çalışan diferansiyelin devir ve moment aktarımını bir örnek üzerinde inceleyelim. Pinyon dişli $Z_2 = 8$ ayna dişli $Z_3 = 47$, istavroz dişli $Z_4 = 12$ ve aks dişli $Z_5 = 17$ olarak seçildi [24].

Tekerleklerden birinin devri sıfır $n_F = n_5 = 0$, diğeri ise $n_L = n_6$ tam devirde dönmektedir. Motor devri 1200 dev/dak ve vites kutusundaki hız oranı 3:4 tür.



Şekil 3.30 X ve Y noktalarında kesişen istavroz ve aks dişliler

Ayna dişli devir sayısı $n_A = n_3 = 1200(8/47) = 204,25$ dev/dak bulunur.

Şekil 3.30’da istavroz dişliler P sistemde x ve y noktalarında anahtar görevi görerek ayna dişli ile birlikte hareket ederek hareketi aks dişlilere iletirler.

Dişli durumlarına göre eşitlik 3.85’te 1 ve -1 değerini alan sabit sayı, birinci dişli ile ikinci dişli aynı dönerse “e” pozitif Farklı dönerse negatif değer alır ve bu durum da $e = -1$ değerini alır. Değerler eşitlik 3.85’te yerine konursa aks dişlilere iletilen devir bulunmuş olur [24].

$$e = \frac{n_6 - n_A}{n_F - n_A} \quad (3.85)$$

$$-1 = \frac{n_6 - 204,25}{0 - 204,25} \quad n_6 = 408,5 \text{ dev/dak bulunur.}$$

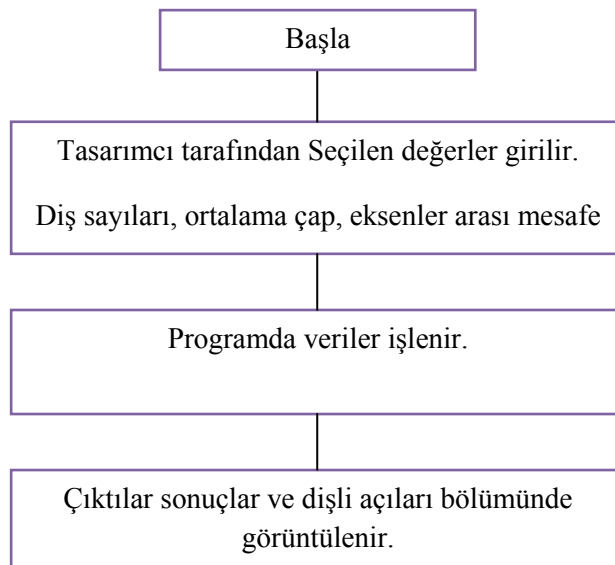
4. DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSUNUN İNCELENMESİ

4.1 Hipoid İşli Çark Tasarım Programı

Hipoid dişli çark ölçülerini hesaplamak için Microsoft Visual Studio (VB) programlama dilinde diyalog kutulu bir paket program yazıldı. Bu program aşağıdaki başlıklardan oluşmaktadır.

1. Girdiler
2. Açılara bağlı büyüklükler
3. Geometrik büyüklükler
4. Dişli gurubuna ait teknik resim

Bilgisayar programının akış şeması Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Programın bilgisayarlarda sorunsuzca çalışabilmesi için Microsoft NET Framework 3.5 in bilgisayarlarda kurulu olması gerekmektedir [25]. Bu program Microsoft şirketinin sitesinden ücretsiz indirilebilir.



Şekil 4.1 Bilgisayar programı algoritması ve akış diyagramı

Şekil 4.2 Hipoid dişli gurubu ekran görünümü

Hipoid dişli programı diyalog kutusu Şekil 4.2’de görülmektedir. Hipoid dişli programı üç ana bölümden meydana gelmektedir. Birinci bölümde hipoid dişli gurubuna ait pinyon ve ayna dişli boyutlandırma ‘veri girişi’ bölümü Şekil 4.3’te yer almaktadır. İkinci bölümde sonuçlar ve bölümde ise dişli açıları yer almaktadır.

Sağ alt tarafta iki adet buton yerleştirilmiştir. Formu temizle butonu ile önceden girilen verilerin ve sonuçların silinmesini sağlar. Hesaplama butonu da girilen verilerin derlenip hesaplanmasını ve sonuçlandırılmasını sağlar. Sol üst köşedeki dosya menüsünde programdan çıkma komutu bulunmaktadır.

Veri giriş diyalog kutusu kısmında veriler girilir. Sonra, sağ alt tarafta bulunan hesapla butonuna basılmasıyla birlikte program gerekli hesaplamaları yaptıktan sonra, sonuçlar kısmında hipoid dişli çark ölçüleri ve dişli açıları kısmında ise açılar görüntülenir.

Veri Giriş		
Pinyon diş sayısı (z1)	Ortalama bölüm dairesi çapı (dp2)	dm1' in hesaplanması için 1,3...1,5 arasında bir değer gir
Ayna diş sayısı (z2)	Eksenler arası mesafe (a)	Pinyon giriş devri (d/dak)

Şekil 4.3 Hipoid dişli veri giriş bölümü

Şekil 4.3’de veri giriş ekranında pinyon ve ayna dişliye ait diş sayıları, ortalama bölüm dairesi çapı dm_2 , eksenler arası mesafe, pinyon ortalama bölüm dairesi çapının dm_1 hesaplanması için (1,3 ile 1,5) arasında bir verinin tasarımcı tarafından girilmesi gereken ilk değerlerdir.

Şekil 4.4’te sonuçlar bölümünde hipoid dişli çark ölçüleri çıktıları alınmaktadır. Çevrim oranı i , modül m_{mn} , bölüm dairesi çapı d_{m1} , adım t_n , diş genişliği b ve diş yüksekliği h ölçüleri görüntülenir.

Sonuçlar	
Çevrim oranı (i)	Ayna diş genişliği (b2)
Alın kesitteki modül (me)	Pinyon diş genişliği (b1)
Bölüm dairesi çapı (dm1)	Diş üstü ölçüsü (hk)
Normal modül (mp)	Diş dibi ölçüsü (hf)
Adım (tn)	Çıkış devri (d/dak)

Şekil 4.4 Hipoid dişli sonuç bölümü

Şekil 4.5’de hipoid dişli çark ‘dişli açıları’ bölümünde dişli açıları çıktıları alınmaktadır. Kaçıklık açısı φ_A , temas açısı φ_P , koni açısı δ , helis açıları β görüntülenir.

Dişli açıları

Kaçıklık açısı (ϕA)

Temas açısı (ϕp)

Pinyon koni açısı ($\delta 1$)

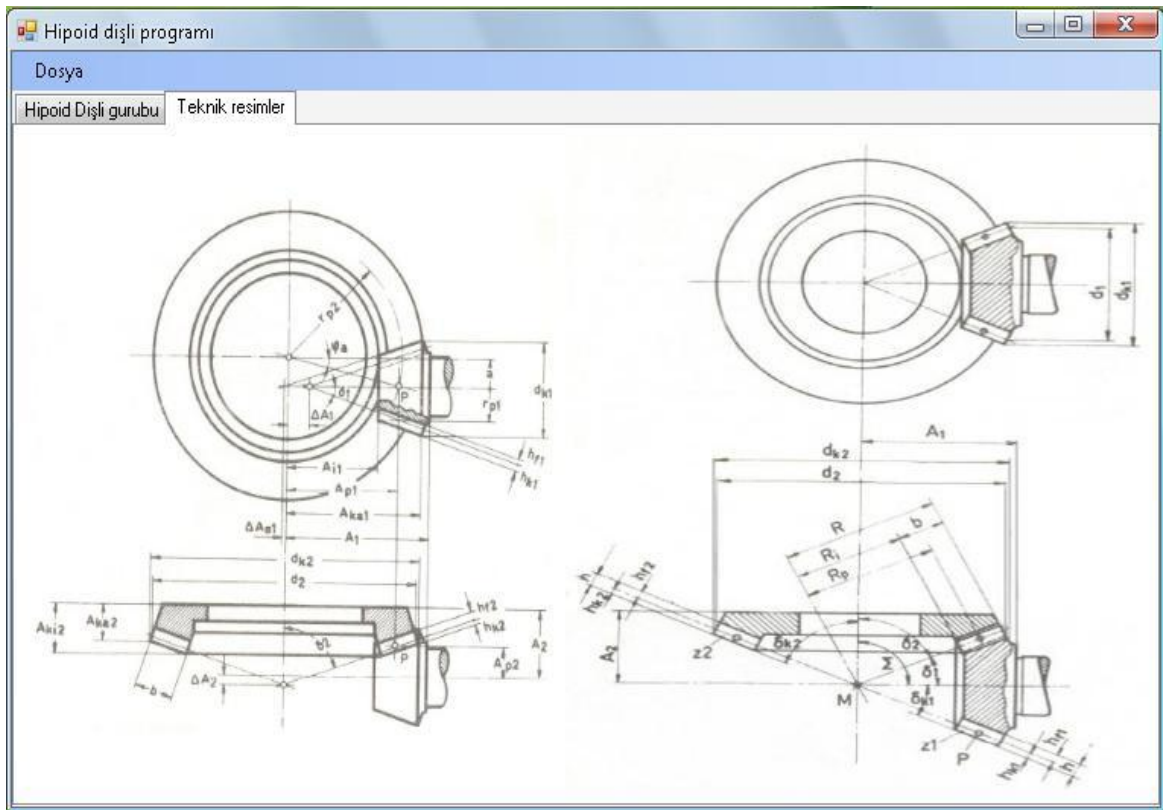
Ayna koni açısı ($\delta 2$)

Helis açısı ($\beta 1$)

Helis açısı ($\beta 2$)

(ϕ) açısı

Şekil 4.5 Hipoid dişli açıları bölümü



Şekil 4.6 Teknik resim ekran görünümü

İkinci sayfada Şekil 4.6 hipoid ve konik dişlilere ait şekillerin yer aldığı bölümden oluşmaktadır. Programın bu bölümünde hipoid dişli ve spiral konik dişlilere ait teknik

resimle diyalog kutusu yerleştirilmiştir. Teknik resimler ile program kullanıcılarına kolaylık sağlaması amaçlanmıştır.

4.2 Hipoid Dişli Programı Kodları

Hesaplamalar için Microsoft visual studio programlama dilinde değişkenlerin tanımlanması program kodlarının yazılmasında büyük kolaylıklar sağlar [26,27].

Kullanıcı tarafından diyalog kutularına girilen verilerin ekrandan alınıp işlenmesini sağlayan “val” ve “Cdbl” komutları kullanılmıştır [28].

```
Imports System.Math
```

```
Public Class Form1
```

```
Private Sub ÇıkToolStripMenuItem_Click(ByVal sender As System.Object,  
ByVal e As System.EventArgs) Handles ÇıkToolStripMenuItem.Click
```

```
Me.Close()
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Button1_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As  
System.EventArgs) Handles Button1.Click
```

```
' $\delta_2$  açısının hesaplanması ayna dişli açısı
```

```
Dim z, z1, z2, dp2, a, m, veri, s As Double
```

```
z1 = Val(Cdbl(TextBox1.Text))
```

```
z2 = Val(Cdbl(TextBox2.Text))
```

```
dp2 = Val(Cdbl(TextBox3.Text))
```

```
a = Val(Cdbl(TextBox4.Text))
```

```
m = dp2 / (2.0 * a)
```

```
z = (z1 / z2)
```

```
veri = (m - m * z + z)
```

```
s = (180.0 / Math.PI) * Math.Atan(veri)
```

```
TextBox10.Text = s
```

```
' $\phi$  açısının hesaplanması için yazılan kod.
```

Dim girdi As Double

$girdi = (2.0 * a) / dp2$

TextBox13.Text = $(180 / \text{Math.PI}) * \text{Math.Asin}(girdi)$

' ϕ_A nın bulunması 2g nin hesaplanması

Dim sonuc, pacisi, g, k As Double

$g = \text{Val}(\text{CDBl}(\text{TextBox5.Text}))$

$sonuc = (dp2 * g * z) / \text{Math.Tan}(s * \text{Math.PI} / 180)$

$sonuc = (dp2 * g * z) / veri$

$pacisi = (2 * a) / (dp2 + sonuc)$

$k = (180 / \text{Math.PI}) * \text{Math.Asin}(pacisi)$

TextBox7.Text = k

' δ_1 koni açısının tespiti

Dim h1, h2, h3 As Double

$h1 = \text{Math.Cos}(s * \text{Math.PI} / 180)$

$h2 = \text{Math.Cos}(k * \text{Math.PI} / 180)$

$h3 = h1 * h2$

TextBox9.Text = $(180 / \text{Math.PI}) * \text{Math.Asin}(h3)$

' ϕ_P açısının hesaplanması

Dim tan_fp As Double

$tan_fp = \text{Math.Tan}(k * \text{Math.PI} / 180) / \text{Math.Sin}(s * \text{Math.PI} / 180)$

TextBox8.Text = $(180 / \text{Math.PI}) * \text{Math.Atan}(tan_fp)$

'çevrim oranı

Dim i As Double

$i = z2 / z1$

TextBox14.Text = i

'dp1 in hesaplanması

Dim d1, dp1 As Double

d1 = Val(CDbl(TextBox5.Text)) * dp2 / Val(CDbl(TextBox14.Text))

dp1 = d1 * Math.Cos(Val(CDbl(TextBox9.Text)) * Math.PI / 180) /
Math.Sin(s * Math.PI / 180)

TextBox16.Text = dp1

' β_1 açısının hesaplanması

Dim c, s1, s2, s3, s4 As Double

c = Val(CDbl(TextBox16.Text)) / Val(CDbl(TextBox3.Text))

s1 = i * c 'çalışıyor

s2 = Math.Cos(Val(CDbl(TextBox8.Text)) * Math.PI / 180) 'çalışıyor

s3 = Math.Sin(Val(CDbl(TextBox8.Text)) * Math.PI / 180) 'çalışıyor

s4 = (s1 - s2) / s3

TextBox11.Text = (180 / Math.PI) * Math.Atan(s4)

β_2 açısının bulunması

TextBox12.Text = Val(CDbl(TextBox11.Text)) - Val(CDbl(TextBox8.Text))

'normal modül

TextBox17.Text = Math.Cos(Val(CDbl(TextBox12.Text)) * Math.PI / 180) *
dp2 / z2

'b₂ dış genişliği

TextBox19.Text = Math.Floor(0.18 * dp2)

'b₁ dişli dış genişliği

Dim p1, p2, p3, p4 As Double

p1 = Val(CDbl(TextBox19.Text))

p2 = Math.Cos(Val(CDbl(TextBox8.Text)) * Math.PI / 180)

p3 = Math.Tan(Val(CDbl(TextBox8.Text)) * Math.PI / 180)

p4 = p1 / p2 + Val(CDbl(TextBox17.Text)) * p3

TextBox20.Text = p4

```

' hk1 dış üstü ölçüsü

Dim hk As Double

hk = 1 * Val(CDbl(TextBox17.Text))

TextBox21.Text = hk

' hf dış dibi ölçüsü

Dim hf As Double

hf = 1.25 * Val(CDbl(TextBox17.Text))

TextBox22.Text = hf

' alın kesitteki modül me

TextBox15.Text = Val(CDbl(TextBox17.Text)) /
Math.Cos(Val(CDbl(TextBox11.Text)) * Math.PI / 180)

' adım te

Dim a1 As Double

a1 = 0.9396926

TextBox18.Text = Val(CDbl(TextBox17.Text)) * Math.PI * a1

' çıkış devri

Dim devir As Double

devir = Val(CDbl(TextBox6.Text))

TextBox23.Text = devir * z1 \ z2

End Sub

End Class

```

Programın Math kütüphanesinden matematiksel işlemlerin kullanılması program yazılımında büyük kolaylıklar sağlamaktadır [29]. Hipoid dişli programı Ek 2’de CD içerisinde sunulmuştur.

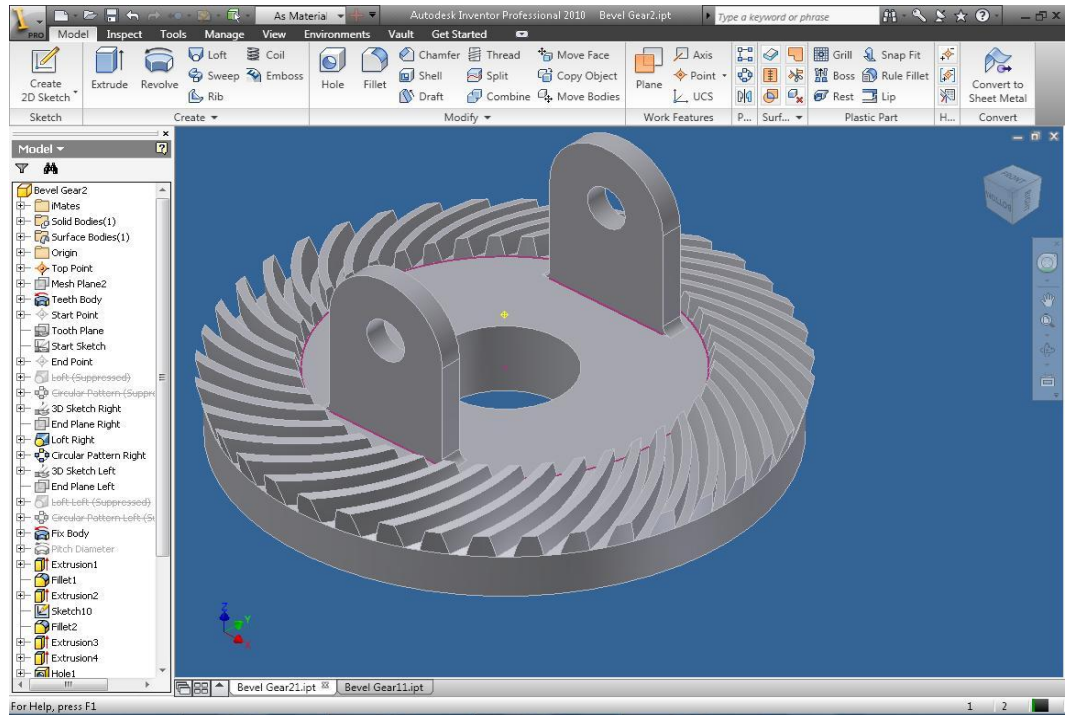
4.3 Diferansiyel Dişli Çark Animasyonu

Autodesk Inventor 2010 çizim programı ile objelerin üç boyutlu katı modelleri çizilebilmektedir. Autodesk Inventor 2010 programı katı modellerin hareketlendirilmesine imkan tanımaktadır.

Diferansiyel dişli kutusunun animasyonu Autodesk Inventor programında hazırlandı. Autodesk Inventor Professional programının içerdiği kullanımı kolay ve tamamen entegre simülasyon özellikleri yardımıyla modelleri, gerçek dünya koşullarına göre test edebilir ve imalata geçmeden önce uygunlukları onaylanabilir.

Inventor programı kolay kullanımlı montaj araçları ile tasarım hızlandırıcıları barındırması, kullanıcıların montajda her bir tasarımındaki parça ve elemanların doğru olarak yerleştirildiğinden emin olmaları sağlar.

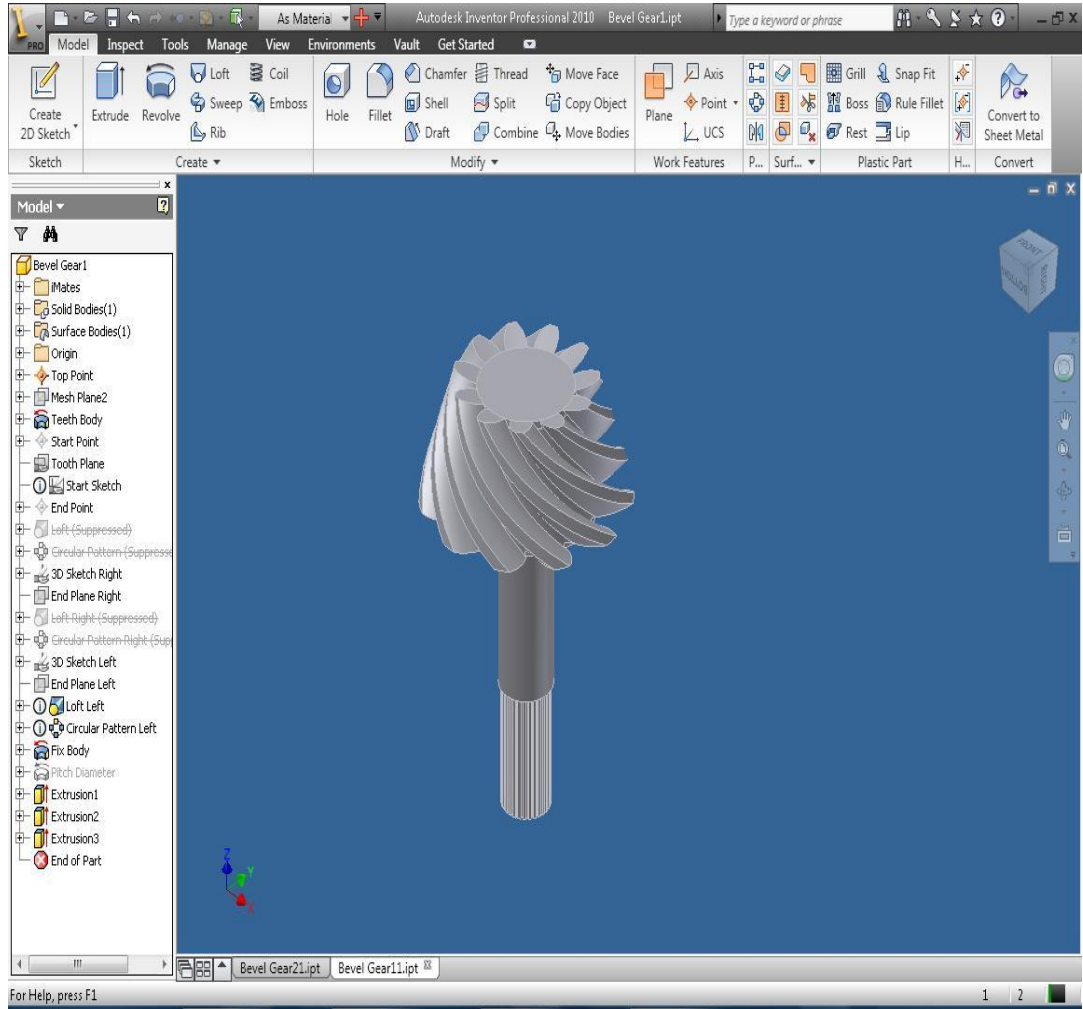
Her bir parçanın ayrı ayrı veya daha önceden yapılmış kısmi montajlarında nihai montajı oluşturacak şekilde montajlanması sağlanır. Montaj ortamına yeni parçalar ya da alt montajlar eklenebilir ve montaj sınırlamaları ile bunlar konumlarına kolaylıkla yerleştirilebilir. Konumsal temsiller ise montajların farklı konumlarını elde etmek için kullanılmaktadır [30].



Şekil 4.7 Inventor ortamında ayna dişli görünümü

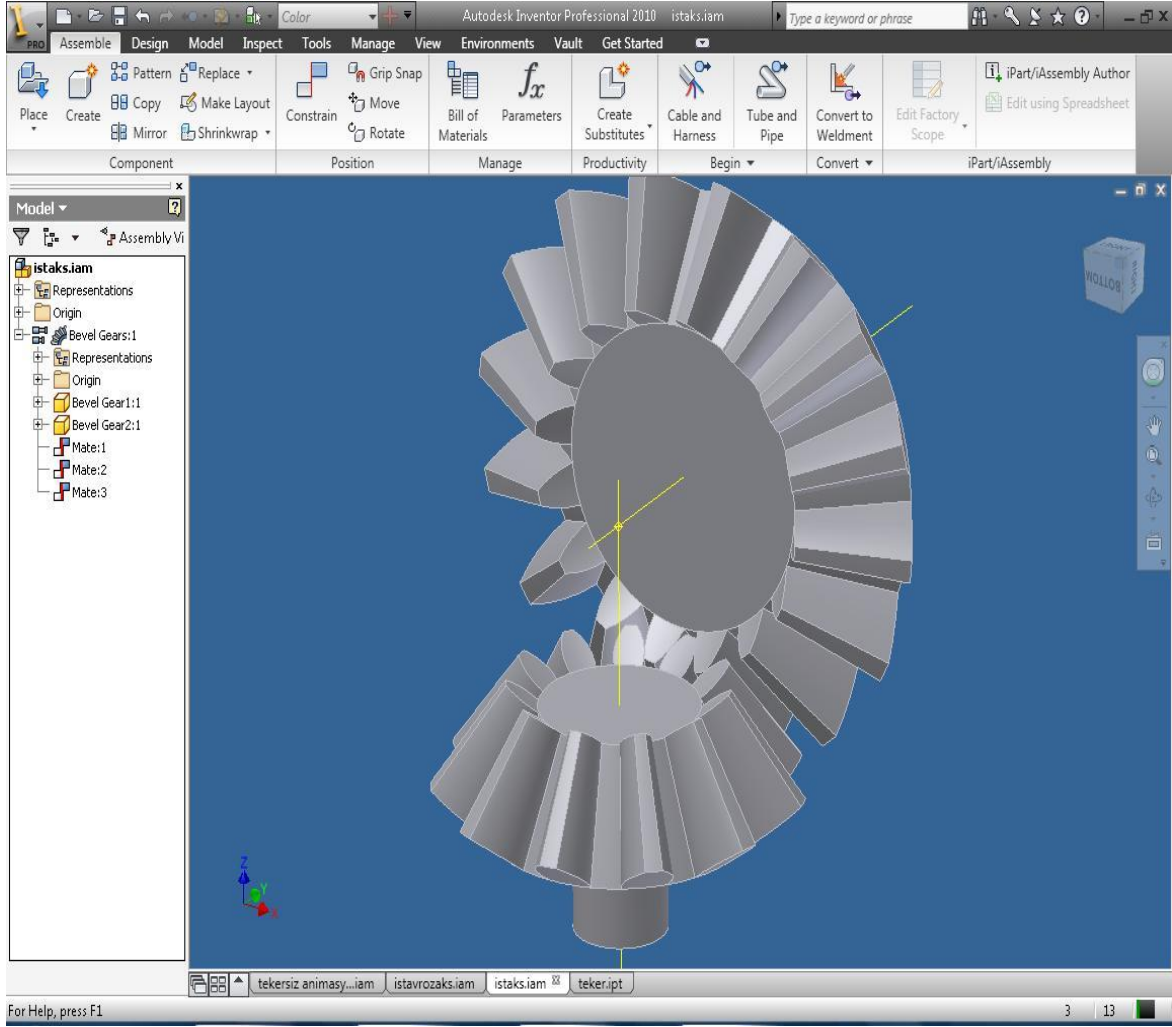
Autodesk Inventor programında ‘design accellerator’ menüsünde standart makine elemanlarının ilgili diyalog kutusunda ölçüleri girildiğinde katı model elde edilebilmektedir. Şekil 4.7’de ayna dişli için diyalog kutusunda β_2 helis açısı, koni açısı, diş sayısı ve ortalama bölüm dairesi çapı gibi değerler girilerek katı modeli oluşturulmuştur.

Katı model üzerinde eklemeler yapılabilir. Autodesk Inventor katı modeller üzerinde değişiklikler ve tanımlamalara olanak sağlamaktadır.



Şekil 4.8 Inventor ortamında pinyon dişli görünümü

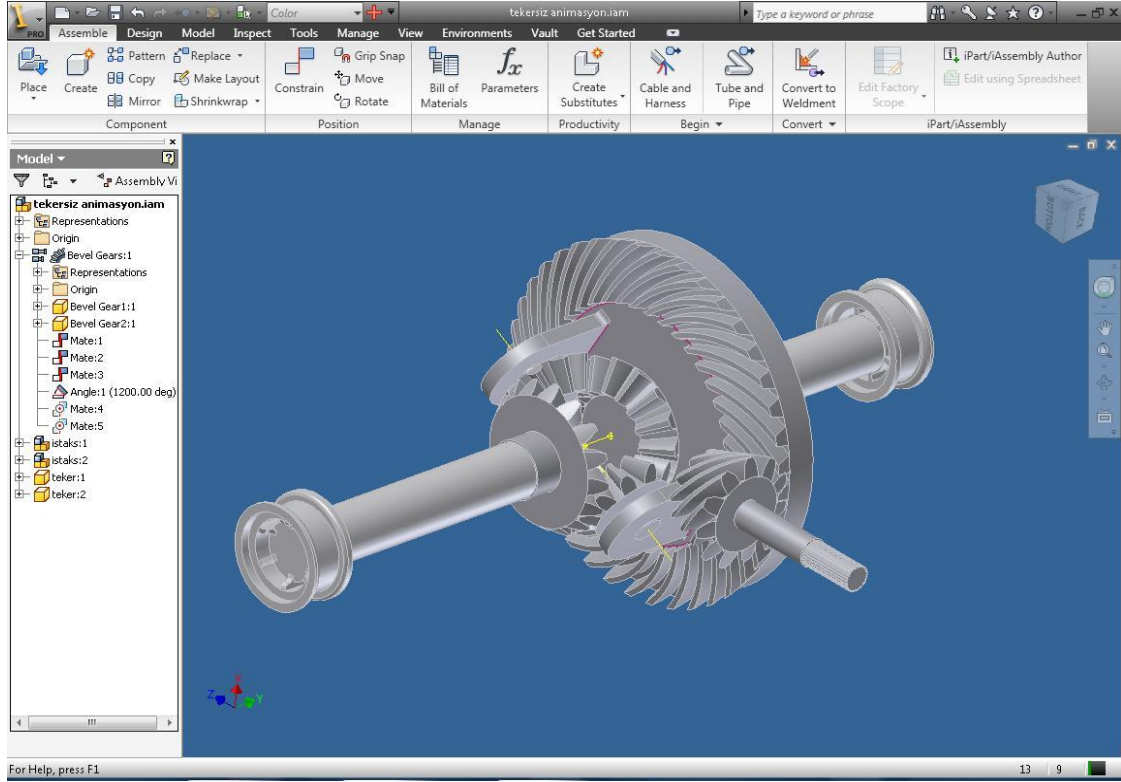
Pinyon dişlisinin katı modeli Şekil 4.8’de üç boyutlu olarak görülmektedir. Pinyon dişlinin çiziminde sol taraftaki model penceresinde görülen işlemler ile gerçekleştirilmiştir. Helis açısı β_1 ve pinyon koni açısı δ_1 açılarına bağlı katı modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.9 istavroz ve aks dişlilerinin montajı

Şekil 4.9’da İstavroz ve aks dişlilerinin montajı görülmektedir. Inventor programında parça kütüphanesi ve diyalog kutuları yardımıyla katı modeller kolay bir şekilde oluşturulabilir. Design menüsünden “Spur gear” ve açılan menüsünden “Bevel gears component generator” penceresinden dişli açıları ile ilgili veriler girilerek dişliler oluşturulur [31].

Katı model dişlilerin üzerinde kullanıcı tarafında ayarlamalar veya değişiklikler yapılabilir. Oluşturulan dişliler ile eksenlerin birleşimi sol taraftaki model penceresi üzerinde gerekli eksen tanımlamaları yapılarak animasyona hazır hale getirilir.



Şekil 4.10 Diferansiyel dişli gurubunun inventor ortamında montajı

Diferansiyel dişli gurubunun katı model parçaları montaj ekranında her bir parça sırayla alınarak montaj aşamasında birleştirilmesi gerçekleştirilir. Montaj aşamasında ‘place constrace’ menüsünden eksenler sabitlenir. Gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra ‘Drive constaint’ menüsünden animasyon hareketlendirilir [32]. Diferansiyel dişli gurubunun animasyonu “avi” formatında hazırlanarak animasyon CD içerisinde Ek 1’de sunulmuştur.

4.4 Hipoid Dişli Çarkın Teorik İncelenmesi

Hipoid dişli çark literatür kısmında d_{m2} , i , z_1 , z_2 , a , M_d , n , σ gibi verilen değerlere göre hipoid dişli çarkın mukavemet hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda hipoid dişli çarkın emniyetli olup olmadığı araştırılmaktadır.

Hipoid dişli çark ölçüleri için çevrim oranı $i = 4 - 6 - 8 - 10$ olmak üzere dört çevrim oranı seçilmiştir. Her bir çevrim oranında ayna dişli ortalama bölüm dairesi çapları $d_{m2} = 175 - 200 - 225 - 250 - 275 - 300$ mm olarak değiştirilmiştir. Her bir ortalama

bölüm dairesi d_{m2} çapı için eksenler arası mesafe $a = (1,115 - 0,125 - 0,135 - 0,1345 - 0,155 - 0,165) d_{m2}$ olarak değiştirilmiştir.

Hipoid dişli çark hesaplamaları için Tablo 4.1 deki a , i , d_{m2} gibi değişkenlerin değerleri verilmiştir.

$2 a / d_{m2} = 0,32.....0,46$ hafif motorlu araçlar ve endüstri için [17]

$2 a / d_{m2} = 0,23.....0,33$ ağır motorlu araçlar ve (kamyon için) [17]

Tablo 4.1 Hipoid dişli çarkın tasarımı için ön değerler

a	$a 1$	$a 2$	$a 3$	$a 4$	$a 5$	$a 6$
d_{m2}	$a = 0,115 d_{m2}$	$a = 0,125 d_{m2}$	$a = 0,135 d_{m2}$	$a = 0,145 d_{m2}$	$a = 0,155 d_{m2}$	$a = 0,165 d_{m2}$
Ø 175	20,125	21,875	23,625	25,375	27,125	28,875
Ø 200	23	25	27	29	31	33
Ø 225	25,875	28,125	30,375	32,625	34,875	37,125
Ø 250	28,75	31,25	33,75	36,25	38,75	41,25
Ø 275	31,625	34,375	37,125	39,875	42,625	45,375
Ø 300	34,5	37,5	40,5	43,5	46,5	49,5
Pinyon diş sayısı	z_1	10	7	7	6	
Ayna diş sayısı	z_2	40	42	56	60	
Çevrim oranı	i	4	6	8	10	

Hipoid dişli çark eksenler arası a mesafesinin değişimi sonucunda ayna dişli helis açısı β_2 , normal modül m_{mn} , ayna dişli koni açısı δ_2 ve pinyon dişli eksenini ile temas eksenini arasındaki $\varphi - \varphi_A$ açısı değişimlerinin etkileri araştırılmıştır.

Altı adet a değeri $a = (1,115 - 0,125 - 0,135 - 0,1345 - 0,155 - 0,165) d_{m2}$ arasında değiştirilerek incelemeler yapılmıştır. Eksenler arası $\delta_A = 90^0$ olan bir hipoid dişlinin Tablo 4.2 de ölçüleri, geometrik bağıntıları ve formülleri verilmiştir. Microsoft Visual Studio programlama dilinde Tablo 4.2'deki dişli çark ölçü ve büyüklüklerini hesaplamak için diyalog kutulu bir program yazılmıştır.

Hipoid dişli çark d_{m2} , i , z_1 , z_2 , a verilerine göre, her bir sabit çevrim oranı için, Tablo 4.3, Tablo 4.4, Tablo 4.5 ve Tablo 4.6'daki ölçü ve büyüklükler elde edilmiştir.

Hipoid dişli çarkın d_{m2} , i , z_1 , z_2 , a ölçüleri verildiğinde Tablo 4.2 deki bilinmeyen ölçü ve açıları tablodaki sıra takip edilerek hesaplanabilmektedir.

Tablo 4.2 Hipoid dişli çark geometrik bağıntıları

	Semboller	Geometrik özellikleri	
Çevrim oranı	i	$i = \frac{z_2}{z_1}$	
Ortalama bölüm dairesi çapı	d_{m1}	$d_1' = (13, -1, 5) \frac{dm_2}{i}$	$d_{m1} \geq 113 \sqrt{\frac{P f_d}{n B_{zul}}}$
		$dm_1 = d_1' \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_2}$	
Ayna dişli koni açısı	δ_2	$\delta_2 = \frac{d_{m2}}{2a} - \frac{d_{m2}}{2a} \frac{z_1}{z_2} + \frac{z_1}{z_2}$	
Fi açısı	φ	$\sin \varphi \approx \frac{2 a}{d_{m2}}$	
Kaçıklık açısı	φ_A	$\varphi_A = arctg(tg \varphi \sin^2 \delta_2)$	
Pinyon dişli koni açısı	δ_1	$\delta_1 = arcsin(\cos \delta_2 \cos \varphi_A)$	
Eksen kaçıklık açısı	φ_p	$\varphi_p = arctg(tg \varphi \sin \delta_2)$	
Pinyon helis açısı	β_1	$tg \beta_1 = \frac{\left(i \frac{d_{m1}}{d_{m2}} - \cos \varphi_p\right)}{\sin \varphi_p}$	
Ayna helis açısı	β_2	$\beta_2 = \beta_1 - \varphi_p$	
Normal modül	m_{mn}	$m_{mn} = \cos \beta_2 \cdot \frac{d_{m2}}{z_2}$	
Ayna diş geniliği	b_2	$b_2 \leq 0.18 d_{m2}$	
Pinyon diş genişliği	b_1	$b_1 \approx \frac{b_2}{\cos \varphi_p} + 3m_{mn} \cdot tg \varphi_p$	
Diş üstü çapı	h_k	$h_k = 1 \cdot m_{mn}$	
Diş dibi çapı	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m_{mn}$	
Diş yüksekliği	h_h	$h = h_k + h_f$	
Alın kesitteki modül	m_e	$m_e = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_1}$	
Adım	t_n	$t_n = m_{mn} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_n$	

Tablo 4.3 $i=4$ çevrim oranında ve d_{m2} çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimleri

		$i=4 \quad z_1=10 \quad z_2=40 \quad d_{m2}=175$						$i=4 \quad z_1=10 \quad z_2=40 \quad d_{m2}=200$					
Eksenler arası mesafe	a	20,13	21,88	23,63	25,38	27,13	28,88	23	25	27	29	31	33
Alın kesitteki modül	m_e	5,69	5,7	5,7	5,71	5,71	5,72	6,51	6,51	6,5	6,52	6,53	6,54
Bölüm dairesi çapı	d_{m1}	56,97	57,01	57,05	57,11	57,17	57,25	65,11	65,15	65,21	65,27	65,34	65,43
Normal modül	m_{mn}	3,16	3,31	3,44	3,56	3,66	3,75	3,62	3,7	3,9	4,07	4,19	4,29
Ayna diş genişliği	b_2	31	31	31	31	31	31	36	36	36	36	36	36
Pinyon diş genişliği	b_1	32,47	32,72	32,98	33,25	33,55	33,86	37,7	37,98	38,28	38,6	38,94	39,3
Kaçıklık açısı	φ_A	12,15	13,13	14,11	15,08	16,04	16,98	12,15	13,13	14,11	15,08	16,04	16,9
Temas açısı	φ_p	12,62	13,72	14,83	15,94	17,07	18,2	12,62	13,72	14,83	15,94	17,07	18,2
Pinyon koni açısı	δ_1	15,53	16,64	17,7	18,72	19,7	20,63	15,53	16,64	17,7	18,72	19,7	20,63
Ayna koni açısı	δ_2	74,1	72,89	71,72	70,57	69,46	68,37	74,1	72,89	71,72	70,57	69,46	68,37
Pinyon helis açısı	β_1	56,2	54,43	52,82	51,38	50,09	48,95	56,2	54,43	52,82	51,38	50,09	48,95
Ayna helis açısı	β_2	43,58	40,7	37,99	35,43	33,02	30,74	43,58	40,7	37,99	35,43	33,02	30,74
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26
		$i=4 \quad z_1=10 \quad z_2=40 \quad d_{m2}=225$						$i=4 \quad z_1=10 \quad z_2=40 \quad d_{m2}=250$					
Eksenler arası mesafe	a	25,88	28,13	30,38	32,63	34,88	37,13	28,75	31,25	33,75	36,25	38,75	41,25
Alın kesitteki modül	m_e	7,325	7,33	7,336	7,34	7,35	7,36	8,13	8,14	8,15	8,15	8,16	8,17
Bölüm dairesi çapı	d_{m1}	73,25	73,3	73,36	73,43	73,51	73,61	81,39	81,44	81,51	81,59	81,68	81,79
Normal modül	m_{mn}	4,07	4,26	4,43	4,58	4,71	4,83	4,52	4,73	4,9	5,09	5,24	5,37
Ayna diş genişliği	b_2	40	40	40	40	40	40	45	45	45	45	45	45
Pinyon diş genişliği	b_1	41,9	42,21	42,55	42,91	43,29	43,69	47,12	47,47	47,85	48,25	48,68	49,13
Kaçıklık açısı	φ_A	12,15	13,13	14,11	15,08	16,04	16,99	12,15	13,13	14,11	15,08	16,04	16,99
Temas açısı	φ_p	12,62	13,72	14,83	15,94	17,07	18,2	12,62	13,72	14,83	15,94	17,07	18,2
Pinyon koni açısı	δ_1	15,53	16,64	17,7	18,72	19,7	20,63	15,53	16,41	17,7	18,72	19,7	20,6
Ayna koni açısı	δ_2	74,1	72,89	71,72	70,57	69,46	68,4	74,1	72,89	71,72	70,57	69,56	68,37
Pinyon helis açısı	β_1	56,2	54,43	52,82	51,38	50,09	48,95	56,2	54,43	52,82	51,38	50,09	48,95
Ayna helis açısı	β_2	43,58	40,7	37,99	35,43	33,02	30,74	43,58	40,7	37,99	35,43	33,02	30,74
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,27	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26
		$i=4 \quad z_1=10 \quad z_2=40 \quad d_{m2}=275$						$i=4 \quad z_1=10 \quad z_2=40 \quad d_{m2}=300$					
Eksenler arası mesafe	a	31,63	34,38	37,13	39,88	42,63	45,38	34,5	37,5	40,5	43,5	46,5	49,5
Alın kesitteki modül	m_e	8,95	8,95	8,96	8,97	8,98	8,99	9,76	9,77	9,78	9,79	9,8	9,81
Bölüm dairesi çapı	d_{m1}	89,53	89,59	89,66	89,75	89,85	89,97	97,67	97,73	97,81	97,9	98,02	98,15
Normal modül	m_{mn}	4,97	5,21	5,41	5,6	5,76	5,9	5,43	5,6	5,9	6,11	6,28	6,44
Ayna diş genişliği	b_2	49	49	49	49	49	49	54	54	54	54	54	54
Pinyon diş genişliği	b_1	51,32	51,71	52,12	52,56	53,02	53,52	56,55	56,97	57,42	57,9	58,41	58,96
Kaçıklık açısı	φ_A	12,15	13,13	14,11	15,08	16,04	16,99	12,15	13,13	14,11	15,08	16,04	16,99
Temas açısı	φ_p	12,62	13,72	14,83	15,94	17,07	18,2	12,62	13,72	14,83	15,94	17,07	18,2
Pinyon koni açısı	δ_1	15,53	16,64	17,7	18,72	19,7	20,63	15,53	16,64	17,7	18,72	19,7	20,63
Ayna koni açısı	δ_2	74,1	72,89	71,72	70,57	69,46	68,37	74,1	72,89	71,72	70,57	69,46	68,37
Pinyon helis açısı	β_1	56,2	54,43	52,82	51,38	50,09	48,95	56,2	54,43	52,82	51,38	50,09	48,95
Ayna helis açısı	β_2	43,58	40,7	37,99	35,43	33,02	30,74	43,58	40,7	37,99	35,43	33,02	30,74
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26

Tablo 4.4 $i=6$ çevrim oranında ve dm_2 çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimi

		$i=6$	$z_1=7$	$z_2=42$	$d_{m2}=175$			$i=6$	$z_1=7$	$z_2=42$	$d_{m2}=200$		
Eksenler arası mesafe	a	20,1	21,9	23,6	25,4	27,1	28,88	23	25	27	29	31	33
Alın kesitteki modül	m_e	5,42	5,43	5,43	5,43	5,44	5,45	6,2	6,2	6,21	6,21	6,22	6,23
Bölüm dairesi çapı	dm_1	38	38	38	38,1	38,1	38,15	43,4	43,4	43,5	43,5	43,6	43,6
Normal modül	m_{mn}	3,06	3,2	3,33	3,44	3,54	3,63	3,5	3,66	3,81	3,94	4,05	4,15
Ayna diş genişliği	b_2	31	31	31	31	31	31	36	36	36	36	36	36
Pinyon diş genişliği	b_1	32,5	32,8	33,1	33,4	33,7	34	37,8	38	38,4	38,7	39,1	39,5
Kaçıklık açısı	φ_A	12,6	13,6	14,7	15,7	16,7	17,78	12,6	13,6	14,7	15,7	16,7	17,8
Temas açısı	φ_p	13	14,1	15,3	16,5	17,7	18,88	13	14,1	15,3	16,5	17,7	18,9
Pinyon koni açısı	δ_1	14,4	15,5	16,5	17,5	18,5	19,36	14,4	15,5	16,5	17,5	18,5	19,4
Ayna koni açısı	δ_2	75,2	74,1	72,9	71,8	70,7	69,62	75,2	74,1	72,9	71,8	70,7	69,6
Pinyon helis açısı	β_1	55,6	53,8	52,1	50,7	49,4	48,2	55,6	53,8	52,1	50,7	49,4	48,2
Ayna helis açısı	β_2	42,6	39,6	36,8	34,2	31,7	29,32	42,6	39,6	36,8	34,2	31,7	29,3
Fi açısı	φ	13,3	14,5	15,7	16,9	18,1	19,26	13,3	14,5	15,7	16,9	18,1	19,3
		$i=6$	$z_1=7$	$z_2=42$	$d_{m2}=225$			$i=6$	$z_1=7$	$z_2=42$	$d_{m2}=250$		
Eksenler arası mesafe	a	25,9	28,1	30,4	32,6	34,9	37,13	28,8	31,3	33,8	36,3	38,8	41,3
Alın kesitteki modül	m_e	6,97	6,98	6,98	6,99	6,99	7	7,75	7,75	7,76	7,76	7,77	7,78
Bölüm dairesi çapı	dm_1	48,8	48,9	48,9	48,9	49	49,06	54,3	54,3	54,3	54,4	54,4	54,5
Normal modül	m_{mn}	3,94	4,12	4,28	4,43	4,56	4,67	4,38	4,58	4,76	4,92	5,06	5,18
Ayna diş genişliği	b_2	40	40	40	40	40	40	45	45	45	45	45	45
Pinyon diş genişliği	b_1	42	42,3	42,6	43	43,4	43,87	47,2	47,6	48	48,4	48,9	49,3
Kaçıklık açısı	φ_A	12,6	13,6	14,7	15,7	16,8	17,78	12,6	13,6	14,7	15,7	16,8	17,8
Temas açısı	φ_p	13	14,1	15,3	16,5	17,7	18,88	13	14,2	15,3	16,5	17,7	18,9
Pinyon koni açısı	δ_1	14,4	15,5	16,5	17,5	18,5	19,36	14,4	15,5	16,5	17,5	18,5	19,4
Ayna koni açısı	δ_2	75,2	74,1	72,9	71,8	70,7	69,62	75,2	74	72,9	71,8	70,7	69,6
Pinyon helis açısı	β_1	55,6	53,8	52,1	50,7	49,3	48,2	55,6	53,7	52,1	50,7	49,3	48,2
Ayna helis açısı	β_2	42,6	39,6	36,8	34,2	31,6	29,32	42,6	39,6	36,8	34,2	31,6	29,3
Fi açısı	φ	13,3	14,6	15,7	16,8	18,1	19,26	13,3	14,5	15,7	16,9	18,1	19,3
		$i=6$	$z_1=7$	$z_2=42$	$d_{m2}=275$			$i=6$	$z_1=7$	$z_2=42$	$d_{m2}=300$		
Eksenler arası mesafe	a	31,6	34,4	37,1	39,9	42,6	45,38	34,5	37,5	40,5	43,5	46,5	49,5
Alın kesitteki modül	m_e	8,52	8,53	8,53	8,54	8,55	8,56	9,3	9,3	9,31	9,32	9,33	9,34
Bölüm dairesi çapı	dm_1	59,7	59,7	59,8	59,8	59,9	59,96	65,1	65,1	65,2	65,3	65,3	65,4
Normal modül	m_{mn}	4,82	5,04	5,24	5,4	5,57	5,7	5,25	5,5	5,7	5,9	6,07	6,22
Ayna diş genişliği	b_2	49	49	49	49	49	49	54	54	54	54	54	54
Pinyon diş genişliği	b_1	51,4	51,8	52,2	52,7	53,2	53,74	56,6	57,1	57,5	58,1	58,6	59,2
Kaçıklık açısı	φ_A	12,6	13,6	14,7	15,7	16,7	17,78	12,6	13,6	14,7	15,7	16,7	17,8
Temas açısı	φ_p	13	14,2	15,3	16,5	17,7	18,88	13	14,1	15,3	16,5	17,7	18,9
Pinyon koni açısı	δ_1	14,4	15,5	16,5	17,5	18,4	19,36	14,4	15,5	16,5	17,5	18,5	19,4
Ayna koni açısı	δ_2	75,2	74	72,9	71,8	70,7	69,62	75,2	74,1	72,9	71,8	70,7	69,6
Pinyon helis açısı	β_1	55,6	53,7	52,1	50,6	49,4	48,2	55,6	53,8	52,1	50,7	49,4	48,2
Ayna helis açısı	β_2	42,6	39,6	36,8	34,1	31,7	29,3	42,6	39,6	36,8	34,2	31,7	29,3
Fi açısı	φ	13,3	14,5	15,7	16,9	18	19,2	13,3	14,5	15,7	16,9	18,1	19,3

Tablo 4.5 $i=8$ çevrim oranında ve d_{m2} çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimi

		i=8 z₁=7 z₂=56 d_{m2}=175						i=8 z₁=7 z₂=56 d_{m2}=200					
Eksenler arası mesafe	a	20,125	21,875	23,625	25,375	27,125	28,875	23	25	27	29	31	33
Alın kesitteki modül	m_e	4,06	4,07	4,07	4,07	4,08	4,08	4,65	4,65	4,65	4,66	4,66	4,67
Bölüm dairesi çapı	d_{m1}	28,48	28,49	28,52	28,57	28,57	28,61	32,55	32,57	32,59	32,62	32,66	32,7
Normal modül	m_{mn}	2,31	2,42	2,52	2,6	2,67	2,74	2,64	2,77	2,88	2,97	3,06	3,13
Ayna diş genişliği	b_2	31	31	31	31	31	31	36	36	36	36	36	36
Pinyon diş genişliği	b_1	32,37	32,61	32,87	33,15	33,46	33,78	37,58	37,86	38,16	38,49	38,84	39,2
Kaçıklık açısı	φ_A	12,75	13,84	14,92	16	17,08	18,16	12,75	13,84	14,92	16	17,08	18,16
Temas açısı	φ_p	13,15	14,33	15,54	16,75	17,98	19,22	13,15	14,33	15,53	16,75	17,98	19,22
Pinyon koni açısı	δ_1	13,91	14,96	15,97	16,94	17,88	18,78	13,91	14,96	15,97	16,94	17,88	18,78
Ayna koni açısı	δ_2	75,72	74,57	73,44	72,34	71,25	70,19	75,72	74,57	73,45	72,34	71,25	70,19
Pinyon helis açısı	β_1	55,27	53,44	51,78	50,31	49,01	47,86	55,27	53,44	51,79	50,31	49,01	47,86
Ayna helis açısı	β_2	42,11	39,1	36,24	33,56	31,02	28,63	42,1	39,1	36,25	33,56	31,02	28,63
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26
		i=8 z₁=7 z₂=56 d_{m2}=225						i=8 z₁=7 z₂=56 d_{m2}=250					
Eksenler arası mesafe	a	25,875	28,125	30,375	32,625	34,875	37,125	28,75	31,25	33,75	36,25	38,75	41,25
Aalın kesitteki modül	m_e	5,23	5,23	5,23	5,24	5,24	5,25	5,81	5,81	5,82	5,82	5,83	5,84
Bölüm dairesi çapı	d_{m1}	36,62	36,64	36,66	36,7	36,74	36,79	40,68	40,71	40,73	40,78	40,82	40,88
Normal modül	m_{mn}	2,98	3,11	3,24	3,34	3,44	3,52	3,31	3,46	3,6	3,7	3,82	3,91
Ayna diş genişliği	b_2	40	40	40	40	40	40	45	45	45	45	45	45
Pinyon diş genişliği	b_1	41,77	42,08	42,41	42,78	43,17	43,59	46,98	47,33	47,7	48,11	48,55	49,02
Kaçıklık açısı	φ_A	12,75	13,84	14,92	16	17,08	18,16	12,75	13,84	14,92	16	17,08	18,16
Temas açısı	φ_p	13,15	14,33	15,53	16,75	17,98	19,22	13,15	14,33	15,53	16,75	17,98	19,22
Pinyon koni açısı	δ_1	13,91	14,96	15,97	16,94	17,88	18,78	13,91	14,96	15,97	16,94	17,88	18,78
Ayna koni açısı	δ_2	75,72	74,57	73,45	72,34	71,25	70,19	75,72	74,57	73,45	72,34	71,25	70,19
Pinyon helis açısı	β_1	55,27	53,44	51,79	50,31	49,01	47,86	55,27	53,44	51,79	50,31	49,01	47,86
Ayna helis açısı	β_2	42,11	39,1	36,25	33,55	31,02	28,63	42,11	39,1	36,25	33,56	31,02	28,63
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,86	18,05	19,26	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26
		i=8 z₁=7 z₂=56 d_{m2}=275						i=8 z₁=7 z₂=56 d_{m2}=300					
Eksenler arası mesafe	a	31,625	34,375	37,125	39,875	42,625	45,375	34,5	37,5	40,5	43,5	46,5	49,5
Alın kesitteki modül	m_e	6,39	6,39	6,4	6,4	6,41	6,42	6,97	6,97	6,98	6,99	6,99	7
Bölüm dairesi çapı	d_{m1}	44,75	44,78	44,81	44,85	44,9	44,96	48,82	48,85	48,89	48,93	48,99	49
Normal modül	m_{mn}	3,64	3,8	3,96	4,09	4,2	4,3	3,97	4,15	4,32	4,46	4,5	4,7
Ayna diş genişliği	b_2	49	49	49	49	349	49	54	54	54	54	54	54
Pinyon diş genişliği	b_1	51,17	51,54	51,96	52,4	52,88	53,39	56,38	56,79	57,25	57,73	58,26	58,82
Kaçıklık açısı	φ_A	12,75	13,84	14,92	16	17,08	18,16	12,75	13,84	14,92	16	17,08	18,16
Temas açısı	φ_p	13,15	14,33	15,54	16,7	17,98	19,22	13,15	14,33	15,53	16,75	17,98	19,22
Pinyon koni açısı	δ_1	13,91	14,96	15,97	16,94	17,88	18,78	13,91	14,96	15,97	16,94	17,88	18,78
Ayna koni açısı	δ_2	75,72	74,57	73,45	72,34	71,25	70,19	75,72	74,57	73,45	72,34	71,25	70,19
Pinyon helis açısı	β_1	55,27	53,44	51,78	50,31	49,01	47,86	55,27	53,44	51,79	50,31	49,01	47,86
Ayna helis açısı	β_2	42,11	39,1	36,24	33,56	31,02	28,63	42,11	39,1	36,25	33,56	31,02	28,63
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26

Tablo 4.6 $i=10$ çevrim oranında ve d_{m2} çaplarında a eksenler arası mesafenin değişimine bağlı olarak hipoid dişli ölçülerinin değişimi

		i=10	$z_1=6$	$z_2=60$	$d_{m2}=175$			i=10	$z_1=6$	$z_2=60$	$d_{m2}=200$		
Eksenler arası mesafe	a	20,125	21,875	23,625	25,375	27,125	28,875	23	25	27	29	31	33
Alın kesitteki modül	m_e	3,79	3,79	3,8	3,8	3,81	3,81	4,34	4,34	4,34	4,34	4,35	4,36
Bölüm dairesi çapı	dm_1	22,78	22,79	22,81	22,83	22,86	22,89	26,04	26,05	26,05	26,09	26,12	26,16
Normal modül	m_{mn}	2,17	2,27	2,36	2,44	2,5	2,56	2,48	2,59	2,59	2,78	2,86	2,93
Ayna dış genişliği	b_2	31	31	31	31	31	31	36	36	36	36	36	36
Pinyon dış genişliği	b_1	32,35	32,59	32,86	33,14	33,44	33,77	37,56	37,84	37,84	38,47	38,82	39,2
Kaçıklık açısı	φ_A	12,87	13,97	15,07	16,18	17,28	18,39	12,87	13,97	13,97	16,18	17,28	18,39
Temas açısı	φ_p	13,25	14,45	15,67	16,9	18,15	19,42	13,25	14,45	14,45	16,9	18,15	19,42
Pinyon koni açısı	δ_1	13,63	14,66	15,66	16,62	17,55	18,44	13,63	14,66	14,66	16,62	17,55	18,44
Ayna koni açısı	δ_2	76	74,87	73,76	72,66	71,58	70,52	76	74,87	74,87	72,66	71,58	70,52
Pinyon helis açısı	β_1	55,1	53,25	51,6	50,12	48,81	47,66	55,1	53,25	53,25	50,12	48,81	47,66
Ayna helis açısı	β_2	41,84	38,8	35,92	33,21	30,65	28,23	41,84	38,8	38,8	33,21	30,65	28,23
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,29	14,47	14,47	16,85	18,05	19,26
		i=10	$z_1=6$	$z_2=60$	$d_{m2}=225$			i=10	$z_1=6$	$z_2=60$	$d_{m2}=250$		
Eksenler arası mesafe	a	25,875	28,125	30,375	32,625	34,875	37,125	28,75	31,25	33,75	36,25	38,75	41,25
Alın kesitteki modül	m_e	4,88	4,88	4,88	4,89	4,89	4,9	5,42	5,42	5,43	5,43	5,44	5,45
Bölüm dairesi çapı	dm_1	29,29	29,31	29,33	29,36	29,39	29,43	32,55	32,56	32,59	32,62	32,65	32,7
Normal modül	m_{mn}	2,79	2,92	3,06	3,13	3,22	3,3	3,1	3,24	3,37	3,48	3,58	3,67
Ayna dış genişliği	b_2	40	40	40	40	40	40	45	45	45	45	45	45
Pinyon dış genişliği	b_1	41,75	42,06	42,39	42,76	43,15	43,57	46	47,3	47,68	48,09	48,53	49,01
Kaçıklık açısı	φ_A	12,87	13,97	15,07	16,18	17,28	18,39	12,87	13,97	15,07	16,18	17,28	18,39
Temas açısı	φ_p	13,25	14,45	15,67	16,9	18,15	19,42	13,25	14,45	15,67	16,9	18,15	19,42
Pinyon koni açısı	δ_1	13,63	14,66	15,66	16,62	17,55	18,44	13,63	14,66	15,66	16,62	17,55	18,44
Ayna koni açısı	δ_2	76	74,87	73,76	72,66	71,58	70,52	76	74,87	73,76	72,66	71,58	70,52
Pinyon helis açısı	β_1	55,1	53,25	51,6	50,12	48,81	47,66	55,1	53,25	51,6	50,12	48,81	47,66
Ayna helis açısı	β_2	41,84	38,8	35,92	33,21	30,65	28,23	41,84	38,8	35,91	33,21	3,65	28,23
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26
		i=10	$z_1=6$	$z_2=60$	$d_{m2}=275$			i=10	$z_1=6$	$z_2=60$	$d_{m2}=300$		
Eksenler arası mesafe	a	31,625	34,375	37,125	39,875	42,625	45,375	34,5	37,5	40,5	43,5	46,5	49,5
Alın kesitteki modül	m_e	5,96	5,9	5,97	5,98	5,98	5,99	6,51	6,51	6,51	6,52	6,53	6,54
Bölüm dairesi çapı	dm_1	35,8	35,82	35,85	35,88	35,92	35,97	39,06	39,08	39,11	39,14	39,19	39,24
Normal modül	m_{mn}	3,41	3,57	3,71	3,83	3,94	4,03	3,72	3,89	4,04	4,18	4,3	4,4
Ayna dış genişliği	b_2	49	49	49	49	49	49	54	54	54	54	54	54
Pinyon dış genişliği	b_1	51,14	51,52	51,93	52,37	52,86	53,38	56,35	56,77	57,22	57,7	58,24	58,81
Kaçıklık açısı	φ_A	12,87	13,97	15,07	16,18	17,28	18,39	12,87	13,97	15,07	16,18	17,28	18,39
Temas açısı	φ_p	13,25	14,45	15,67	16,9	18,15	19,42	13,25	14,45	15,67	16,9	18,15	19,42
Pinyon koni açısı	δ_1	13,63	14,66	15,66	16,62	17,55	18,44	13,63	14,66	15,66	16,62	17,55	18,44
Ayna koni açısı	δ_2	76	74,87	73,76	72,66	71,58	70,52	76	74,87	73,76	72,66	71,58	70,52
Pinyon helis açısı	β_1	55,1	53,25	51,6	50,12	48,81	47,66	55	53,25	51,6	50,1	48,81	47,66
Ayna helis açısı	β_2	41,84	38,8	35,92	33,21	30,65	28,23	41,84	38,8	35,92	33,21	30,65	28,23
Fi açısı	φ	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26	13,29	14,47	15,66	16,85	18,05	19,26

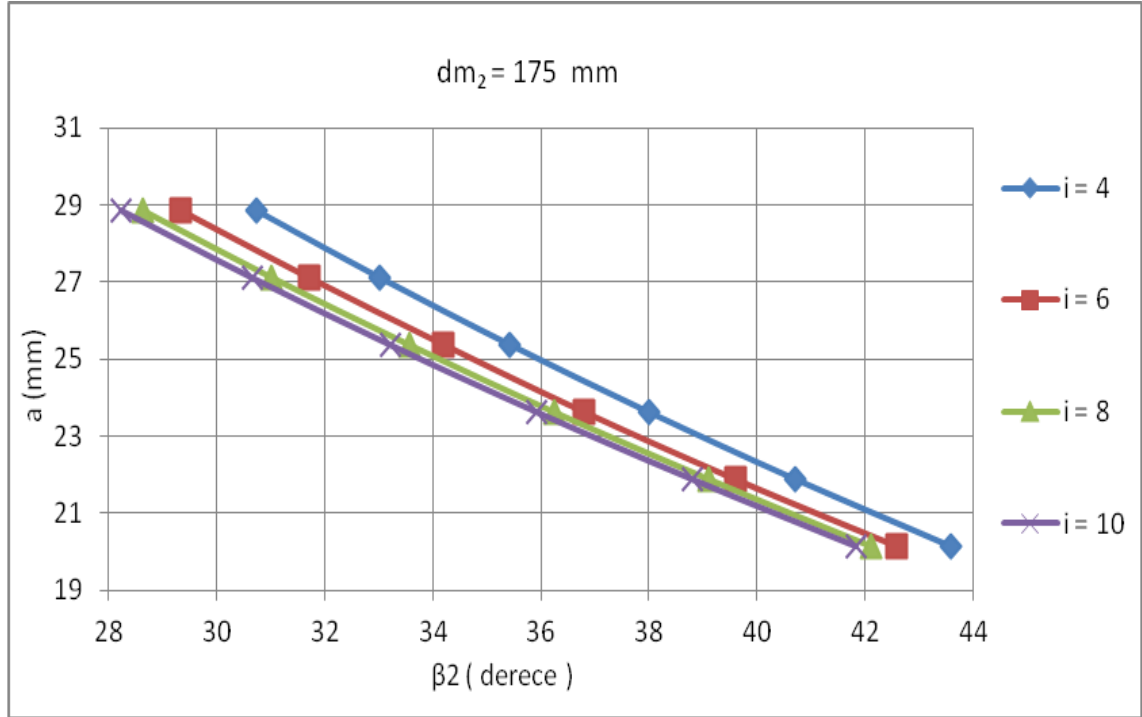
Tablo 4.3, Tablo 4.4, Tablo 4.5 ve Tablo 4.6 dan elde edilen veriler ile bir hipoid dişli çarkta eksenler arası mesafe a değişimi sonucunda aşağıdaki ölçülerde meydana gelen değişimler incelenecektir. Bu parametrelerle ayna dişli helis açısı β_1 , normal modül m_{mn} , ayna dişli koni açısı δ_2 ve pinyon dişli eksenini ile temas açısı arasındaki değişimler incelenecektir. Tablo 4.3, Tablo 4.4, Tablo 4.5 ve Tablo 4.6 daki bilinmeyen değerlerin hesaplanmaları sonucunda bu sonuçların i , dm_2 ve a girdileri ile değişimleri Tablo 4.7’de verilmiştir.

Tablo 4.7 Çevrim oranı (i), eksenler arası mesafe (a) ve ortalama bölüm dairesi çapı (d_{m2}) verilerine bağlı değişimler

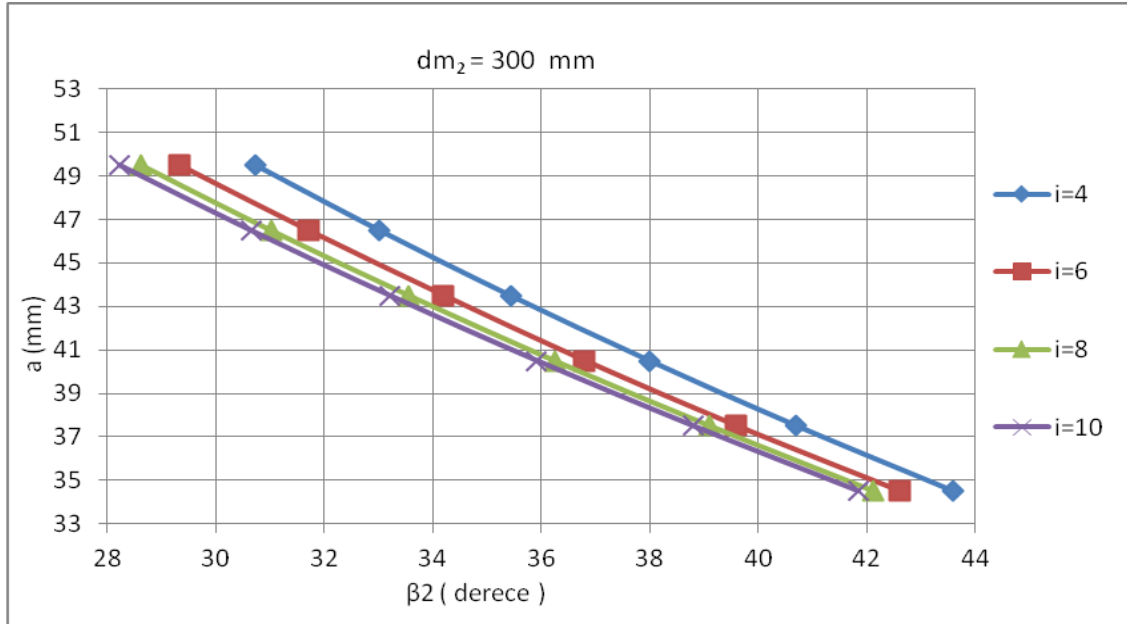
	Semboller	i	dm_2	a
Alın kesitteki modül	m_e	Değişken	Değişken	Değişken (çok az)
Ortalama bölüm dairesi çapı	d_{m1}	Değişken	Değişken	Sabit
Normal modül	m_{mn}	Değişken	Değişken	Değişken
Ayna diş genişliği	b_2	Sabit	Değişken	Sabit
Pinyon diş genişliği	b_1	Değişken (çok az)	Değişken	Değişken (çok az)
Ayna dişli koni açısı	δ_2	Değişken (çok az)	Sabit	Değişken
Pinyon dişli koni açısı	δ_1	Değişken (çok az)	Sabit	Değişken
Fi açısı	φ	Değişken	Değişken	Değişken
Eksen kaçıklık açısı	φ_p	Değişken (çok az)	Sabit	Değişken
Kaçıklık açısı	φ_A	Değişken (çok az)	Sabit	Değişken
Pinyon helis açısı	β_1	Değişken (çok az)	Sabit	Değişken
Ayna helis açısı	β_2	Değişken (çok az)	Sabit	Değişken

4.4.1 Ayna Dişli Helis Açısı β_2

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de eksenler arası mesafe a nın değişimi sonucu ayna dişli helis açısı β_2 ’nin değişimi grafiklerde verilmiştir. Ayna dişli helis açısı arttıkça verim düşer, ses azalır ve iletilen güç artar [33].



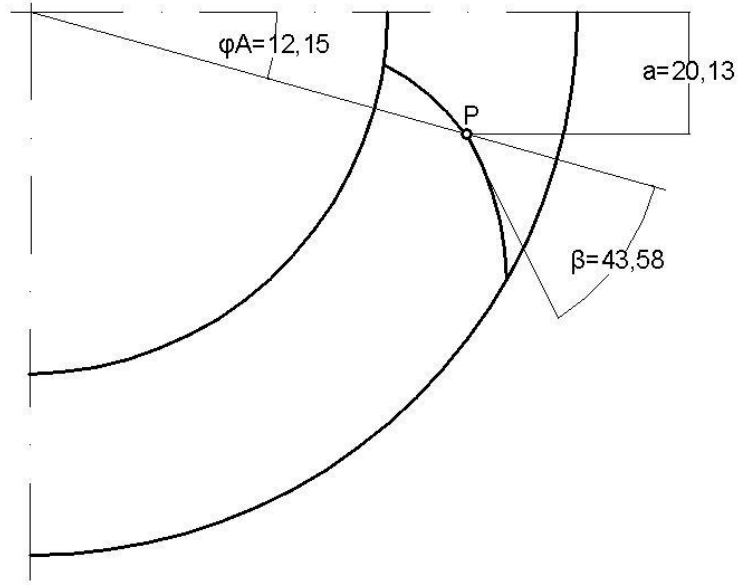
Şekil 4.11 Eksenler arası mesafe a değişimi ile β_2 helis açısı değişimleri



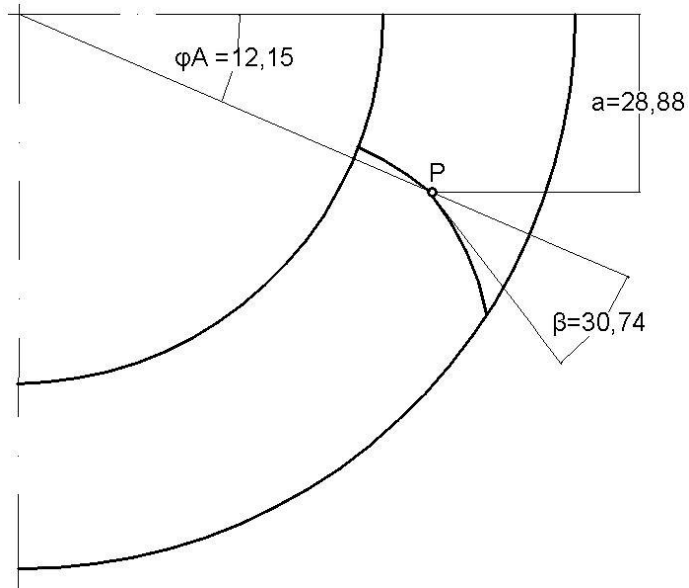
Şekil 4.12 Eksenler arası mesafe a değişimi ile β_2 helis açısı değişimleri

Hipoid dişli çarkta β_1 pinyon dişli helis açısı, ayna dişlinin β_2 helis açısından ϕ_p temas açısı kadar büyüktür. β_1 pinyon dişli helis açısı ve β_2 ayna dişli helis açısı i çevrim

oranının değişimine bağlı olarak çok az değişmektedir. β_2 ayna dişli helis açısı, ayna dişli çapının artması ile değişmemektedir. Eksenler arası mesafe a , ayna dişli merkezine yaklaştıkça β_2 ayna dişli helis açısı artmakta, merkezden uzaklaştığında azalmaktadır. Küçük çevrim oranlarında helis açısı daha büyük, büyük çevrim oranlarında helis açısı bir miktar daha azdır.



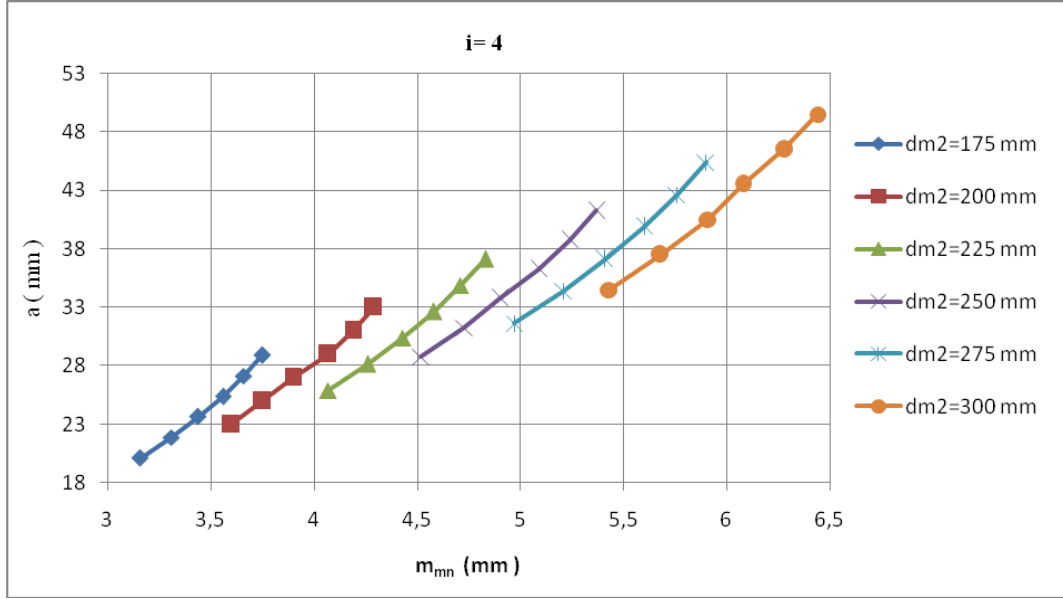
Şekil 4.13 Çevrim oranı $i = 4$, $\phi 175$ ve $a = 20,13$ mm



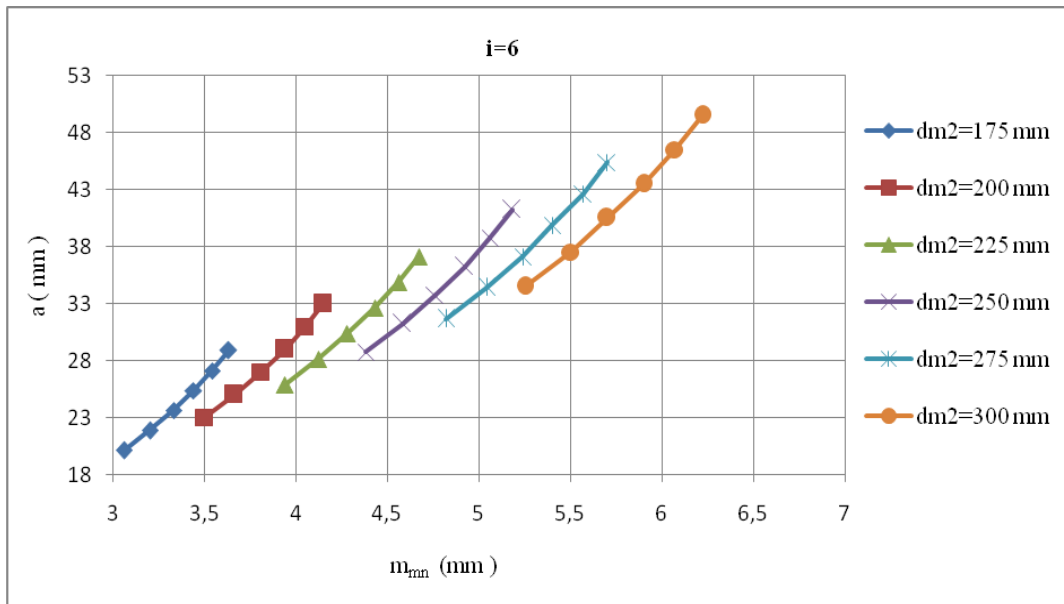
Şekil 4.14 Çevrim oranı $i = 4$, $\phi 175$, $a = 28,88$ mm

Değişen a değerlerine bağlı olarak Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de görüldüğü gibi eksenler arası mesafe a arttıkça eksen kaçıklık açısı ϕ_A de artmaktadır. Ayna dişli helis açısı β_2 de azalmaktadır.

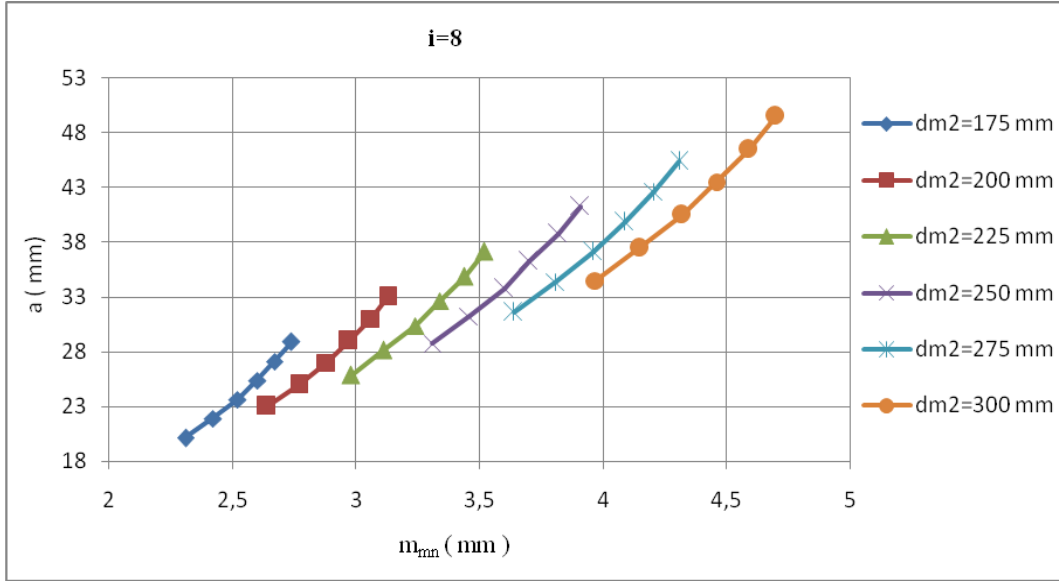
4.4.2 Hipoid Dişli Normal Modülü m_{mn}



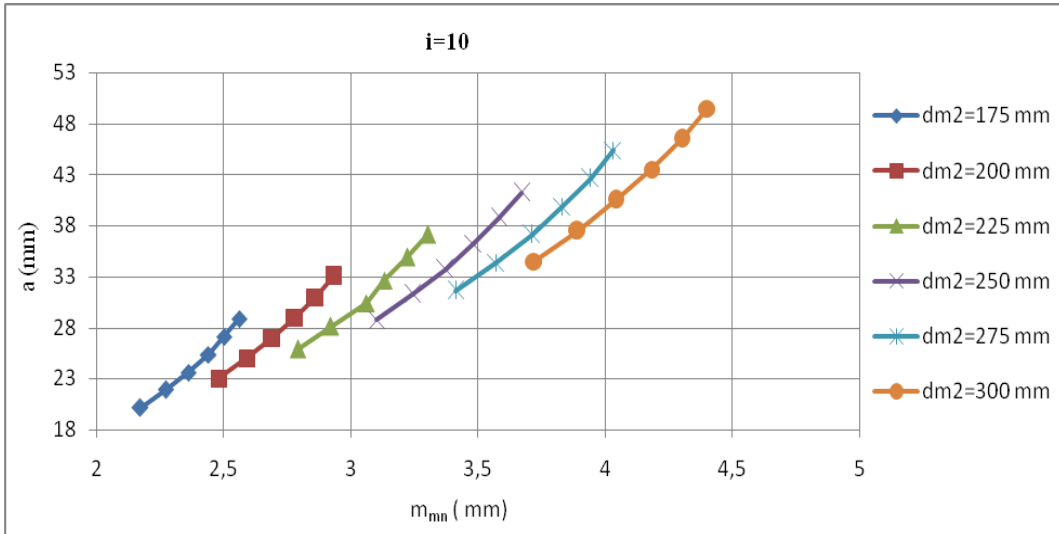
Şekil 4.15 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi



Şekil 4.16 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi



Şekil 4.17 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi

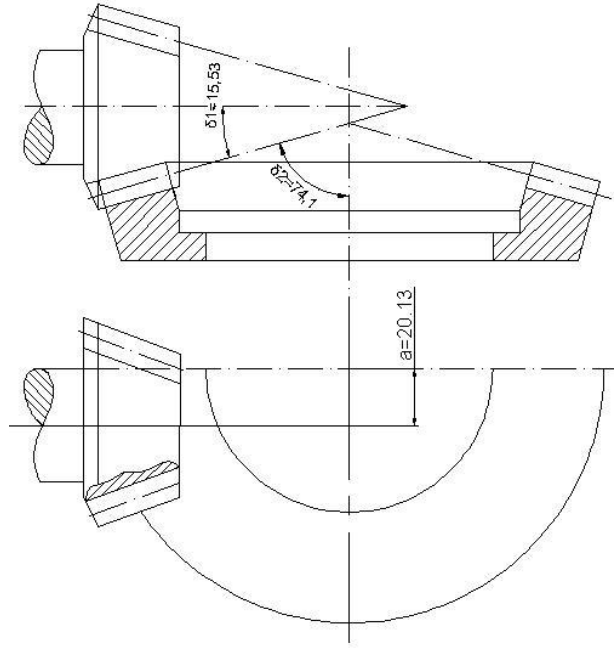


Şekil 4.18 Eksenler arası mesafe a değişimi ile normal modül m_{mn} değişimi

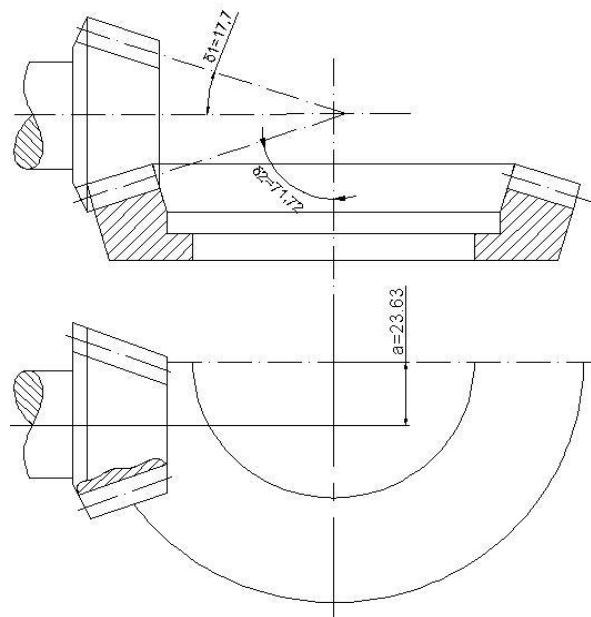
Şekil 4.15, Şekil 4.16, Şekil 4.17 ve Şekil 4.18 de her bir çevrim oranında, eksenler arası mesafe a nın değişimi sonucunda ayna dişli dm_2 çapları için normal modül m_{mn} nin değişim grafikleri verilmiştir. Sabit çevrim oranlarında artan ortalama bölüm dairesi d_{m2} çapları ile birlikte normal modül m_{mn} değeri de artmaktadır. Sabit ayna dişli d_{m2}

aplarında, artan çevrim oranı değerlerinde normal modül m_{mn} değeri azalmaktadır. Eksenler arası mesafe a artıkça normal modül m_{mn} değeri de artmaktadır.

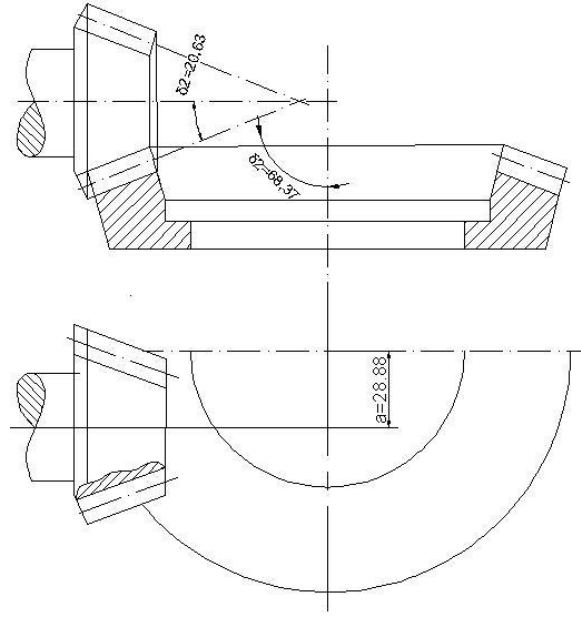
4.4.3 Ayna Dişli Koni Açısı δ_2



şekil 4.19 δ_1 ve δ_2 açılarının $a=20,13$ eksenler arası mesafe ile değişimi

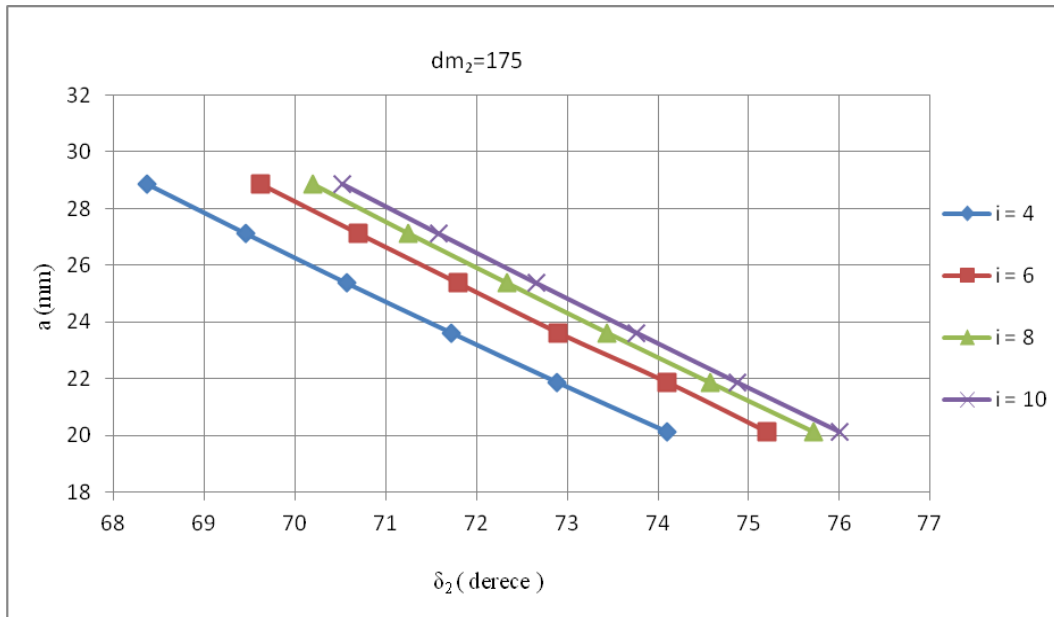


şekil 4.20 δ_1 ve δ_2 açılarının $a=23,63$ eksenler arası mesafe ile değişimi

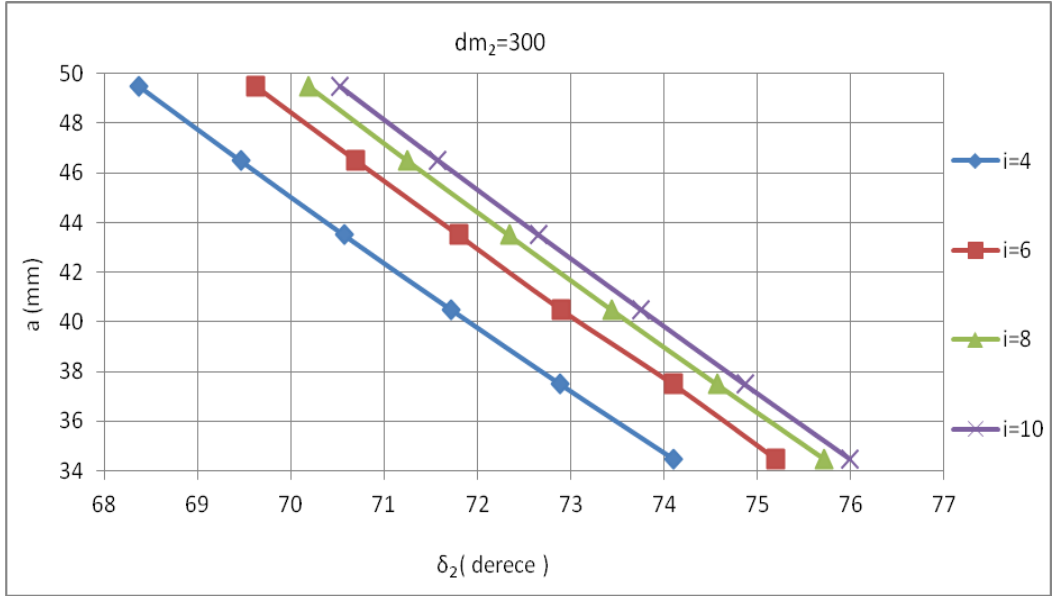


Şekil 4.21 δ_1 ve δ_2 açılarının $a=28,88$ eksenler arası mesafe ile değişimi

Şekil 4.19, Şekil 4.20 ve Şekil 4.21’de sabit çevrim oranı $i=4$ ve sabit ayna dişli bölüm dairesi çapında $dm_2 = 175$ mm, eksenler arası mesafe a nın değişimi sonucu pinyon dişli koni açısı δ_1 ve ayna dişli koni açısı δ_2 nin değişimi görülmektedir. Eksenler arası mesafe a nın artması ile birlikte pinyon dişli koni yüksekliği azalmaktadır.



Şekil 4.22 Eksenler arası mesafe a ile ayna dişli koni açısının δ_2 değişimi

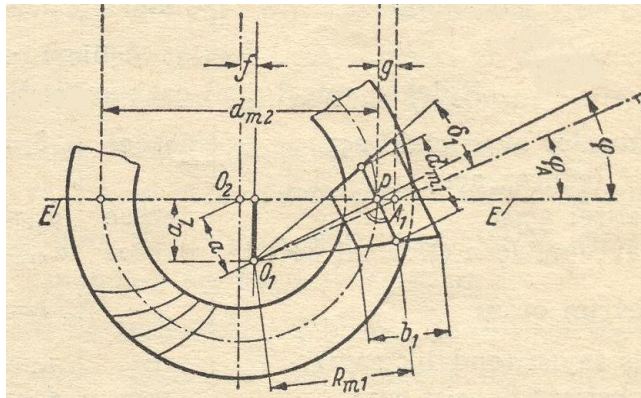


Şekil 4.23 Eksenler arası mesafe a ile ayna dişli koni açısının δ_2 değişimi

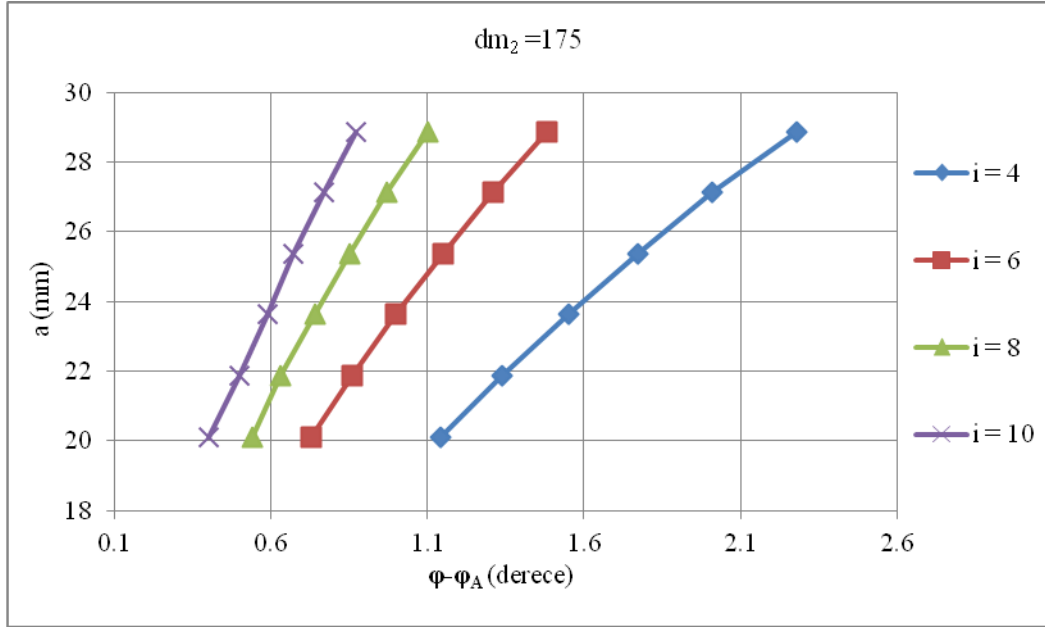
Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’de eksenler arası mesafe a nın değişimi sonucu ayna dişli koni açısının değişim grafikleri verilmiştir.

Ayna dişli koni açısı sabit çevrim oranlarında, değişen ayna dişli bölüm dairesi d_{m2} çapında aynı kalmaktadır. Eksenler arası mesafe a arttıkça ayna dişli koni açısı δ_2 değeri azalmaktadır. Pinyon dişli koni açısı δ_1 de aynı çevrim oranlarında ayna dişli bölüm dairesi d_{m2} çapından bağımsızdır. Eksenler arası mesafe a arttıkça pinyon dişli koni açısı δ_1 değeri de artmaktadır. $\delta_1 + \delta_2$ değeri yaklaşık olarak 89° - 90° arasındadır.

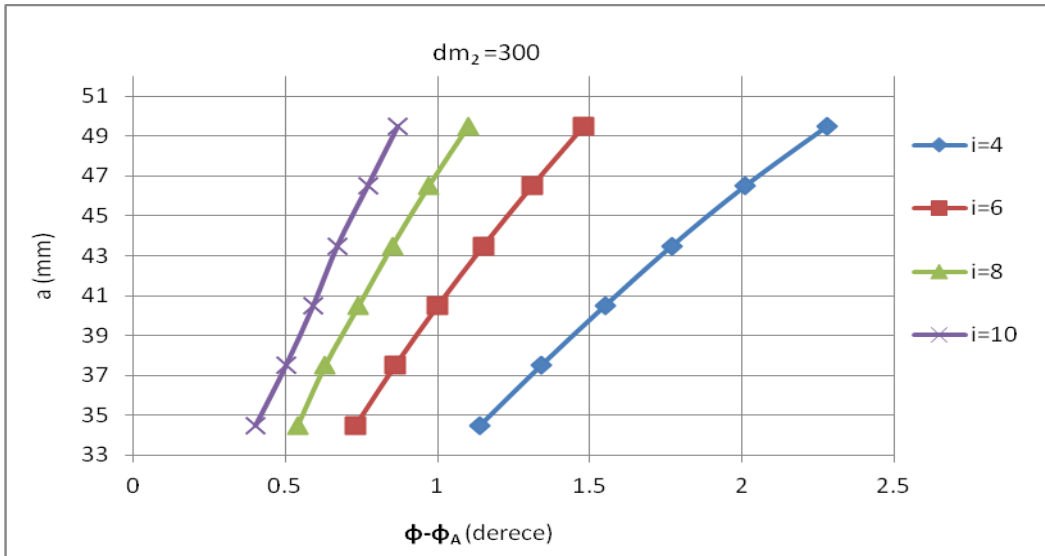
4.4.4 Temas Noktası P ile Pinyon Dişli Eksen Arasındaki Aç $\varphi - \varphi_A$



Şekil 4.24 Temas noktası P ile pinyon dişli eksen arası ki aç $\varphi - \varphi_A$ [19]



Şekil 4.25 Pinyon orta eksenini ile temas eksenini açının eksenler arası mesafeye bağlı değişimi



Şekil 4.26 Pinyon orta eksenini ile temas eksenini açının eksenler arası mesafeye bağlı değişimi

Şekil 4.24'te ϕ ve ϕ_A açılarının konumları görülmektedir. Şekil 4.25 ve Şekil 4.26'da pinyon dişli orta eksenini ile temas eksenini arasındaki açı farkı $\phi - \phi_A$ eksenler arası mesafe a nın değişimi ile çizilen grafikler görülmektedir. Pinyon dişli orta eksenini ile temas eksenini arasındaki açı farkı küçük çevrim oranlarında daha büyük yüksek çevrim oranlarında ise daha küçüktür. Eksenler arası mesafe a nın artması ile birlikte $\phi - \phi_A$ değerinin de arttığı görülmektedir.

5. SONUÇLAR

1. Yapılan çalışmada hipoid dişli çark mekanizmasının incelenmesi sayısal yöntemler ile gerçekleştirilmiştir.
2. Hipoid dişli çark katı modellemesi ve animasyonu Autodesk Inventor 2010 Programında gerçekleştirilmiştir.
3. Diferansiyel dişli animasyonu sonucunda, imalat sürecinde karşılaşılabilecek sorunlar ve hatalara karşı önceden önlem alınmasına imkan vermektedir.
4. Bu çalışmada hazırlanan bilgisayar programı üzerinde çeşitli parametreler değiştirilerek hipoid dişli çarkların değişen verileri üzerinde karşılaştırmalar yapılmıştır.
5. Hipoid dişli çark hesaplamaları için Microsoft Visual Studio programlama dilinde yazılan paket program; kullanıcı kaynaklı hesaplama hatalarını gidererek verileri kısa sürede hesaplama imkanı sağlamaktadır.
6. Çevrim oranına (i) bağlı olarak z_1 diş sayısının seçimi Tablo 3.2'den minimum diş sayıları dikkate alınarak seçilmiştir.
7. Hipoid dişli kullanılarak eksenler arası mesafe (a) taşıt ağırlık merkezini yere yaklaştırmaktadır. Eksenler arası mesafe a sıfırdan farklı alındığında diş profilleri hipoid olur ve böylece daha fazla güç iletir.
8. Eksenler arası mesafe (a) arttıkça helis açısı β_2 azalmaktadır. Eksenler arası mesafe a azaldıkça helis açısı β_2 ve diş boyu da artmaktadır. Bu nedenle hipoid dişlilerin yük taşıma kapasitesi de artmaktadır.
9. Hipoid dişlilerin kullanılması ile hareket iletimi oldukça sessiz bir şekilde iletilebilmektedir.
10. Eksenler arası mesafe a arttıkça hipoid dişli normal modül m_{mn} değeri de artmaktadır. Artan modül ile birlikte yük taşıma kapasitesi de artar.
11. Eksenler arası mesafe a arttıkça ayna dişli koni açısı azalmakta ve pinyon dişli koni açısı artmaktadır. Yuvarlanma koni açıları $\delta_1 + \delta_2 \approx 89^\circ - 90^\circ$ dir.
12. Spiral konik dişlide eksenler arası mesafe $a=0$ dır. Eksenler arası mesafe a sınır değerleri arasında arttırıldığında, pinyon orta eksenini ile temas eksenini arasındaki

açının da arttığı görülmektedir. Bu durum diş genişliğinin yetersiz olmasına sebebiyet verdiğinden dolayı istenmeyen bir durumdur.

13. Pinyon dişlinin diş uzunlukları ayna dişli diş uzunluklarından daha fazladır. Bu nedenle hipoid dişlilerde enine kayma ile birlikte bir de boyuna kayma meydana gelmektedir. Boyuna kayma artan eksenler arası mesafe a ile birlikte artmaktadır.
14. Yüzey doğrultusundaki ilave kayma sürtünmesi dolayısıyla genellikle sertleştirilmiş ayna ve pinyon dişli kullanılır.
15. Hipoid dişli çarklarda eksenler arası mesafe a arttıkça verim düşer.

6. ÖNERİLER

Günümüzde teknolojinin hızlı gelişimi her gün yeni bir sistemin keşfedilmesi olası olduğundan güncel teknolojilerin yakinen takip edilmesi gerekmektedir. Sanayi alanında makina ve teçhizatların daha verimli ve daha sessiz olmaları ayrıca daha az bakım gerektirmeleri için araştırma-geliştirme çalışmaları devam etmektedir. İletişim kaynaklarından yeterince iyi yararlanılması gerekmektedir. Hipoid dişli üretimi yapan başlıca şirketlerin teknolojilerinden yararlanılmalıdır. Şirketlerin teknolojik süreçleri değerlendirildiğinde sürekli olarak kendi teknolojilerini yeniledikleri görülmektedir. Bu da beraberinde sürekli yenilik getirmekte ve yeniliklerin anlık olarak takip edilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Bozdemir, M. Eldem, C.**, 2002 Modern tasarım teknikleri, *10. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi*, Gazi Üniversitesi, Kapadokya. 4-6 Eylül, s. 55-63
- [2] **Mayda, M. ve Börklü, H.**, 1995. Yeni bir kavramsal tasarım işlem modeli *TUBAV bilim dergisi*, **1**, 13-25.
- [3] **Özgen, L.**, 2005 Ütopya ve Tasarım, Ürün Yayınları, Ankara. sh 6. İşbilen, *A. Teknolojik Araştırmalar: TTED 2007* **2**, 39-45
- [4] **İşbilen, A.**, Teknolojik Araştırmalar Tasarım ve mühendislik üzerinde incelemeler. *Tekstil Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **2**, 39-45
- [5] **Kıyak, O. M.**, 2004 İmalatta bilgisayar destekli tasarım makine malzemesi ve imalat teknolojisi İstanbul
- [6] **Balık, F. C.**, 2006 Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Nobel Yayın Dağıtım, İstanbul.
- [7] **Sönmezler, H.**, Bilgisayar Destekli Tasarım Programlarında Dişli Tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [8] www.otomotivbilgi.com/ Diferansiyel çeşitleri hakkında bilgi. 5 Mayıs 2010
- [9] www.bmwteam.net/Veribank/otomotivteknikbilgi/DiferansiyelSistemi.asp Diferansiyel sistemi. 6 Nisan 2010
- [10] **Bono, G. and Kryger, J.**, 2007 Auto Technology teory and service secon edition delmar Publishers Inc.
- [11] **Heinz, H.**, 1999 Vehicle and Engine Technology, Second Edition, *The Bath Press, Bath*,
- [12] **Erjavec, J.**, 2005 Today's Technician Manual Transmissions and Transaxles Classroom Manual 4E Thomson Delmar Learning
- [13] **Akkurt, M.**, 2000 Makine elemanları cilt 1-2 İstanbul
- [14] **Krenzer Theodore, J. And Hotchkiss Robert G.**, 2004 Standard Handbook Of Machine Design The McGraw-Hill Companies
- [15] <http://www.scribd.com> **Niemann, G.** Spiral bevel gear generator 7 Mart 2010
- [16] www.belgeler.com/blg/a3j/kesici-takim-malzemeleri 12 Şubat 2011
- [17] **Velicu D. And Velicu R. Moldovean., G.** 2007 Faculty of technical Science, Novi Sad serbia

- [18] www.fleetwatch.co.za/magazines/May2007/62-FLEETWATCH%20-%20article%20-%20AXLES.htm Hypoid gear. 15 Mayıs 2010
- [19] <http://www.nissei-usa.com> Russell Beach Hypoid gear. 23 Ocak 2011
- [20] **Niemann, G.**, 1960 Makine elemanları cilt 3 Güven kitapevi
- [21] <http://www.guven-kutay.ch> Kutay M. Güven Dişli çarklar Konik dişliler İsviçre, Baden. 6 Mart 2010
- [22] www.batul.deu.edu.tr/trweb/teknoloji/Disli_cark.pdf Dişli çarklar. 15 Eylül 2011
- [23] www.arstechnica.de/auto/differential/bauarten/offenes_diff.html Differential 8 Mayıs 2010
- [24] **Whitmire G.**, 2003 Drafting Manual Gears (Bevel and Hypoid) Drafting Practice Genium Publishing Corporation
- [25] www.egitimofis.com Visual Studio kodlarının yazımı. 12 Şubat 2010
- [26] **Petroutsos, E. and Ridgeway M.**, 2008 Mastering Microsoft Visual Basic 2008 Wiley Publishing,
- [27] **Uvermann, T.**, 2010 KISSsoft & KISSsys yazılım KISSsoft AG
- [28] **Çamoğlu, K.**, 2009 Visual Basic 2008 Pusula yayıncılık
- [29] **Halvorson, M.**, 2005 Çeviren Köley Selen Y. Adım adım Microsoft Visual Basic
- [30] www.altar.com.tr/index.php?option=com_content&task=view&id=25&Itemid=45 inventor notları. 5 Mart 2011
- [31] **Younis, W.**, 2010 Up and Running with Autodesk Inventor Simulation 2011 Elsevier
- [32] **Başak, H. ve Özbaşaran L.**, 2006 Inventor ile Tasarım ve Modelleme Asil yayın, dağıtım
- [33] www.emsamakine.com/KPANEL/RTE/resimler/7-_MAKINE_ELEMANLARI-2.pdf makine elemanları. 24 Mart 2011

EKLER

Ek-1 Animasyon dosyası avi formatında CD içerisinde ekte sunulmuştur.

Ek-2 Hipoid dişli programı CD içerisinde ekte sunulmuştur.

ÖZGEÇMİŞ

Elazığ'ın Palu ilçesinde doğdum. 1998 yılında Elazığ Gazi Teknik Lisesinden mezun oldum. Bildiğim bilgisayar programları Autocad Inventor, Dreamweaver, Autocad, Logo, Autocad Mechanical Desktop, Microsoft visual Studio programı . 2000 - 2004 yılları arası Fırat Üniversitesi Makine Eğitimi Otomotiv Öğretmenliği Bölümünden mezun oldum.