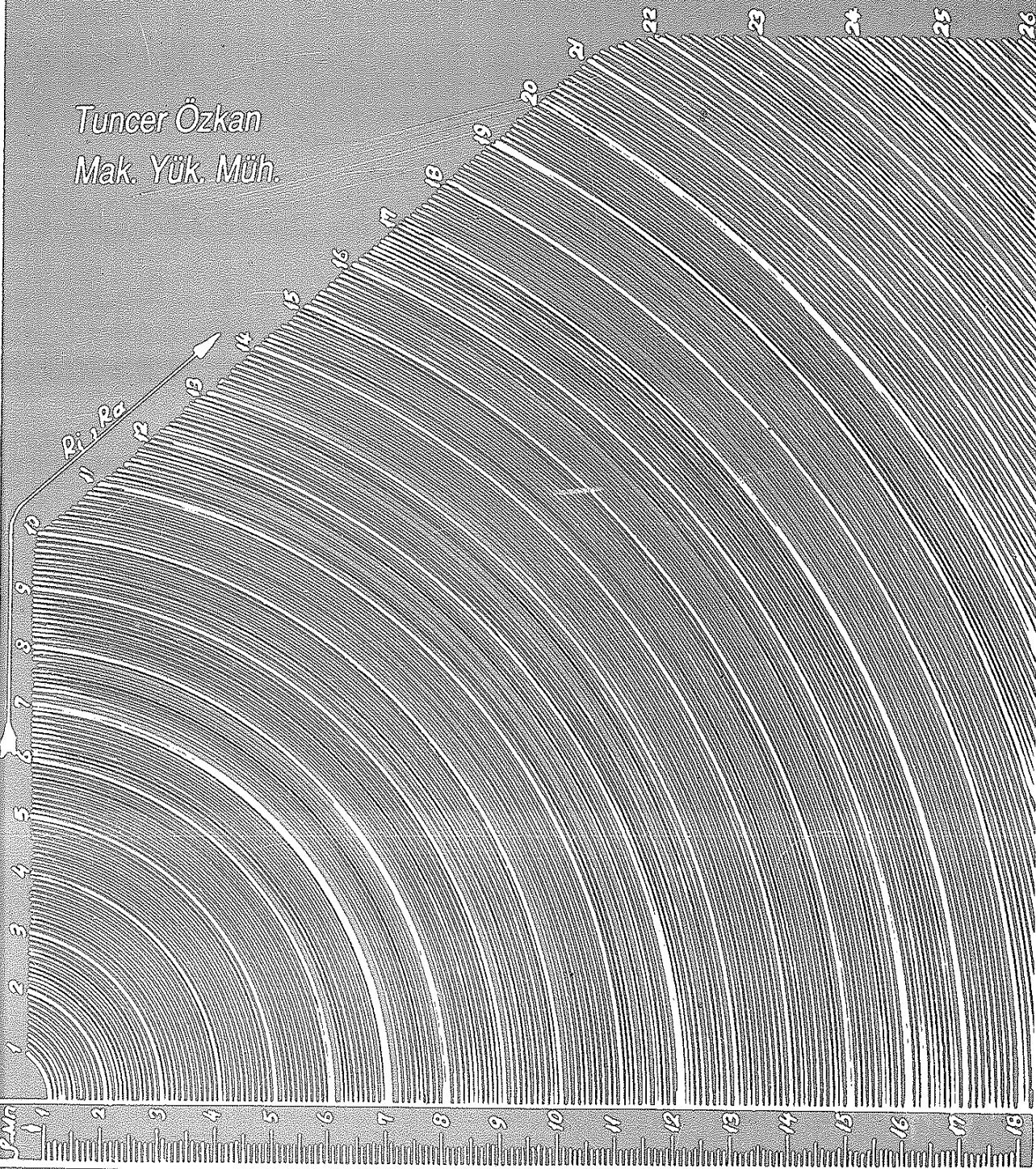


PALLOİD SPIRAL KONİK DİŞLİ ÇARKLAR

Klingelnberg Standardı KN 3025/57

Tuncer Özkan
Mak. Yük. Müh.



Maden Makina Fabrika Müdürü

KLINGELNBERG STANDARDI

KN 3025/57

HAZIRLAYAN
Tuncer Özkan
Mak. Yük. Müh.
Maden Makina Fabrika Müdürü

ÖNSÖZ

Konik dişliler, plan çarkın diş yüzeyleri şekline göre düz ve eğrisel konik dişliler olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Eğrisel konik dişlileri de imalat metodlarına göre genel olarak şöyle sıralamak mümkündür:

- Gleason (Daire yaylı)
- Oerlikon - Spiromatic (Episikloid eğrili)
- Klingelnberg - Palloid (Evolvent eğrili)
- Klingelnberg - Zyklo - Palloid (Episikloid eğrili)
- Modül - Kurvex (Daire yaylı)

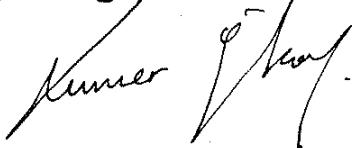
Görüldüğü gibi eğrisel dişlilerin dişleri özel tezgahlarda açılmaktadır dolayısıyla bu dişlilerin boyutlandırılması dişliyi imal edecek tezgahın verilerine bağlı olmaktadır.

Dilimizde bu konuda çok az eser olması ve pratikte uygulama alanlarının giderek artması nedeniyle, tamamen eğitim amacıyla hazırlamaya çalıştığımız bu kitap Klingelnberg Standardı KN 3025/57 den alınmış olup "Palloid - Spiral konik dişlileri" kapsamaktadır.

Kitabın el yazlarını, cetvel ve şekillerini büyük bir itme ile hazırlayan Teknik ressam Rifat ŞENER'e, dökümanları için KLINGELNBERG'e ve ayrıca Müh. Şükran BOZKURT'a, Müh. Tanju ÜNVER'e, Müh. Birol UZUN'a teşekkürü borç bilirim.

Zonguldak
Nisan 1986

Dipl. Ing. Tuncer ÖZKAN


Tuncer Ozkan

KLINGELNBERG STANDARTLARI KN 3025/57

Bu yayın, daha önce yayınlanan "Klingelnberg Palloid spiral konik dişli" hesaplamaları ile ilgili bütün kural ve talimatları geçersiz kılmaktadır (KN 3024, KN 3022, KN 3025, Aralık 1954 ve Mart 1956 yayınları).

Gerek duyulan ilave özel bilgiler, imalatçı firma tarafından sağlanmaya çalışılacaktır.

KLINGELNBERG

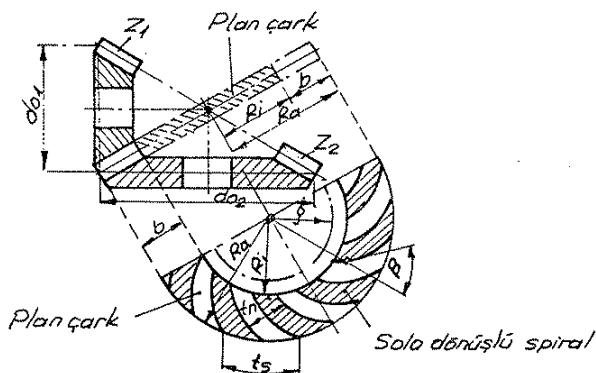
PALLOID - SPIRAL KONİK DİŞLİLER

(Klingelnberg Standardı : KN 3025/57)

A) TEMEL BİLGİLER

Palloid spiral konik dişli çarklarda esas profil (referans profili) yani plan çarkın diş profili DIN 869 standartına göredir. Başka bir deyişle, taksimat keni açısı 90° olan konik dişliye plan çarkı adı verilir ve bu çark konik dişlilerin temel büyüklüklerini tarif etmek üzere referans profili olarak alınır. Dolayısıyla, bir konik dişli çark mekanizmasında iki hayali plan çarkı vardır. Konik dişli sola dönüşlü螺旋 ise plan çarkı sağa dönüşlü螺旋, konik dişli sağa dönüşlü螺旋 ise plan çarkı sola dönüşlü螺旋dir. Bu iki hayali plan çark, model ve dökümde boşluk payı hariç çalışmalıdır.

Plan çark, Sekil 1 de gösterildiği tarzda elde edilebilir.



Sekil- 1

SEMBOLLER

Aksi belirtilmemişçe formüllerde kullandığımız birimler; ölçüler [mm], kuvvetler [kP], hız [m/sn] ve döndürme momenti [kP.m] dir.

Semboller Formül No. Açıklama

$Z_{1,2}$ — Diş sayıları

Z_p 10 Plan çarkının diş sayısı

Zn	57	Eş değer diş sayısı (Normal kesitte)
i	2	Gevrim oranı
ts	-	Adım (Alın kesitinde)
tn	-	Adım (Normal kesitte)
ms	20	Alın kesitindeki modül
mn	15-17	Normal kesitteki modül
d _{o1,2}	-	Taksimat dairelerinin çapları
d _{m1,2}	63	Taksimat konilerinin ortalama çapları
R _a	8	Diş taksimat konisi uzunluğu
R _i	19	İç taksimat konisi uzunluğu
b	11-14	Diş genişliği
p	18	Plân çarkının, normal taksimat dairesi yarı çapı
h _{k1,2}	22-27	Diş başı yükseklikleri
x	-	Profil kaydırma faktörü
α	-	Basinc açısı veya kavrama açısı (Normal kesitte)
β	-	Helis açısı
β _m	56	Ortalama helis açısı (Taksimat konisinin ortalama diş genişliğine göre)
β _r	65	Helis açısı (Eksenel yük hesaplamaları için)
δ	-	Eksenler arası açı
δ _{o1,2}	7, 1-3	Taksimat konisi açıları
δ _{p1,2}	5, 6, 4	İmalat konisi açıları
w _k	46	Düzelme açısı
s	-	Helisel kavrama
E _s	53	Helisel kavrama oranı (Adım kavrama oranı)
E _p	54	Profil kavrama oranı
E	-	Toplam kavrama oranı

P_u

62-64

Gevre kuvveti

 $P_{a1,2}$

66-67

Eksenel kuvvet

 $P_{r1,2}$

68-70, 69-71

Radyal kuvvet

 S_r

-

Efektif (hakiki) kesme boyu veya işleme boyu

B) KONİK DİŞLİ HESAPLARI

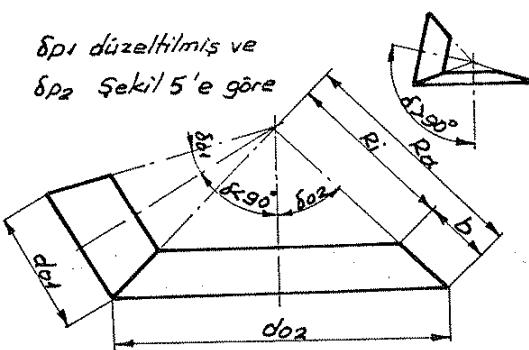
Konik dişlerin eksenler arasındaki açı dar veya geniş ise;

$$\delta \leq 90^\circ$$

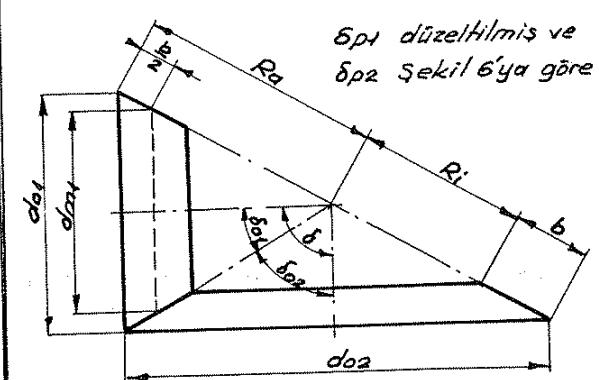
Konik dişlerin eksenler arasındaki açı dik ise;

$$\delta = 90^\circ$$

Plan çarkı hesaplanırken, büyük çarkın taksimat dairesi çapı d_{02} ve mekanizmanın çevrim oranı esas veri olarak alınır (Çevrim oranı yerine, dişlerin diş sayıları Z_1 ve Z_2 yi de kullanmak mümkündür). Z_1 ve Z_2 diş sayılarının ortak çarpanı mümkünse olmamalı ve Z_1 diş sayısı otomobil sanayii mekanizmalarının dışında 8 den küçük olmamalıdır.



Şekil-2



Şekil-3

TAKSIMAT KONISI AÇISI δ_{02}

Eksenler arasındaki açı;

$$\delta < 90^\circ \text{ ise :}$$

$$\operatorname{Cotg} \delta_{02} = \frac{Z_1}{Z_2 \cdot \sin \delta} + \operatorname{Cotg} \delta \dots (1)$$

$$\delta > 90^\circ \text{ ise }$$

$$\operatorname{Cotg} \delta_{02} = \frac{Z_1}{Z_2 \cdot \sin(180 - \delta)} - \operatorname{Cotg}(180 - \delta) \dots (3)$$

Eksenler arasındaki açı;

$$\delta = 90^\circ \text{ ise :}$$

$$\operatorname{tg} \delta_{02} = \frac{Z_2}{Z_1} = i \quad (2)$$

İMALAT KONİSİ AÇISI δ_{p2}

Taksimat koni açısı δ_{02} ve düzeltme açısı w_k ile

$$\delta_{p2} = \delta_{02} + w_k \quad (4)$$

formülü elde edilir.

Diş sayıları oranında göre; δ_{p2} imalat koni açısı ve düzeltme açısı w_k değerleri Cetvel 1 de verilmiştir. Buna göre Taksimat koni açısı δ_{02} ,

$$\delta_{02} = \delta_{p2} - w_k \quad (4a)$$

şeklinde hesaplanır.

$\delta = 90^\circ$ ve $\delta \geq 90^\circ$ olan mekanizmalarda bütün diş sayıları oranı Cetvel 1 de gösterilmemiştir. Bu durumda taksimat koni açısı δ_{02} ; formül (2), (1) veya (3) ile hesaplanmalıdır. Sonuçta tam veya yarım derece yaklaşımla δ_{p2} elde edilebilir. Düzeltme açısını belirleyen formülde

$$w_k = \delta_{p2} - \delta_{02} \quad (4b)$$

şeklindedir.

İMALAT KONİSİ AÇISI δ_{p1}

$\delta \geq 90^\circ$ olan mekanizmada

pinyon için:

$$\delta_{p1} = \delta - \delta_{p2} \quad (5)$$

$\delta = 90^\circ$ olan mekanizmada

pinyon için:

$$\delta_{p1} = 90^\circ - \delta_{p2} \quad (6)$$

TAKSİMAT KONİSİ AÇISI δ_{01}

Pinyonun imalat konisi açısı δ_{p1} 'in elde edilmesiyle hesaplanır

$$\delta_{01} = \delta_{p1} + w_k \quad (7)$$

Plan çarkın boyutları, U ve Z_p Cetvel 1 den alınamıyorsa ($\delta = 90^\circ$ olan mekanizmalarda) kabaca sürgülü cetvelle hesaplanmalıdır.

DIŞ TAKSİMAT KONİSİ UZUNLUĞU R_a

$$R_a = \frac{d_{02}}{2 \cdot \sin \delta_{p2}} = d_{02} \cdot U \quad (8)$$

formülü ile hesaplanır. Burada U :

$$U = \frac{1}{2 \cdot \sin \delta_{p2}} \quad \text{dir.} \quad (9)$$

PLÂN ÇARKIN DIŞ SAYISI Z_P

$$Z_P = \frac{Z_2}{\sin \delta p_2} = 2 \cdot Z_2 \cdot U \quad (10)$$

formülü ile hesaplanır.

DIŞ GENİŞLİĞİ b

Genellikle konstrktör tarafından seçilir. b genişliğinin basınç açısı α ya göre R_a ile ilgisi, empirik olarak aşağıdaki gibiidir.

- Hafif ve orta büyüklükteki güçlerde Basınç açısı Diş genişliği b
çalışan makina ve otomobil mekanizmaları için $17\frac{1}{2}^\circ, 20^\circ \quad \frac{R_a}{3,5 \dots 5}$ (11)

nizmalar için

- Ağır hizmetlerde çalışan makina
ve otomobil mekanizmaları için ($i > 2,5$) $20^\circ \quad \frac{R_a}{3,5 \dots 5}$ (12)

- Orta büyüklükteki güçlerde çalışan
mekanizmalar için $20^\circ \quad \frac{R_a}{3,5}$ (13)

- Ağır hizmetlerde çalışan makineler,
karayolu ve demiryolu vasıtaları için $22\frac{1}{2}^\circ \quad \frac{R_a}{3,1 \dots 3,3}$ (14)
($i < 2,5$)

Hafif büyüklükteki güçlerde çalışan mekanizmalarla, eğer Z_1 ve Z_2 diş sayıları yeterli profil kavrama oranında müsaade ediyorsa diş genişliği $b < R_a / 5$ alınabilir (Sayfa 16'ya bakınız)

NORMAL MODÜL m_n

b diş genişliğine bağlı olarak elde edilir

$$m_n = \frac{b}{7} \dots \frac{b}{10} \quad (15)$$

arasında olmalıdır

Sadece özel durumlarda bu sınır değerler büyütülebilir. Tavsiye edilen değerler;

- Yüzey serfleştirmesi yapılmış ve yüksek zorlanmalara maruz (Ağır hizmet mekanizmaları) dişliler için

$$m_n = \frac{b}{7} \dots \frac{b}{8} \quad (16)$$

• İslah edilmiş ve sertleştirilmemiş dişliler için

$$m_n = \frac{b}{8} \dots \frac{b}{10} \quad (17)$$

Elde edilen normal modül m_n yerine, m_n 'e en yakın olan değer cetvelden seçilebilir (lütfen cetvel 3'e bakınız)

1	$1,25^+$	1,5	$1,75^+$	2	$2,25^+$	2,5	$2,75^+$
3	$3,25^+$	3,5	$3,75^+$	4	$4,25^+$	4,5	-
5	-	$5,5^+$	-	6	-	$6,5^+$	-
7	-	$7,5^+$	-	8	-	-	-

(+) olarak işaretlenen normal modüller kullanılmamalıdır. Eğer başka bir seçenekiniz yoksa lütfen imalatçı firma ile temas kurunuz.

NORMAL TAKSİMAT DAİRESİ YARI ÇAPı ϱ

Şu şekilde hesaplanır

$$\varrho = \frac{m_n \cdot Z_2}{2 \cdot \sin \delta p_2} = m_n \cdot Z_2 \cdot U \quad (18a)$$

veya

$$\varrho = \frac{m_n \cdot Z_p}{2} \quad (18b)$$

İÇ TAKSİMAT KONISI UZUNLUĞU R_i

Şu formülden elde edilir

$$R_i = R_a - b \quad (19)$$

PLAN ÇARK DA AZDIRMA POZİZYONUNUN KONTROLU

Plan çark; normal taksimat dairesi yarı çapı ϱ , normal modül m_n , koni uzunluğu R_a ve iç koni uzunluğu R_i ile tarif edilmektedir. Azdırmayi oluşturan taksimat konisi imalat doğrultusu, $\varrho - m_n$ yarı çaplı daireye teget olmalı ve tepesi A noktasıyla çakışmalıdır.

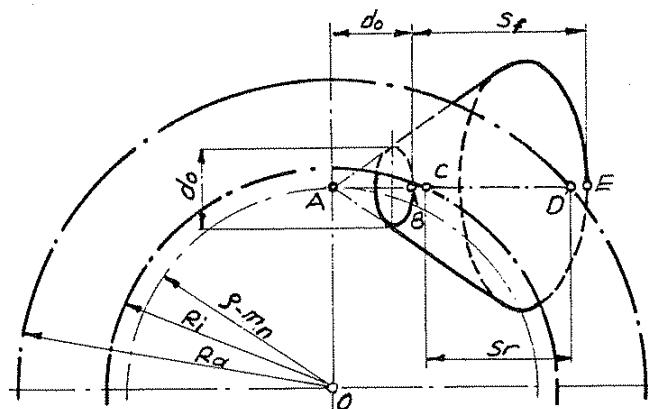
Azdırma koni açısının 60° olması halinde, azdırmanın herhangi bir taksimat dairesi çapı d , oit olduğu imalat doğrusuna eşittir.

Aşağıdaki şartların gerçekleşmesi halinde plan çark tasarımını

geçerlidir. (Şekil-4).

1) R_i yarı çaplı daire, azdırmanın AE taksimat konisi imalat doğrusu ile S_f kesme boyunda kesişmelidir. Kesişme noktası C (R_i 'nın taksimat konisi imalat doğrultusunu kestiği nokta) A noktasından bakıldığından B noktasının arkasında olmalıdır. B noktası S_f kesme boyunun başladığı noktadır. Yanlız böyle bir durumla karşılaşıldığında azdırma, konik dişlinin iç çapından doğru kesme yapacaktır. C noktasının B ye yakın veya B noktasında olması en uygun durumdur. Bu şartla yapılan imalat ile, küçük helis açıları ve küçük boyuna kuvvetler elde edilebilecektir.

2) R_a yarı çaplı dairede, azdırmanın AE taksimat konisi imalat doğrusu ile S_f boyunda kesişmelidir. Kesişme noktası D (R_a 'nın taksimat konisi imalat doğrultusunu kestiği nokta) A noktasından bakıldığından E noktasının önünde olmalıdır. E noktası S_f kesme boyunun bittiği noktadır. Yanlız böyle bir durumla karşılaşıldığında, azdırma konik dişlinin dış çapından doğru kesme yapacaktır.



Şekil-4

İlgili durumuna göre Cetvel 4a veya 4b ile birlikte Cetvel 4'ün yardımcılarıyla basit ve çabuk olarak kontrol yapılabilir. Cetvel 4;

φ - m_n , R_i ve R_a yarı çaplı bir takım daire parçalarını göstermektedir. Cetvel 4a; şimdilik kullanılmakta olan A, B, C serilerindeki azdirmaların taksimat konisi imalat doğrultularına ait diyagramları vermektedir ve Cetvel 4b halâ kullanılmakta olan eski a, b ve c serilerindeki azdirmalar için aynı bilgiyi vermektedir. 4a ve 4b cetvelinde aşağıdaki bilgiler bulunmaktadır:

- a) d_0 = Azdirmannın en küçük taksimat dairesi çapı (Sayfa 7'ye bakınız).
- b) S_f = Efektif kesme boyu

Cetvel 4a veya Cetvel 4b, Cetvel 4 üzerine öyle yerleştirilmelidir ki; Cetvel 4a veya 4b deki m_n yatay doğrusu Cetvel 4 deki φ - m_n değerlerini gösteren yatay doğru ile çakışın. Aynı zamanda Cetvel 4a veya 4b deki m_n değerlerinin sağ tarafındaki düşey doğru ile Cetvel 4 deki φ - m_n değerlerinin sağ tarafındaki düşey doğrudan çakışın. Cetvel 4'e göre plan çarktaki azdırma pozisyonu şimdilik kolayca işaretlenebilir. Cetvel 4 deki R_i ve R_a dairesinin, Cetvel 4a veya 4b deki yatay m_n doğrusu (taksimat konisi imalat doğrusu) ile kesim noktaları bulunmalı ve istenen S_f kesme boyu ile efektif kesme boyu kontrol edilerek R_i , 1. şartta belirtildiği gibi verilmelidir.

Eğer kontrolda 1. şart yerine getirilmemişse mesela, S_f kesme boyu içindeki R_i dairesi taksimat konisi imalat doğrultusunu kesmiyorsa Z_1 veya Z_2 dış sayıları veya normal modül azaltılmalıdır. Eğer dişli konstrüksiyonu, taksimat dairesi çapı dozının büyümesine müsaade ediyorsa bu da yapılabilir.

Eğer 2. şart olmuyorsa yani R_a dairesi S_f kesme boyunu içeren azdirmannın taksimat konisi imalat doğrultusunu kesmiyorsa

Z_1 ve Z_2 diş sayıları veya normal modül artırılmalıdır.

Mekanizmanın tespitinden sonra şimdiye kadar kabaca hesaplanan R_a , R_i , P ve Z_p değerleri artık doğru olarak hesaplanabilir. R_a , R_i ve P değerleri 0,01 mm ve Z_p değeride 0,0001 mm doğrulukla hesaplanmalıdır.

Şimdi gerekli olan diğer hesaplar yapılabilir.

ALIN MODÜLLÜ m_s

$$m_s = \frac{d_{02}}{Z_2} \quad (20)$$

Formülü ile hesaplanır. Hesap 0,0001 mm. doğrulukta olmalıdır.

PİNYONUN TAKSİMAT DAİRESİ ÇAPı d_01

$$d_{01} = Z_1 \cdot m_s \quad (21)$$

Formülü ile elde edilir. Hesap 0,01 mm. doğrulukta olmalıdır.

2) BASINÇ AĞISI α

Uygun bir basınç açısının seçimindeki amaç, dişli ve dişli oranı (çevrim oranı) içindir.

Genel makina imalatında, traktörlerde ve motorlu bisikletlerdeki dişlilerde $\alpha = 20^\circ$ kullanılır.

Çevrim oranı büyük olan otomobil sanayi mekanizmalarında ve genel makina imalatında büyük zorlamlara moruz dişlilerde, $\alpha < 2,5$ olmak üzere basınç açısı $22\frac{1}{2}^\circ$ seçilir.

3) PROFİL KAYDIRMA

Profil kaydırma yapılmış mekanizmalarla, kremayer dişinin (Plân çarkın en dışındaki taksimat silindiri referans profili trapez olan kremayer) profil orta doğrusu karşılık dişisinin taksimat dairesinden (taksimat konisinden) bir miktar uzaklaştırılmıştır.

Kremayer dişinin profil orta doğrusunun taksimat dairesinden (taksimat konisinden) uzaklaşma miktarı, m_n normal modül ve

profil kaydırma faktörü x ile ifade edilir.

Kremayer dişinin profil orta doğrusu, taksimat konisinden uzaklaştırılmış ise profil kaydırma pozitiftir (Varti - dişli); eğer profil orta doğrusu taksimat konisinin içine sokulmuş ise profil kaydırma negatiftir (Veksi - dişli).

Eğer profil kaydırma yapılacaşa ve özellikle yüksek zorlamlarda maruz konik dişli mekanizmaları için ise, profil üzerinde dikkatli araştırma yapılmalıdır. Daha fazla bilgi için "Diş profili ile ilgili bölüm"e bakınız. (Sayfa 24)

"O"- KONİK MEKANİZMALARı

1) O-Dişleri

O-Dişleri, profil kaydırma yapılmayan dişlerdir dolayısıyla profil kaydırma faktörü $x=0$ dir.

Bu gibi dişlerde diş başı yükseklikleri:

$$hk_1 = m_n \quad (22)$$

$$hk_2 = m_n \quad (23)$$

formülleri ile hesaplanır.

2) V-O-Dişleri

Burada bir dişinin pozitif profil kaydırması, karşı dişinin negatif profil kaydırmasına eşittir. Pinyonda pozitif profil kaydırma yapılmıştır (Varti - dişli). Böylece profil kaydırma faktörlerinin toplamı:

$$x_2 + x_1 = 0$$

Bu tip mekanizmalar özellikle büyük çevrim oranlarında çok kullanılır. Çünkü bu durum pinyon mukavemetini artırmaktadır.

Konik mekanizmayı oluşturan V-O dişlerinin diş başı yükseklikleri hesaplanırken aşağıdaki formüller kullanılır:

$$hk_1 = (t + x_1) \cdot m_n \quad (24)$$

$$hk_2 = 2 \cdot m_n - hk_1 \quad (25)$$

$(1+x_1)$ değeri çevrim oranına ve α boşuç açısına göre Cetvel 2 den alınır. Cetvel 2 deki profil kaydırma faktörü x , pinyonda alttan kesilmeyi önlemek için kullanılır.

"V"-KONİK MEKANİZMALARı

V- Dişlilerinde, pinyon ve çarktaki profil kaydırma faktörleri eşit değildir. Dolayısıyla profil kaydırma faktörlerinin toplamı:

$$x_2 + x_1 \neq 0 \text{ dir.}$$

Profil kaydırma aynı veya aksi yönde olabilir. Varti-dişlileri ve Veksi-dişlileri mevcut olup yanlış Varti-dişlileri önemlilik arzederler.

1) Varti-Dişlileri

Varti-mekanizması karşılıklı iki dişinden oluşur bu dişlilerin;

- Her ikiside Varti-dişlisi
- Biri Varti-dişlisi, diğeri O-dişlisi
- Biri Varti-dişlisi, diğeri Veksi-dişlisi

olabilir yanlış profil kaydırma faktörlerinin toplamı

$$x_2 + x_1 > 0 \text{ olmalıdır.}$$

Varti-dişlileri; küçük çevrim oranlarında, daha büyük efektif boşuç açısı veya düzgün çalışma durumlarında kullanılır.

Varti-dişlilerinin diş başı yükseklikleri:

$$hk_1 = (1+x_1) \cdot m_n \quad (26)$$

$$hk_2 = (1+x_2) \cdot m_n \quad (27)$$

formülleri ile hesaplanır.

Varti-dişlilerinin, O-dişlileri ve V-O-dişlilerinden farklı diş boyutlarıdadır. O boyutlar (49) ve (52) formüllerine göre hesaplanır.

4) DIŞ PROFILLERİ

I den IV'e kadar dış profillerine sahip konik azdirmalar (kısıltılmış olarak gösterilişi ZfI v.s) imalatçı firma tarafından yapılmıştır. Birbirlerinden farkı, dış kalınlıkları ve dışbaşı geçiş yuvarlaklıklarıdır.

"O" Mekanizmasında (Profil kaydırma yapılmamış) imal edilen dişli ile azdırma için taksimat dairesi üzerindeki dış profilleri;

Dış profili I (ZfI): Pinyon ve diks şeklindeki çarkta (ayna dışlıda) dış kalınlıkları eşittir.

Dış profili II (ZfII): Pinyon da dış kalınlığı, ZfI de elde edilenden $0,05 \cdot m_n$ daha kalındır.

Dış profili III (ZfIII): Pinyonda dış kalınlığı, ZfI de elde edilenden $0,10 \cdot m_n$ daha kalındır.

Dış profili IV (ZfIV): Pinyon da dış kalınlığı, ZfI de elde edilenden $0,15 \cdot m_n$ daha kalındır.

II, III, IV dış profilleri için azdırma dış kalınlıkları (taksimat dairesi üzerinde) bu oranlar kadar $t/2 = m_n \cdot \pi/2$ den daha küçük (Pinyon azdirmaları); diks şeklindeki çarkın (ayna dışlinin) azdırmasının dış kalınlığı ise $t/2 = m_n \cdot \pi/2$ den büyük olmalıdır.

I ve III dış profilleri en çok kullanıldıklarıdır.

Dış profili I (ZfI): Basınç açısı $\alpha = 20^\circ$ ve $22\frac{1}{2}^\circ$ ise;

Genel makina imalatında, mekanizmalarda ve otomobil endüstrisinde yanlış yük kamyonları ile konik dışlıların çevrim oranı 2,5...3 den küçük olan mekanizmalarda kullanılır.

Seri I'in azdirmaları pinyon ve diks şeklindeki çarkın (ayna dışlinin) imalatında kullanılır.

Diş profili III (Zf III): Basınç açısı $17\frac{1}{2}^\circ$ ise;

Otomobil endüstrisi: 1) Binek otomobillerinde
2) Yük kamyonlarında, eğer konik
dişlerin çevrim oranı 2,5...3 den
büyük ise kullanılır.

Diş profili III olan dişlerde pinyonun dişi, ayna dişinin
dişinin kalınlığını azaltarak, kalınlaştırılır. Amaç, az sayıdaki
pinyon dişleri üzerinde, daha büyük kuvvetleri karşılayabilmek
icindir.

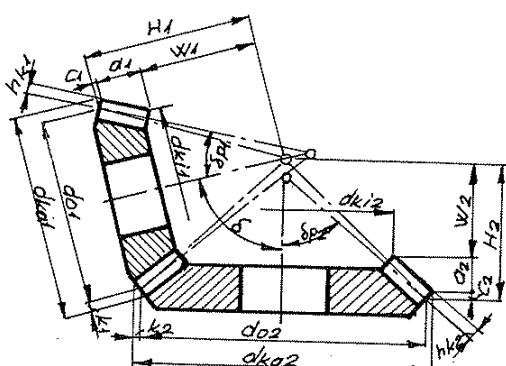
Diş profili III (Zf III) için pinyon azdirmaları sağa dönüşlü
spiraldir ve genellikle otomobil sanayiinde kullanılır. Eğer azdır-
manın sola dönüşlü spiral olması istenirse, siparişte özellikle
belirtilmelidir. Normalde azdirmalar stokta bulunulurulmamaktadır.

Diş profilleri I (Zf I) ve III (Zf III)'ün yanı sıra diş profilleri II
(Zf II) ve IV (Zf IV) özel durumlarda hatta ayna dişli ve pingonda ki de-
ğisken kuvvetlerin daha iyi karşılaşması istenildiğinde kullanılabilir. (diş
profil faktörü Y-Lewis formülü). Bu özel azdirmaları kullanmadan önce
lütften imalatçı firma ile bağlantı kurup tavsiyelerini alınız.

5) GEOMETRİK BOYUTLARIN HESAPLANMASI

Konik dişlilerin eksenler arasındaki açı dar veya geniş ise :

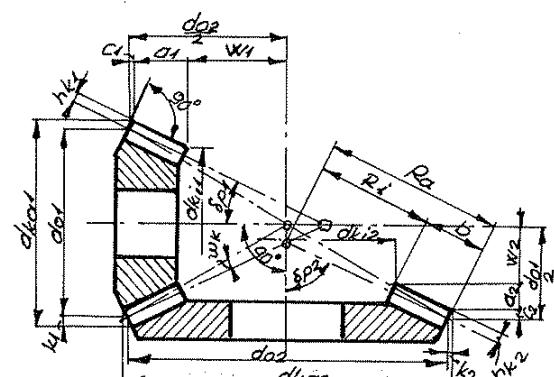
$$\delta \geq 90^\circ$$



Sekil-5

Konik dişlilerin eksenler arasındaki açı dik ise :

$$\delta = 90^\circ$$



Sekil-6

a) O-Dişlileri ve V-O-Dişlileri

$$\alpha_1 = b \cdot \cos \delta p_1 \quad (28)$$

$$k_1 = h_{k1} \cdot \cos \delta p_1 \quad (29)$$

$$c_2 = h_{k2} \cdot \sin \delta p_2 \quad (30) \quad c_2 = h_{k2} \cdot \cos \delta p_1 \quad (31)$$

$$\alpha_2 = b \cdot \cos \delta p_2 \quad (32) \quad \alpha_2 = b \cdot \sin \delta p_1 \quad (33)$$

$$k_2 = h_{k2} \cdot \cos \delta p_2 \quad (34) \quad k_2 = h_{k2} \cdot \sin \delta p_1 \quad (35)$$

$$c_1 = h_{k1} \cdot \sin \delta p_1 \quad (36)$$

$$d_{kar} = d_{o1} + 2k_1 \quad (37)$$

$$d_{ki1} = d_{kar} - 2b \cdot \sin \delta p_1 \quad (38) \quad d_{ki1} = d_{kar} - 2\alpha_2 \quad (39)$$

$$d_{kar} = d_{o2} + 2k_2 \quad (40)$$

$$d_{ki2} = d_{kar} - 2b \cdot \sin \delta p_2 \quad (41) \quad d_{ki2} = d_{kar} - 2\alpha_1 \quad (42)$$

$$H_1 = \frac{d_{o1}}{2} \cot \delta p_1 \quad (43)$$

$$H_2 = \frac{d_{o2}}{2} \cot \delta p_2 \quad (44)$$

$$W_1 = H_1 - (C_1 + \alpha_1) \quad (45)$$

$$W_2 = H_2 - (C_2 + \alpha_2) \quad (47)$$

$$W_1 = \frac{d_{o2}}{2} - (C_1 + \alpha_1) \quad (46)$$

$$W_2 = \frac{d_{o1}}{2} - (C_2 + \alpha_2) \quad (48)$$

b) Varti - Dişlileri

Dönüşüm bağıntılarının hesabı (28) - (44) formülleri ile yapılır. Montaj boyutlarındaki farklılık w_1 ve w_2 aşağıdaki formüllerle hesaplanarak bulunur.

$$w_1 = H_1 - (c_1 + \alpha_1) + (x_1 + x_2) \cdot m_n \cdot \sin \delta p_1 \quad (49) \quad w_1 = \frac{d_{02}}{2} - (c_1 + \alpha_1) + (x_1 + x_2) \cdot m_n \cdot \sin \delta p_1 \quad (50)$$

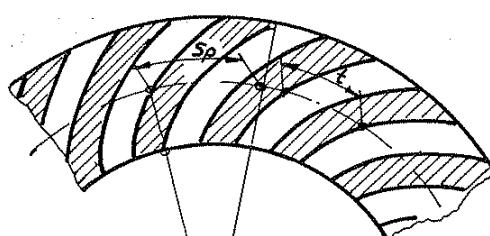
$$w_2 = H_2 - (c_2 + \alpha_2) + (x_1 + x_2) \cdot m_n \cdot \sin \delta p_2 \quad (51) \quad w_2 = \frac{d_{01}}{2} - (c_2 + \alpha_2) + (x_1 + x_2) \cdot m_n \cdot \cos \delta p_1 \quad (52)$$

c) KAVRAMA ORANI (KAVRAMA DEVAMI VEYA KAVRAMA SLİRESİ)

Spiral konik dişli çark mekanizmalarında kavrama oranı, adım kavrama oranı E_s ve profil kavrama oranı E_p ile elde edilir. Genel kavramda da rak adım kavrama oranı $E_s > 1,5$ ve profil kavrama oranı $E_p > 1$ dir. Yapılan deneylerde ortaya çıkan en iyi sonuç; diş sayısı az olan pin-yonlarda E_s ve E_p toplamının 2,5 dan küçük olmaması, E_p profil kavrama oranınınında mümkün olduğu kadar büyük olması şeklindedir.

1) ADIM KAVRAMA ORANI E_s

Adım kavrama oranı E_s , ortalama taksimat konisi üzerinde alınır ve δp nin adım t ye oranıdır (Şekil 7)



Şekil-7

$$E_s = \frac{\delta p}{t} = E_s' - E_s'' \quad (53)$$

E_s' cetvel 5a'dan E_s'' de cetvel 5b'den elde edilebilir.

2) PROFİL KAVRAMA ORANI E_p

Profil kavrama oranı E_p , kavrama boyunun alın taksimatına oranıdır (ortalama taksimat konisinde) ve aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$E_p = E'_p \cdot e \quad (54)$$

$$e = \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta_m \quad (55)$$

$$\cos \beta_m = \frac{p}{R_a - 0.5 \cdot b} \quad (56)$$

e için cetvel 5c'ye bakınız. E'_p değerinde cetvel 6 dan alınır.

(50)

Profil kaydırma faktörü X , pinyonun eş değer diş sayısı Z_{n1} ve basınc açısı α ya bağlıdır.

(52)

:si)

kov

'e du

in-

kov

:

uir

α

re-

Eşdeğer diş sayısını veren formül;

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta_{01}} \quad (57)$$

Eğer dişbaşı yüksekliği $h_{k1} = m_n$ (Formül 22) ise, profil kaydırma faktörü X diş çapta sıfırdır. Fakat düzeltme açısı w_k ya bağlı olarak diş genişliği ortasında

$$x_m = \frac{h_{k1} m_n}{m_n} \quad (58)$$

$$h_{k1} = \operatorname{tg} w_k \cdot \frac{b}{2} \quad (59)$$

Eğer dişbaşı yüksekliği $h_{k1} \neq m_n$ ise diş genişliği ortasındaki profil kaydırma faktörü,

$$x_m = \frac{h_{k1} + h_{km} - m_n}{m_n} \quad (60)$$

D) DIŞ KUVVETLERİN HESAPLANMASI

1) ÇEVRE KUVVETİ PUM'IN GÜC VEYA DÖNDÜRME

MOMENTİNDEN ELDE EDİLMESİ

Çevre kuvveti P_{uM} , motorun döndürme momenti M_t ve pinyonun taksimat konisi ortalaması çapı d_m ise;

$$M_t = \frac{716 \cdot N}{n_1} \quad (\text{k.p.m}) \quad (61)$$

N - İletilen güç (B.G)

n_1 - Pinyonun devir sayısı (d/dak)

İçten yanmalı motorlarda döndürme momenti hesabı yapılırken motorun max. döndürme momenti (overtime devirde) ile vites de-

Çalıştırma mekanizmasının çevrim oranı çarpılır.

Gevre kuvveti P_{UM}

$$P_{UM} = \frac{M_t \cdot 2000}{dm_1} \quad (62)$$

$$dm_1 = d_{01} - b \cdot \sin \delta_{D1} \quad (63)$$

2) SÜRTLİNME MOMENTİNDEN ELDE EDİLEN

ÇEVRE KUVVETİ P_{UR}

Taşıtlarda her zaman, meydana gelen pinyon çevre kuvveti P_{UR} sürülmeme momentinden elde edilmelidir.

Sürülmeme momentinin elde edilme formülü;

$$M_{tR} = \mu \cdot Q_h \cdot \frac{Z_1}{Z_2 \cdot ist} \cdot r_w \quad \text{dir.} \quad (64)$$

μ - Sürtünme katsayıısı

- a) Motosikletlerde, otomobillerde ; $\mu = 0,6$
- b) Kamyonlarda, traktörlerde ; $\mu = 0,8$
- c) Paletli taşıtlarda ; $\mu = 1,0$
- d) Demiryolu taşıtlarında } ; $\mu = \frac{7,5}{v_h + 44} + 0,16$
(KNIFFLER - CURTIUS'a göre)

v_h - Vazıtının hareket hızı [km/saat]

Q_h - Yürüttüçü aks (tahrik aksı) üzerindeki yük ağırlığı, [kp]

$Z_{1,2}$ - Konik dişli çarkların diş sayıları

ist - Konik dişli çarklar ve tekerlek arasındaki alın dişli çarkların çevrim oranı

r_w - Hakiki tekerlek yarı çapı veya zincir dişli çarkı yarı çapı [mt].

3) EKSENEL KUVVETİN (P_a) HESAPLANMASI

Döndürmen dişli çarktaki eksenel kuvvet P_{a1} ve döndürülen dişli çarktaki eksenel kuvvet P_{a2} ; taksimat konisi açıları δ_01 ve δ_02 ile kovrama açısı α ve β helis açısına bağlıdır. δ_0 ve δ_p açıları arasında

ki küçük fark göz önüne alınırsa hesaplamalarda δ_1 ve δ_2 yerine δ_{p1} ve δ_{p2} alınabilir.

Eksenel ve radyal kuvvetin hesaplamasında β_r helis açısı gereklidir ve aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\cos \beta_r = \frac{g}{R_a - 0,6 \cdot b} \quad (65)$$

Eksenel kuvvet;

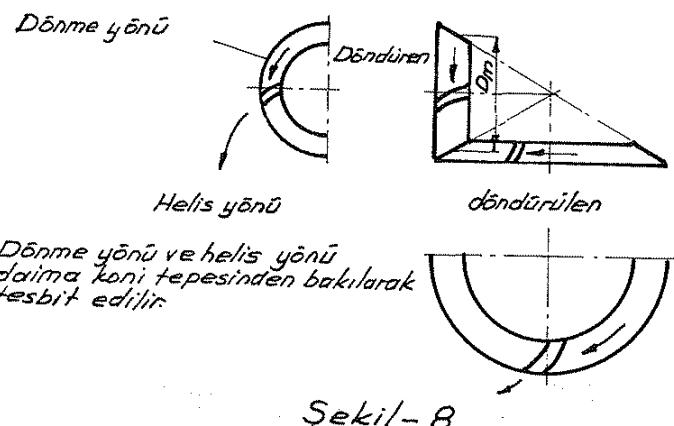
Pinyon için:

$$P_{a1} = P_u \cdot \left(\tan \alpha \cdot \frac{\sin \delta_{p1}}{\cos \beta_r} \pm \tan \beta_r \cdot \cos \delta_{p1} \right) \quad (66)$$

Çark için :

$$P_{a2} = P_u \cdot \left(\tan \alpha \cdot \frac{\sin \delta_{p2}}{\cos \beta_r} \mp \tan \beta_r \cdot \cos \delta_{p2} \right) \quad (67)$$

Bu formüller, eksenler arası açısı δ olan bütün dişli çarklarda kullanılır.



Eğer döndeğeni ile helis yönü aynı yönde iseler (Şekil-8 deki gibi),

- Döndürmen dişli çark için formül (66) da (+) işaretini,
- Döndürülen dişli çark için formül (67) de (-) işaretini kullanılır.

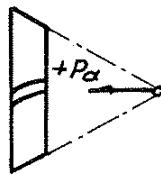
Eğer döndeğeni ile helis yönü aksi yönde iseler;

- Döndürmen dişli çark için formül (66) da (-) işaretini,
- Döndürülen dişli çark için formül (67) de (+) işaretini kullanılır.

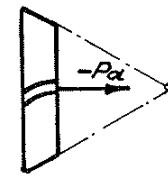
Hesaplamalar sonucu (+) çıkarsa, eksenel kuvvetin yönü koni tepeinden uzaklaşacak yönindedir. (Şekil-9 a)

Hesaplamalar sonucu (-) çıkarsa, eksenel kuvvetin yönü koni te-

pesine doğru olacaktır. (Şekil-9b)



Şekil-9a



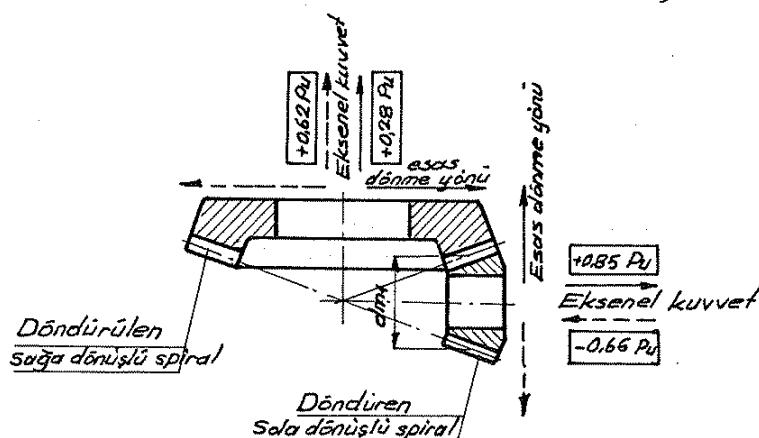
Şekil-9b

Genel kaise olarak, pinyonun helis yönü ile esas dönme yönü koni tepesinden bakıldığındá aynı olmalıdır. Bu şekilde düzenlenen mekanizmada ayna dişlisindeki eğilme kuvveti oldukça küçüktür. İki yönlü (her iki dönme yönünde) çalışan mekanizmalarda sola dönük spiralli pinyon seçilmesi tavsiye edilir.

Eksenel kuvvetin değerleri Cetvel 7 ve 8 den elde edilebilir.

EKSENEL KUVVET SEMASI

(Eksenel kuvvetin çevre kuvveti ile olan ilişkisi)



Şekil-10

4) RADYAL KUVVETİN (P_r) HESAPLANMASI

Eksenler arasındaki açı $\delta = 90^\circ$ olan mekanizmalarda radyal kuvvetler eksenel kuvvetlere eşittir söyleki;

$$P_{r1} = P_{a2} \quad (68)$$

$$P_{r2} = P_{a1} \quad (69)$$

Eksenter arasındaki açı $\delta \geq 90^\circ$ ise aşağıdaki formüller kullanılır.

Pinyon için:

$$P_{r1} = P_u \cdot (\operatorname{tg}\alpha \cdot \frac{\cos \delta p_1}{\cos \beta r} \mp \operatorname{tg}\beta r \cdot \sin \delta p_1) \quad (70)$$

Cark için:

$$P_{r2} = P_u \cdot (\operatorname{tg}\alpha \cdot \frac{\cos \delta p_2}{\cos \beta r} \pm \operatorname{tg}\beta r \cdot \sin \delta p_2) \quad (71)$$

Eğer dönmeye yönü ile helis yönü aynı yönde iseler;

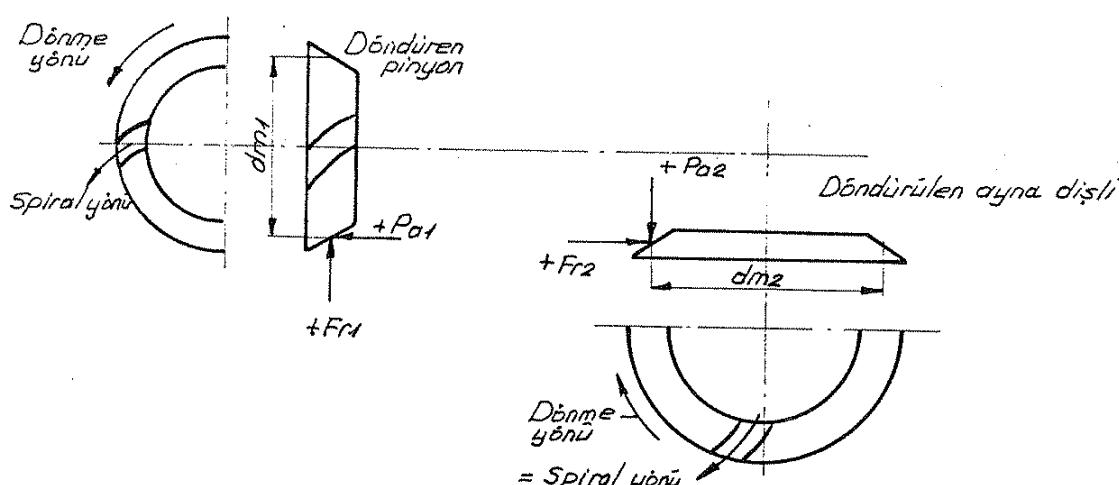
- Döndüren dişli çark için formül (70) de (-) işaretini,
- Döndürülen dişli çark için formül (71) de (+) işaretini konulur.

Eğer dönmeye yönü ile helis yönü aksi yönde iseler;

- Döndüren dişli çark için formül (70) de (+) işaretini,
- Döndürülen dişli çark için formül (71) de (-) işaretini konulur.

Hesaplamalar sonucu (+) çıkarsa, radyal kuvvetin yönü eksene doğrudur. (Şekil-9)

Hesaplamalar sonucu (-) çıkarsa, radyal kuvvetin yönü eksenden uzaklaşacak yönindedir (Şekil-9)



Şekil-9 Konik dişli çark çiftinde; eksenel kuvvetler ve Radyal kuvvetler.

D) DİŞİN MUKAVEMETİ (TAŞIMA KABİLİYETİ)

Konik dişlilerin boyutlarını tesbit ederken diş mukavemeti kontrol edilmeli ve tam yükteki çalışmada emniyet sağlanmalıdır.

Sertleştirilmiş dişlerde diş tabanı mukavemeti önemli olduğundan, dişin taban mukavemeti hesaplanarak müsaade edilen emniyet limitleri dahilinde güçletimi yapılmalıdır. Taban mukavemeti formüllerinde diğer faktörlerinde dişin mukavemetini etkileyeceği unutulmamalıdır. Mesela; yağlama metodu ve yağın cinsi, dişlerin monte edildiği mil riyit de olsa dişin yaylanması özelliği, diş yüzeylerinin işlenme durumu ve diş yüzeyleri arasındaki kayma durumları dişlerin performansı ve mukavemeti üzerinde etkin rol oynarlar.

Dişin kırılma yükünün hesaplamasında Lewis formülü kullanılır.

$$P_{BB} = \bar{U}_B \cdot \frac{6}{6+U} \cdot m_n \cdot \pi \cdot b \cdot y \quad [kp] \quad (72)$$

Yüksek hızlarda çalışan (10 m/sn 'in üzerinde) konik dişlerde taram ve imalat çok dikkatli yapılmalıdır. Mekanizmanın dinamik yük kapasitesi hesaplanırken $\frac{6}{6+U}$ yerine $\frac{10}{10+U}$ değeri kullanılır yanı;

$$U < 10 \text{ m/sn} \text{ için } f_U = \frac{6}{6+U}$$

$$U > 10 \text{ m/sn} \quad " \quad f_U = \frac{10}{10+U}$$

faktörleri kullanılır.

\bar{U}_B - Statik kopma mukavemeti [kP/cm^2]

16 MnCr5 , ECN 35 için statik kopma mukavemeti 12000 kp/cm^2 .

dir. Statik kopma mukavemeti ve Brinell sertliği diğer çelik malzemelerde farklıdır.

f_U - Hız faktörü

U - Gevre hızı (Ortalama takımat dairesi çapında)

$$U = \frac{d_{m1} \cdot \pi \cdot n_1}{60000} \quad [m/sn] \quad (73)$$

m_n - Normal modül [cm]

b - Diş genişliği [cm]

y - Diş profil faktörü (Eşdeğer diş sayısı Z_{n1} (Formül 57), basınc açısı α , arzdırmanın diş başı geçiş yuvarlaklığı r , profil

kaydırma faktörü x_m (formül 60) ve diş profiline bağlı olarak cetvel 13 ve 14 de y değerleri verilmiştir).

Diş başı geçiş yuvarlaklığı, büyük olan azdirmalar kullanıldığından ($r = 0.31 \cdot m_n$ den $0.38 \cdot m_n$ 'e kadar) profil kaydırma yapılmamış dişler için y değerleri aşağıdaki cetvelden seçilir.

PROFİL KAYDIRMA YAPILMAMIS DISLILER ICIN

y -DEĞERLERİ

(Azdirmada diş başı geçiş yuvarlaklığı, $r = 0.31 \cdot m_n$ den $0.38 \cdot m_n$ 'e kadar)

Z_n	$\alpha = 17\frac{1}{2}^\circ$ Diş profili III	$\alpha = 20^\circ$ Diş profili I	$\alpha = 22\frac{1}{2}^\circ$ Diş profili I
10	0.068	0.068	0.071
11	0.074	0.074	0.078
12	0.079	0.078	0.082
13	0.082	0.082	0.087
14	0.086	0.086	0.091
15	0.090	0.090	0.095
16	0.093	0.093	0.098
18	0.098	0.098	0.104
20	0.103	0.102	0.109
22	0.107	0.106	0.113
24	0.110	0.109	0.117
26	0.113	0.112	0.120
30	0.118	0.117	0.125
35	0.122	0.121	0.130
40	0.126	0.125	0.133

Profil kaydırma yapılmış dişlerde, azdirmannın diş başı geçiş yuvarlaklığı $r = 0.31 \cdot m_n$ den $0.38 \cdot m_n$ 'e kadar olmak üzere y -değerleri cetvel 13 ve 14 de verilmiştir.

r değeri daha küçük olan azdirmalar kullanıldığında y değerleri profil çizimlerinden elde edilmelidir «Grafik metod ile diş profillerinin incelenme kaideleri» ne bakınız.

Kırılma emniyeti

$$S_b = \frac{P_{bB}}{P_u} \quad (74)$$

Genel makina imalatında ve taşıt mekanizmalarında P_u değeri formül (62) den elde edilir. Taşıt mekanizmalarında sürükünme momentinden he-

sıplanacak olan PUR değeride (formül 64) aynı zamanda düşünülmeli. Empirik emniyet değerleri her zaman yüksek emniyet değerleri ile mukayese edilmelidir.

Emniyet değerleri aşağıdaki değerlerin altında olmamalıdır.

Kardan milli hafif kamyonlarda 1. Vites için 1,1 ... 1,3

Kardan mitsiz blok mekanizmalarda 1. Vites için 1,6 ... 1,8

Zirai traktörlerde 1. veya 2. Vites için 2,5 ... 4

Poletli taşıtlarda 1. Vites için 3 ... 4

Sabit mekanizmalar için 3 ... 5

E) GRAFİK METOT İLE DİS PROFİLLERİNİN

İNCELENME YÖNTEMLERİ

KN 3024 tipi azdirmalarla imal edilen konik dişlilerin (1953 den önce imalatçı firma tarafından teslimi yapılan) en fazla kullanılan azdirmalarının diş profil faktörü y , cetvel 13 ve 14 den alınır. Diş profil faktörü y , Z_n ve profil kaydırma faktörü x 'se bağlıdır. Bu şekillerde sıvri tepe ve alttan kesme sınırları verilmiştir.

Cetvel 15 ve 16 bize, diş tabanı kalınlık faktörü $f = \frac{sf}{m_n}$ değerlerini verirki bu faktörde Z_n ve x 'e bağlıdır.

Bu metot, pinyon ve çarkta profil kaydırma yapılmış dişin sekli çizilmeksizin çabuk ve kolay olarak diş tabanı kalınlıklarının mukayesesini sağlar. İlaveten bu şekiller aynı zamanda alttan kesme sınırı ile sıvri tepe sınırını ve diş başında diş kalınlığının $0,1 \cdot m_n$, $0,2 \cdot m_n$ ve $0,3 \cdot m_n$ değerlerinde göstermek için çizilmiştir. Diş başı kısmının sertleşmesini engellemek için diş başında diş kalınlığı $0,4 \cdot m_n$ den küçük olmamalıdır.

Buna rağmen, eğer KN 3024 azdirmaları dışında azdirmalar

4-
lidin
mu-
53
'ları-
alt-
bağ-
il-
yer-
lisin
:la-
alt-
ğı-
istir.
xlin-
var

kullanılacağsa pinyon ve çarkta dış profilinin grafik metodu incelenmesini eğer konik dişliler ağır hizmet işlerinde kullanılabilsa ve eğer çevrim oranında oldukça büyükse, tavsiye ederiz. Bu tür bir çizimde dış tabanı kalınlığı S_f 'i görebilir böylece dış profil faktörü γ 'yi elde edebiliriz.

Degisik tarzda dizayn edilmiş fakat dış boyutları aynı ise ve aynı iş için karşılaştırılan kopma mukavemetine sahip dişlilerde dış profillerinin incelenmesinde grafik metodu öneririz.

İnceleme, normal kesitte ve dişin ortasında örneğin, $R=R_a=0,5 \cdot b$ kadar plan çark merkezinden uzakta, kovrma kontrolü ile mukavemet hesaplarını yapabilecek şekilde sürdürülmelidir.

Eğer alttan kesme ve sıvri tepe kontrolü gerekiyorsa, pinyonun incelenmesi normal kesitte ve plan çark merkezinden $R=R_a=b$ kadar mesafede yapılmalıdır.

Pinyonda alttan kesmenin incelenmesinin gerekliliği yalnız büyük çevrim oranı mekanizmalarда oyna dişinin bir kremayer görevi yapmasından dolayısıdır.

R 'nin tam değeri formule uygulandığında aşağıdaki formüller, dişin ortasından geçen normal kesitte ve küçük çaplı pinyonun normal kesitlerinde kullanılır.

Bahsedilen noktadaki helis açısı

$$\beta = \varphi - \psi \quad (75)$$

$$\cos \varphi = \frac{R - m_n}{R} \quad (76)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{m_n}{R \cdot \sin \varphi} \quad (77)$$

Eşdeğer diş sayısı Z_{n1} , (57) formülüne göre şu şekilde hesaplanır:

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^2 \beta \cdot \cos \delta \alpha}$$

Bu formülde, görüldüğü gibi düzeltilmemiş taksimat kemiği açısı δ_{01} 'in cosinusu kullanılır.

Ayrıca:

- Normal kesitte, taksimat dairesi çapı d_{01}

$$d_{01} = Z_{n1} \cdot m_n \quad (78)$$

- Normal kesitte, temel dairesi çapı d_{gn1}

$$d_{gn1} = d_{01} \cdot \cos \alpha \quad (79)$$

- Düzeltme açısına bağlı olarak profil kaydırma (w_k Cetvel 1'e göre)

$$h_{w_k} = \operatorname{tg} w_k \cdot (R\alpha - R) \quad (80)$$

- Normal kesitte, dış başı dairesi çapı d_{kn1} (h_{k1} , (22) veya (26) formüllerinden birine göre)

$$d_{kn1} = d_{01} + 2(h_{k1} + h_{w_k}) \quad (81)$$

- Normal kesitte, taban dairesi çapı d_{fn1}

$$d_{fn1} = d_{kn1} - 4,6 \cdot m_n \quad (82)$$

- Profil kaydırma faktörü x

$$x = \frac{h_{k1} + h_{w_k} - m_n}{m_n} \quad (83)$$

- Normal kesitte, taksimat dairesi üzerindeki normal dış kalınlığı \widehat{s}_n

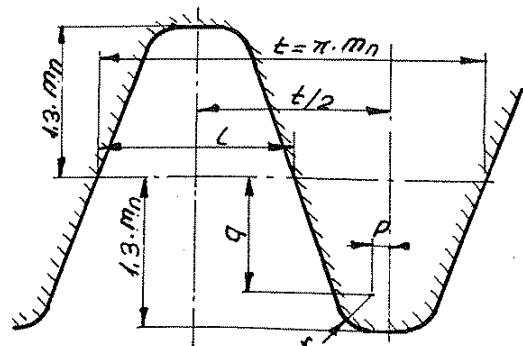
$$\widehat{s}_n = l + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (84)$$

(84) formülündeki l değeri aşağıdaki cetvelden alınabilir.

$m_n = 1$ için değerler

α	$17\frac{1}{2}^\circ$ Zf III		Zf I	
	Pinyon	Fark	20°	$22\frac{1}{2}^\circ$
l	$\frac{\pi}{2} + 0,1$	$\frac{\pi}{2} - 0,1$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{2}$
P	0,075	0,125	0,05	0,05
q	0,942	0,942	0,91	0,985
r	0,35	0,35	0,38	0,31

Bütün değerler m_n ile çarpılmalıdır



Cetvel, diş profili grafiğinin elde edilmesi için gerekli olan Kremayer dişinin boyutlarını verir. Bu cetvelde Z_f , diş profili I veya III için azdırma tipini belirtir.

Diş profilleri şimdi sınıflandırılabilir. Diş başı ve temel daireleri dkn ve dgnt arasındaki involut eğrileri bilinen yollarla uç noktalardan geçen normal diş kalınlığının S_n , taksimat dairesinde (d_n) noktalamaıyla oluşturulur.

Diş tabanı geçiş yuvarlaklığının şekillendirilebilmesi için diş simetri eksenini öncelikle çizilmelidir. Daha sonra diş simetri ekseninin taksimat dairesini kestiği noktadan taksimat dairesine bir teğet çizilir ve çizilen teğetten $x \cdot m_n$ mesafede, teğete bir paralel doğru daha çizilir. Bu doğru üzerinde $\frac{t}{2} = \frac{m_n \cdot \pi}{2}$ noktası işaretlenerek bu noktanın cetveldeki P ve Q değerleri ile freze dişinin (esas Kremayer dişinin) diş başı geçiş yuvarlaklığının Γ yarıçaplı merkezi bulunur. Bu orta nokta yuvarlanma hareketinde involut halkasını (ilmiğini) tanımlar. Esas Kremayerin diş başı geçiş yuvarlaklığı yarıçapıyla eşit uzaklıktaki involut halkası artık çizilebilir buda bize diş tabanı geçiş yuvarlaklığını verir. Eğer bu eğri, diş yüzeyi eğrisi olan involütü keser ise diş altan kesilmiş olur.

Diş simetri eksenile 30° lik açılar yaparak, diş tabanı geçiş yuvarlıklarında teğetler çizilirse teğetlerin temas ettiği iki nokta arasındaki mesafeye diş tabanı kalınlığı S_{f1} denir.

Daha sonra dişe etki eden kuvvetin tesir doğrultusu çizilmelidir, mesela kuvvetin diş başına (A noktasına) etkisi halinde A noktasından temel dairesine bir teğet çizilir. Teğetin, diş simetri ekseğini kestiği noktasının S_f doğrusuna olan h mesafesi dişin eğilme kuvvet koludur.

Eğer S_f ve h çizimden elde edilebilirse - şeklin çizildiği ölçek göz önüne alınarak - dış profil faktörü y aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$y = \frac{S_f^2}{6 \cdot t \cdot h} \quad (85)$$

Profil kavrama oranının elde edilebilmesi için, kuvvetin tesir doğrultusu ile taksimat dairesinin (Normal kesitte) kesiştiği nokta daki taksimat dairesinin normali üzerinde $m_n (1-x)$ mesafesi işaretlenir (esas kremoyerin dış başı doğrusu). Bu noktadan normalen çizilen dik, kuvvetin tesir doğrultusunu I noktasında keser. $\bar{A}I = E_n$ normal kesitte kavrama boyudur. Kavrama boyu E_n ve taksimat (adım) ten orasındaki oran normal kesitte profil kavrama oranının arı değeri E_p dir. Taksimatın (adının) hesaplanması için aşağıdaki formül kullanılır.

$$t_{en} = m_n \cdot \pi \cdot \cos \alpha \quad (86)$$

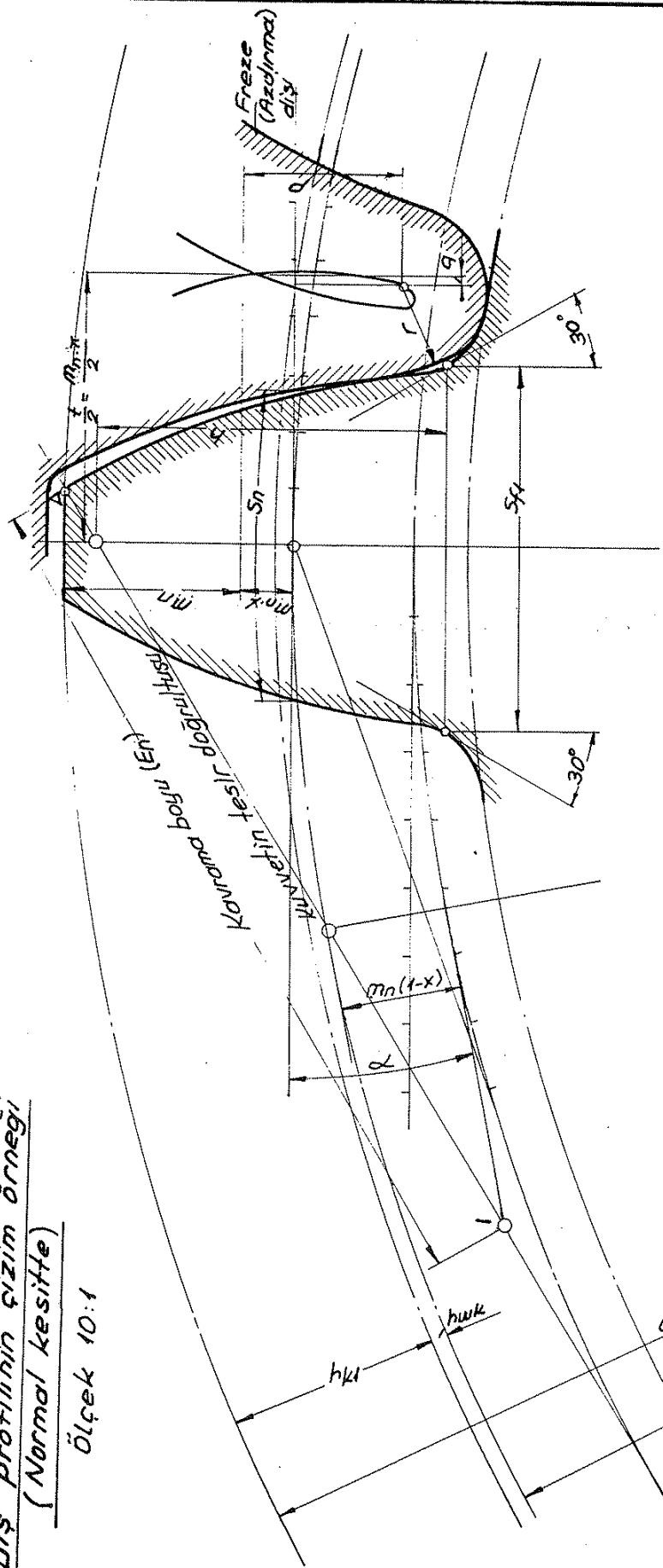
Profil kavrama oranı E_p değeride formül (54) ile elde edilir.

$$E_p = E_p' \cdot e$$

e - Hesaplama faktörü (Cetvel 5c)

Diş profiliññ çizim örneği
(Normal kesitte)

Ölçek 10:1



$(76) \cos \varphi = \frac{\beta - m_n}{R_0 - \frac{q}{2}}$	$(80) h_{hk} = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{b}{2}$	$h_{hk} = 0,32$
$(77) \operatorname{tg} \varphi = \frac{m_n}{(R_0 - \frac{q}{2})} \sin \varphi$	$(81) d_{kn1} = d_{an1} + 2(h_{k1} + h_{hk})$	$d_{kn1} = 76,80$
$(78) \beta = \varphi - \psi$	$(82) d_{kn1} = d_{an} - 4,6 \cdot m_n$	$d_{kn1} = 63,00$
$(79) Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta \cdot \cos 60^\circ}$	$(83) x = \frac{h_{k1} + h_{hk} - m_n}{m_n}$	$x = 0,31$
$(80) d_{an1} = Z_{n1} \cdot m_n$	$(84) \widehat{S}_n = l + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \varphi$	$\widehat{S}_n = 5,38$
$d_{kn1} = d_{an1} \cdot \cos \varphi$		$d_{kn1} = 64,80$

F) PALLOID - KONİK DISLİLERDE HESAPLAMA

ÖRNEĞİ

Bir takım tezgahında çalışan konik dişli çiftinde aşağıdaki değerler verilmekte olup yük taşıma kabiliyetinin hesabı istenmektedir.

- Eksenter arası açı $\delta = 90^\circ$
- Pinyonun devir sayısı $n_1 = 1000 \text{ d/d.}$
- İletilecek güç $N = 15 \text{ HP}$
- Çevrim oranı $i = 4$ (Tam doğrulukta elde edilmektedir)
- Çarkın taksimat dairesi çapı $d_{02} = 180 \text{ mm.}$
- Diş genişliği $b = 24 \text{ mm.}$

I- PLAN ÇARK BÜYÜKLÜKLERİİNİN BAŞLANGIÇ DEĞERLERİ NİN HESAPLANMASI

- Diş sayıları

$Z_1 = 10$ kabül (Z_1 diş sayısı otomobil sanayi mekanizmalarının dışında 8 den küçük olmamalıdır).

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (\text{Formül 2})$$

$$4 = \frac{Z_2}{10}$$

$$\boxed{Z_2 = 40}$$

- U faktörü

$$\left. \begin{array}{l} Z_1 = 10 \\ Z_2 = 40 \end{array} \right\} \text{için}$$

$$\boxed{U = 0,51 \quad (\text{Cetvel 1})}$$

- Diş taksimat konisi uzunluğu

$$Ra = d_{02} \cdot U \quad (\text{Formül 8})$$

$$Ra = 180 \cdot 0,51$$

$$\boxed{Ra = 92 \text{ mm.}}$$

- Diş genişliği

$$b \approx \frac{R_a}{3,5 \dots 5} \quad (\text{Formül 11})$$

$$b = \frac{92}{3,5 \dots 5} = 19 \dots 26$$

|| b = 24 mm. (Konstruktöre göre)

- Normal modül

$$m_n \approx \frac{b}{7 \dots 8} \quad (\text{Formül 16})$$

$$m_n = \frac{24}{7 \dots 8} = 3 \dots 3,4 \text{ mm}$$

|| m_n = 3 mm (Kabul)

- Normal-Taksimat dairesi yarıçapı

$$\varrho = m_n \cdot Z_2 \cdot 4 \quad (\text{Formül 18a})$$

$$\varrho = 3,40 \cdot 0,51$$

|| \varrho = 61,5 mm

- İç taksimat konisi uzunluğu

$$R_i = R_a - b \quad (\text{Formül 19})$$

$$R_i = 92 - 24$$

|| R_i = 68 mm

II - PLAN ÇARK'A GÖRE AZDIRMA POZİSYONUNUN KONTROLU

Hesaplanan R_a , R_i , ϱ ve m_n değerleri $m_n = 3$ azdirmasının kullanım ihtiyaçlarını karşılar. Standart B, 3-39-48-20°-I için karar verilmiştir çünkü S_p kesme boyu S_f kesme boyunun içindedir ve R_i değeri uygun olarak yerleştirilir.

III - PLAN ÇARK BÜYÜKLÜKLERİNİN KESİN DEĞERLERİNİN

HESAPLANMASI

- İmalat konisi açıları

Çark için,

$$\underline{\delta p_2 = 77^\circ 30' \text{ (Cetvel 1)}}$$

Pinyon için,

$$\delta p_1 = 90^\circ - \delta p_2 \quad (\text{Formül 16})$$

$$\delta p_1 = 90^\circ - 77^\circ 30'$$

$$\underline{\delta p_1 = 12^\circ 30'}$$

- Ü Ü Faktörü

$$\underline{U = 0,512138} \quad (\text{Cetvel 1})$$

veya hesapla

$$U = \frac{1}{2 \cdot \sin \delta p_2} \quad (\text{Formül 9})$$

$$U = \frac{1}{2 \cdot \sin 77^\circ 30'}$$

$$\underline{U = 0,51214}$$

- Dış taksimat konisi uzunluğu

$$R_d = d_{02} \cdot U \quad (\text{Formül 8})$$

$$R_d = 180 \cdot 0,512138$$

$$\underline{R_d = 92,18 \text{ mm.}}$$

- Plan çarkın dış sayısı

$$\underline{Z_p = 40,9710} \quad (\text{Cetvel 1})$$

veya hesapla

$$Z_p = 2 \cdot Z_2 \cdot U \quad (\text{Formül 10})$$

$$Z_p = 2 \cdot 40 \cdot 0,512138$$

$$\underline{Z_p = 40,9710}$$

- Normal modül

$$m_n = \frac{b}{7 \dots 8} \quad (\text{Formül 16})$$

$$m_n = \frac{24}{7 \dots 8} = 3 \dots 3,4 \text{ mm.}$$

$$\underline{m_n = 3 \text{ mm.}}$$

- Normal taksimat dairesi yarı çapı

$$S = m_n \cdot Z_2 \cdot U \quad (\text{Formül 18 a})$$

$$S = 3 \cdot 40 \cdot 0,512138$$

$$\underline{S = 61,46 \text{ mm.}}$$

- İç taksimat konisi uzunluğu

$$R_i = R_a - b \quad (\text{Formül 19})$$

$$R_i = 92,18 - 24$$

$$\boxed{R_i = 68,18 \text{ mm}}$$

- Alın modülü

$$m_s = \frac{d_{02}}{Z_2} \quad (\text{Formül 20})$$

$$m_s = \frac{180}{40}$$

$$\boxed{m_s = 4,5 \text{ mm.}}$$

- Pinyonun taksimat dairesi çapı

$$d_{01} = Z_1 \cdot m_s \quad (\text{Formül 21})$$

$$d_{01} = 10 \cdot 4,5$$

$$\boxed{d_{01} = 45 \text{ mm.}}$$

- Basınç açısı (Kıvrılma açısı)

$$\boxed{\alpha = 20^\circ}$$

- Profil kaydırma

Basınç açısı $\alpha = 20^\circ$, $Z_f I$, $i \geq 1$ ve $Z_1 = 10$, $Z_2 = 40$ için cetvel 2 ye göre;

$$\boxed{1+x_1 = 1,2}$$

- Diş başı yükseklikleri (V-O-Dişlileri)

Pinyon için;

$$h_{k1} = (1+x_1) \cdot m_n \quad (\text{Formül 24})$$

$$h_{k1} = 1,2 \cdot 3$$

$$\boxed{h_{k1} = 3,6 \text{ mm.}}$$

Çark için;

$$h_{k2} = 2 \cdot m_n - h_{k1} \quad (\text{Formül 25})$$

$$h_{k2} = 2 \cdot 3 - 3,6$$

$$\boxed{h_{k2} = 2,4 \text{ mm.}}$$

IV - V-O-DİŞLİLERİ İÇİN GEOMETRİK BLİYÜKLÜKLER

$$\alpha_1 = b \cdot \cos \delta_{p1} \quad (\text{Formül 28})$$

$$\alpha_1 = 24 \cdot \cos 12^\circ 30'$$

$$\alpha_1 = 23,43 \text{ mm.}$$

$$k_1 = h_{k1} \cdot \cos \delta_{p1} \quad (\text{Formül 29})$$

$$k_1 = 3,6 \cdot \cos 12^\circ 30'$$

$$k_1 = 3,51 \text{ mm.}$$

$$c_2 = h_{k2} \cdot \cos \delta_{p1} \quad (\text{Formül 31})$$

$$c_2 = 2,4 \cdot 12^\circ 30'$$

$$c_2 = 2,34 \text{ mm}$$

$$\alpha_2 = b \cdot \sin \delta_{p1} \quad (\text{Formül 33})$$

$$\alpha_2 = 24 \cdot \sin 12^\circ 30'$$

$$\alpha_2 = 5,19 \text{ mm}$$

$$k_2 = h_{k2} \cdot \sin \delta_{p1} \quad (\text{Formül 35})$$

$$k_2 = 2,4 \cdot \sin 12^\circ 30'$$

$$k_2 = 0,52 \text{ mm.}$$

$$c_1 = h_{k1} \cdot \sin \delta_{p1} \quad (\text{Formül 36})$$

$$c_1 = 3,6 \cdot \sin 12^\circ 30'$$

$$c_1 = 0,78 \text{ mm}$$

$$d_{ka1} = d_{o1} + 2 \cdot k_1 \quad (\text{Formül 37})$$

$$d_{ka1} = 45 + 2 \cdot 3,51$$

$$d_{ka1} = 52,02 \text{ mm.}$$

$$d_{ki1} = d_{ka1} - 2 \cdot \alpha_2 \quad (\text{Formül 39})$$

$$d_{ki1} = 52,02 - 2 \cdot 5,19$$

$$d_{ki1} = 41,64 \text{ mm.}$$

$$d_{ka2} = d_{o2} + 2 \cdot k_2 \quad (\text{Formül 40})$$

$$d_{ka2} = 180 + 2 \cdot 0,52$$

$$d_{k02} = 181,04 \text{ mm}$$

$$d_{ki2} = d_{k02} - 2 \cdot \alpha_1 \quad (\text{Formül 42})$$

$$d_{ki2} = 181,04 - 2 \cdot 23,43$$

$$d_{ki2} = 134,18 \text{ mm.}$$

$$w_1 = \frac{d_{k02}}{2} - (c_1 + \alpha_1) \quad (\text{Formül 46})$$

$$w_1 = \frac{180}{2} - (0,78 + 23,43)$$

$$w_1 = 65,79 \text{ mm.}$$

$$w_2 = \frac{d_{k01}}{2} - (c_2 + \alpha_2) \quad (\text{Formül 48})$$

$$w_2 = \frac{45}{2} - (2,34 + 5,19)$$

$$w_2 = 14,97 \text{ mm.}$$

V - KAVRAMA ORANI

- Adım kavrama oranı

Ara değerler E_s 's ve E''_s

$$\frac{R_a - \rho}{m_n} = \frac{92,18 - 61,46}{3}$$

$$\begin{aligned} \frac{R_a - \rho}{m_n} &= 10,24 \\ Z_p &= 40,9710 \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} E'_s = 1,8 \quad (\text{Cetvel } 5a) \\ E''_s = 0,22 \quad (\text{Cetvel } 5b) \end{array} \right\}$$

$$\frac{R_i - \rho}{m_n} = \frac{68,18 - 61,46}{3}$$

$$\begin{aligned} \frac{R_i - \rho}{m_n} &= 2,24 \\ Z_p &= 40,9710 \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} E'_s = 1,8 \\ E''_s = 0,22 \end{array} \right\} \quad (\text{Cetvel } 5b)$$

$$E_s = E'_s - E''_s \quad (\text{Formül 53})$$

$$E_s = 1,8 - 0,22$$

$$E_s = 1,58$$

- Ortalama helis açısı

$$\cos \beta_m = \frac{\rho}{R_a - 0,5 \cdot b} \quad (\text{Formül 56})$$

$$\cos \beta_m = \frac{61,46}{92,18 - 0,5 \cdot 24} = 0,77$$

$$\beta_m = 40^\circ$$

- Düzeltilme açısı

$$\boxed{W_k = 1^\circ 32' \text{ (Cetvel 1)}}$$

- Plinyonun taksimat konisi açisi

$$\delta_{01} = \delta_{p1} + W_k \quad (\text{Formül 7})$$

$$\delta_{01} = 12^\circ 30' + 1^\circ 32'$$

$$\boxed{\delta_{01} = 14^\circ 02'}$$

- Eşdeğer dış sayısı

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta_{01}} \quad (\text{Formül 57})$$

$$Z_{n1} = \frac{10}{\cos^3 40^\circ \cdot \cos 14^\circ 02'}$$

$$\boxed{Z_{n1} = 22,93}$$

- e faktörü

$$\left. \begin{array}{l} \beta_m = 40^\circ \\ \alpha = 20^\circ \end{array} \right\} \boxed{e = 0,636 \text{ (Cetvel 5c)}}$$

veya hesapla

$$e = \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta_m \quad (\text{Formül 55})$$

$$e = \sin^2 20^\circ + \cos^2 20^\circ \cdot \cos^2 40^\circ$$

$$\boxed{e = 0,635}$$

- Açı düzeltmesi yapıldıktan sonra dış genişliği ortasındaki profil kaydırma

$$h_{wkm} = \operatorname{tg} W_k \cdot \frac{b}{2} \quad (\text{Formül 59})$$

$$h_{wkm} = \operatorname{tg} 1^\circ 32' \cdot \frac{24}{2}$$

$$\boxed{h_{wkm} = 0,321 \text{ mm.}}$$

- Profil kaydırma faktörü

$$x_m = \frac{h_{k1} + h_{wkm} - m_n}{m_n} \quad (\text{Formül 60})$$

$$x_m = \frac{3,6 + 0,321 - 3}{3}$$

$$\boxed{x_m = 0,307}$$

- Profil kovrama oranının ora değeri E'_p

$$\alpha = 20^\circ, i > 3 \text{ için}$$

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n1} = 22,93 \\ x_m = 0,307 \end{array} \right\} \boxed{E'_p = 1,68 \text{ (Cetvel 6d)}}$$

- Profil kavrama oranı

$$\epsilon_p = \epsilon'_p \cdot \epsilon \quad (\text{Formül 54})$$

$$\epsilon_p = 1,68 \cdot 0,635$$

$$\| \underline{\epsilon_p = 1,07}$$

- Toplam profil kavrama oranı

$$\epsilon = \epsilon_s + \epsilon_p$$

$$\epsilon = 1,58 + 1,07$$

$$\| \underline{\epsilon = 2,65}$$

VI - DIŞ KUVVETLERİN HESAPLANMASI

1) ÇEVRE KUVVETİ P_u

- Döndürme momenti

$$M_t = \frac{716 \cdot N}{n_1}$$

$$M_t = \frac{716 \cdot 15}{1000}$$

$$\| \underline{M_t = 10,74 \text{ kpm.}}$$

- Pinyonda taksimat konisinin ortalaşma çapı

$$d_{m1} = d_{01} - b \cdot \sin \delta_{01} \quad (\text{Formül 63})$$

$$d_{m1} = 45 - 24 \cdot \sin 12^\circ 30'$$

$$\| \underline{d_{m1} = 39,81 \text{ mm.}}$$

- Çevre kuvveti (Motor momentinden elde edilen)

$$P_{UM} = \frac{M_t \cdot 2000}{d_{m1}} \quad (\text{Formül 62})$$

$$P_{UM} = \frac{10,74 \cdot 2000}{39,81}$$

$$\| \underline{P_{UM} = 539 \text{ kp.}}$$

Yukarıdaki değerler sayfa 41 deki nomogramdan da elde edilebilir.

2) EKSENEL KUVVET

Döndüren olarak pinyon alınmıştır.

- Helis açısı

$$\cos \beta_r = \frac{r}{R_a - 0,6 \cdot b} \quad (\text{Formül 65})$$

$$\cos \beta_r = \frac{61,46}{92,18 - 0,6 \cdot 24}$$

$$\cos \beta_r = 0,7902$$

$$\beta_r \approx 37^\circ 50'$$

a) Dönme yönü ile helis yönü aynı, mesala saat ibresinin ters yönünde dönme ve sola dönüşlü helis

- Eksenel kuvvet

Pinyon için:

$$P_{a1} = P_u (\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\sin \delta p_1}{\cos \beta_r} + \operatorname{tg} \beta_r \cdot \cos \delta p_1) \quad (\text{Formül 66})$$

$$P_{a1} = 539 (\operatorname{tg} 20 \cdot \frac{\sin 12^\circ 30'}{\cos 37^\circ 50'} + \operatorname{tg} 37^\circ 50' \cdot \cos 12^\circ 30')$$

$$\boxed{P_{a1} = +462 \text{ kp.}}$$

Görtük için:

$$P_{a2} = P_u (\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\sin \delta p_2}{\cos \beta_r} - \operatorname{tg} \beta_r \cdot \cos \delta p_2) \quad (\text{Formül 67})$$

$$P_{a2} = 539 (\operatorname{tg} 20 \cdot \frac{\sin 77^\circ 30'}{\cos 37^\circ 50'} - \operatorname{tg} 37^\circ 50' \cdot \cos 77^\circ 30')$$

$$\boxed{P_{a2} = +152 \text{ kp.}}$$

Yukarıdaki değerler cetvel 8 den de elde edilebilir.

b) Dönme yönü ile helis yönü ters, mesala saat ibresinin yönünde dönme ve sola dönüşlü helis

- Eksenel kuvvet

Pinyon için:

$$P_{a1} = P_u (\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\sin \delta p_1}{\cos \beta_r} - \operatorname{tg} \beta_r \cdot \cos \delta p_1) \quad (\text{Formül 66})$$

$$P_{a1} = 539 (\operatorname{tg} 20 \cdot \frac{\sin 12^\circ 30'}{\cos 37^\circ 50'} - \operatorname{tg} 37^\circ 50' \cdot \cos 12^\circ 30')$$

$$\boxed{P_{a1} = -355 \text{ kp.}}$$

Görtük için:

$$P_{a2} = P_u (\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\sin \delta p_2}{\cos \beta_r} + \operatorname{tg} \beta_r \cdot \cos \delta p_2) \quad (\text{Formül 67})$$

$$P_{a2} = 539 (\operatorname{tg} 20 \cdot \frac{\sin 77^\circ 30'}{\cos 37^\circ 50'} + \operatorname{tg} 37^\circ 50' \cdot \cos 77^\circ 30')$$

$$\boxed{P_{a2} = 333 \text{ kp.}}$$

Yukarıdaki değerler cetvel 8 den de elde edilir.

3) RADYAL KUVVET

a) Dönme yönü ile helis yönü aynı, mesela saat ibresinin ters yönünde dönde ve sola dönüşlü helis

Radyal kuvvet

Pinyon için :

$$Pr_1 = Pa_2 \quad (\text{Formül 68})$$

$$\boxed{Pr_1 = +152 \text{ kp.}}$$

Cark için :

$$Pr_2 = Pa_1 \quad (\text{Formül 69})$$

$$\boxed{Pr_2 = +462 \text{ kp.}}$$

b) Dönme yönü ile helis yönü ters, mesela saat ibresinin yönünde dönde ve sola dönüşlü helis

Radyal kuvvet

Pinyon için :

$$Pr_1 = Pa_2 \quad (\text{Formül 68})$$

$$\boxed{Pr_1 = +333 \text{ kp.}}$$

Cark için :

$$Pr_2 = Pa_1 \quad (\text{Formül 69})$$

$$\boxed{Pr_2 = -355 \text{ kp.}}$$

VII - DIŞIN MUKAVEMETİ (TAŞIMA KABİLİYETİ)

Pinyon ve cark malzemesi olarak 16 Mn Cr 5 (Semantasyonla sertleştirilmiş) kabul edelim.

- Gevre hızı

$$2\ell = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60\,000} \quad (\text{Formül 73})$$

$$2\ell = \frac{\pi \cdot 39,81 \cdot 1000}{60\,000}$$

$$\boxed{2\ell = 2,08 \text{ m/sn.}}$$

- Statik kopma mukavemeti

$$G_B = 12000 \text{ kp/cm}^2$$

• Dis profil faktörü

$$\left. \begin{array}{l} r = 0,38 \cdot m_n \\ x_m = 0,307 \\ z_{n1} = 22,9 \end{array} \right\} \parallel y = 0,123 \quad (\text{Cetvel 14})$$

• Eğilme zorlanması (Lewis'e göre)

$$P_{bB} = G_B \cdot \frac{6}{6+2} \cdot m_n \cdot \pi \cdot b \cdot y \quad (\text{Formül 72})$$

$$P_{bB} = 12000 \cdot \frac{6}{6+2,08} \cdot 0,3 \cdot \pi \cdot 2,4 \cdot 0,123$$

$$\parallel P_{bB} = 2479 \text{ kp}$$

• Kırılma emniyeti

$$S_b = \frac{P_{bB}}{P_{UM}} \quad (\text{Formül 74})$$

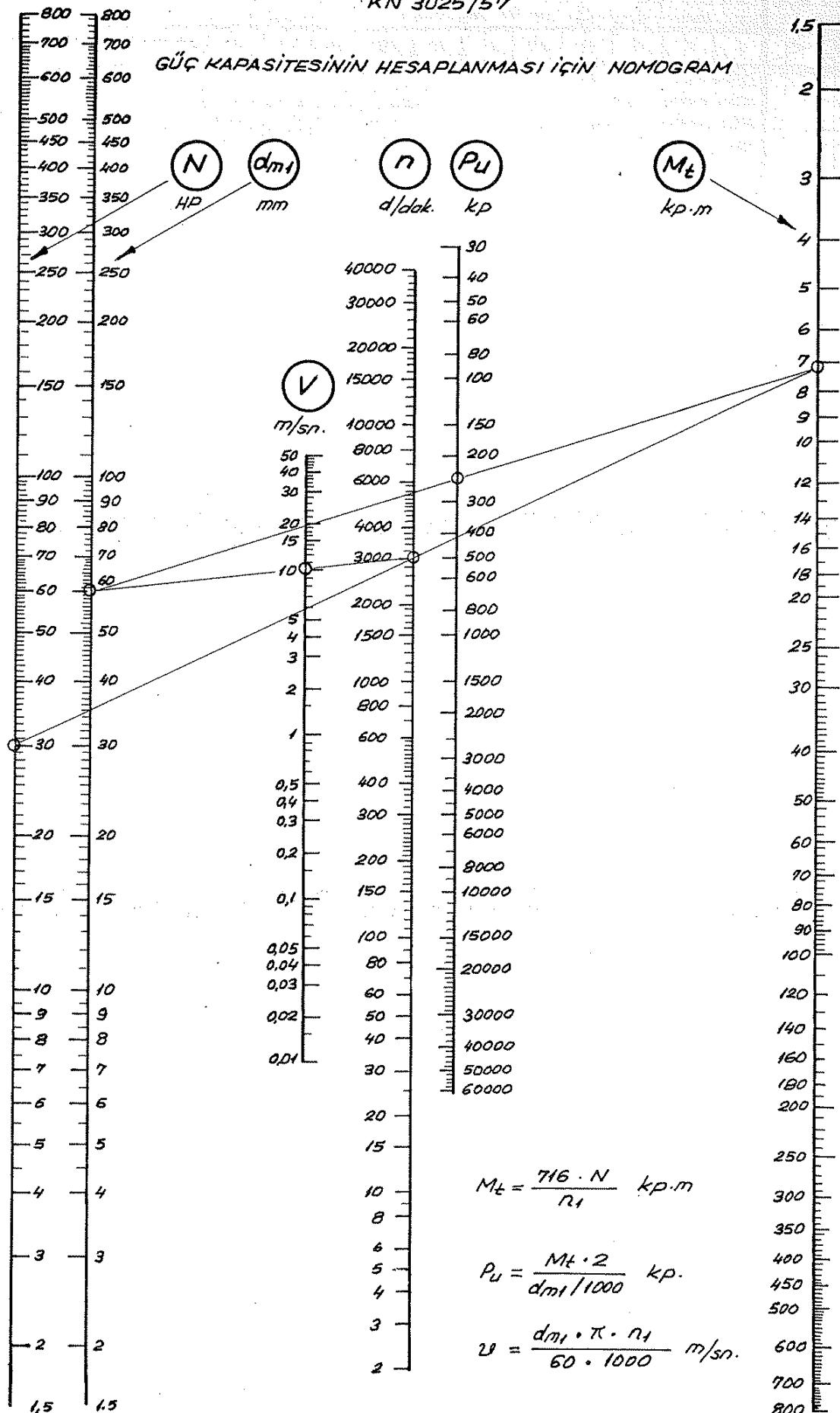
$$S_b = \frac{2479}{539}$$

$\parallel S_b \approx 4,6$ uygun (Emniyet faktörü, stasyoner mekanizmalarda

$S_b = 3 \dots 5$ dir).

KN 3025/57

GÜC KAPASITESİNİN HESAPLANMASI İÇİN NOMOGRAM



KN 3025

Z_1 ve Z_2 ye bağlı olarak
 $W_k, \delta P_2, Z_p$ ve U değerleri

Cetvel Ia
 $Z_1 = 24-41$, $Z_2 = 24-38$

($1+x_1$) Faktörü
(Dış başı yüksekliğinin tespit edilmesi için)

Cetvel 2

Dış başı yükseklikleri h_{k1} ve h_{k2} , (24) ve (25) formülleri ile hesaplanır.

Yanlız $\delta = 90^\circ$ ve
 $b = (7 \dots 10) \text{ mm}$ için Uygundur.

Basınç açısı $\alpha = 17\frac{1}{2}^\circ$ Z_f III

 $i > 3$

Z_2	Z_1										
	6 ⁺	7 ⁺	8	9	10	11	12	13	14	15	16
22	1.46	1.46	1.43								
24	1.42	1.42	1.40								
26	1.40	1.40	1.39	1.36							
28	1.40	1.40	1.38	1.36							
30	1.41	1.41	1.38	1.35	1.32						
35	1.42	1.42	1.39	1.37	1.33	1.29	1.23				
40	1.43	1.43	1.40	1.38	1.34	1.29	1.24	1.18	1.12		
45	1.44	1.44	1.42	1.39	1.35	1.30	1.24	1.18	1.12	1.06	1.00
50	1.45	1.45	1.43	1.41	1.36	1.31	1.25	1.18	1.12	1.06	1.00
55	1.47	1.47	1.45	1.42	1.38	1.32	1.25	1.18	1.12	1.06	1.00
60	1.48	1.48	1.46	1.44	1.39	1.33	1.26	1.18	1.13	1.06	1.00
70	1.50	1.50	1.49	1.47	1.41	1.34	1.27	1.19	1.13	1.07	1.00
80	1.52	1.52	1.51	1.48	1.44	1.36	1.28	1.20	1.13	1.07	1.00

Basınç açısı $\alpha = 20^\circ$ Z_f I

 $i > 1$

Z_2	Z_1										
	6 ⁺	7 ⁺	8	9	10	11	12	13	14	15	16
18											
20											
22	1.30	1.30	1.27	1.23	1.16	1.04	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
24	1.28	1.28	1.26	1.22	1.16	1.06	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
26	1.26	1.26	1.25	1.22	1.16	1.07	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
28	1.26	1.26	1.25	1.22	1.17	1.08	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
30	1.26	1.26	1.25	1.22	1.17	1.09	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
35	1.27	1.27	1.26	1.23	1.18	1.11	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
40	1.28	1.28	1.28	1.24	1.20	1.13	1.02	1.00	1.00	1.00	1.00
45	1.29	1.29	1.29	1.25	1.21	1.15	1.05	1.00	1.00	1.00	1.00
50	1.31	1.31	1.30	1.26	1.23	1.16	1.07	1.00	1.00	1.00	1.00
55	1.32	1.32	1.32	1.29	1.24	1.18	1.09	1.00	1.00	1.00	1.00
60	1.33	1.33	1.33	1.30	1.26	1.20	1.11	1.03	1.00	1.00	1.00
70	1.36	1.36	1.36	1.32	1.29	1.24	1.16	1.08	1.00	1.00	1.00
80	1.39	1.39	1.38	1.35	1.32	1.27	1.20	1.12	1.00	1.00	1.00

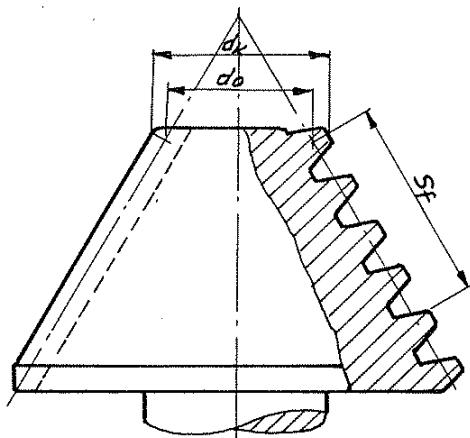
Basınç açısı $\alpha = 22\frac{1}{2}^\circ$ Z_f I

Z_2	Z_1										
	6 ⁺	7 ⁺	8 ⁺	9	10	11	12	13	14	15	16
18									1.00	1.00	1.00
20					1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
22		1.18	1.12	1.03	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
24			1.12	1.03	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
26				1.04	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
28					1.04	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
30						1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
35							1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
40								1.00	1.00	1.00	1.00
45									1.00	1.00	1.00
50										1.00	

+ Pinyonlarının dış sayıları az olan ağır hizmet mekanizmaları için pinyon dışlarına mukavemet kazandırılmış özel aşdırımlar kullanılmalıdır.

Konik azdırma

Cetvel 3



Standart gösterilise ait bir örnek

3 - 39 - 48 - 20° - I - r

- 3 = Normal modül m_n
 39 = Azdırmanın dış küçük çapı d_k
 48 = Azdırmanın efectif kesme boyu S_f
 20° = Basınç açısı α
 I = Dış profili Z_f
 r = Spiral yönü

Klingelnberg standartı KN 3024'e göre, azdırmanın boyutları

m_n	Seri A (4 ağızlı azdırma) S_f kısa					Seri B (5 ağızlı azdırma) S_f orta					Seri C (6 ağızlı azdırma) S_f uzun				
	d_k	S_f	d_o	Konik sayısı	d_k	S_f	d_o	Konik sayısı	d_k	S_f	d_o	Konik sayısı	d_k	S_f	
1	14	13	11,75	8	18	16	15,75	8	18	19	15,75	8			
1,25 ⁺	17	16	14,19	8	21	20	18,19	8	21	24	18,19	8			
1,5	20	19	16,62	8	24	24	20,62	8	24	29	20,62	8			
1,75 ⁺	23	22	19,06	8	27	28	23,06	8	27	33	23,06	8			
2	26	26	21,5	8	30	32	25,5	10	30	38	25,5	10			
2,25 ⁺	29	29	23,94	8	32	36	26,94	10	32	43	26,94	10			
2,5	32	32	26,37	8	35	40	29,37	10	35	48	29,37	10			
2,75 ⁺	34	35	27,81	8	37	44	30,81	10	37	52	30,81	10			
3	36	38	29,25	10	39	48	32,25	10	39	57	32,25	10			
3,25 ⁺	38	41	30,69	10	42	52	34,69	10	42	62	34,69	10			
3,5	40	44	32,12	10	44	55	36,12	10	44	66	36,12	10			
3,75 ⁺	42	48	33,56	10	46	59	37,56	10	46	71	37,56	10			
4	44	51	35	10	49	63	40	10	49	76	40	10			
4,25 ⁺	46	54	36,44	10	51	67	41,44	10	51	81	41,44	10			
4,5 ⁺	48	57	37,87	10	53	71	42,87	10	53	85	42,87	10			
5	52	63	40,75	10	58	79	46,75	10	58	95	46,75	10			
5,5 ⁺	56	70	43,62	10	63	87	50,62	10	63	104	50,62	10			
6	60	76	46,5	10	67	95	53,5	10	67	114	53,5	10			
6,5 ⁺	64	82	49,37	10	72	103	57,37	10	72	123	57,37	10			
7	68	88	52,25	10	77	110	61,25	10	77	132	61,25	10			
7,5 ⁺					81	118	64,12	10							
8					86	126	68	10							

+) Eğer mümkün ise bu modüller kullanılmamalıdır.

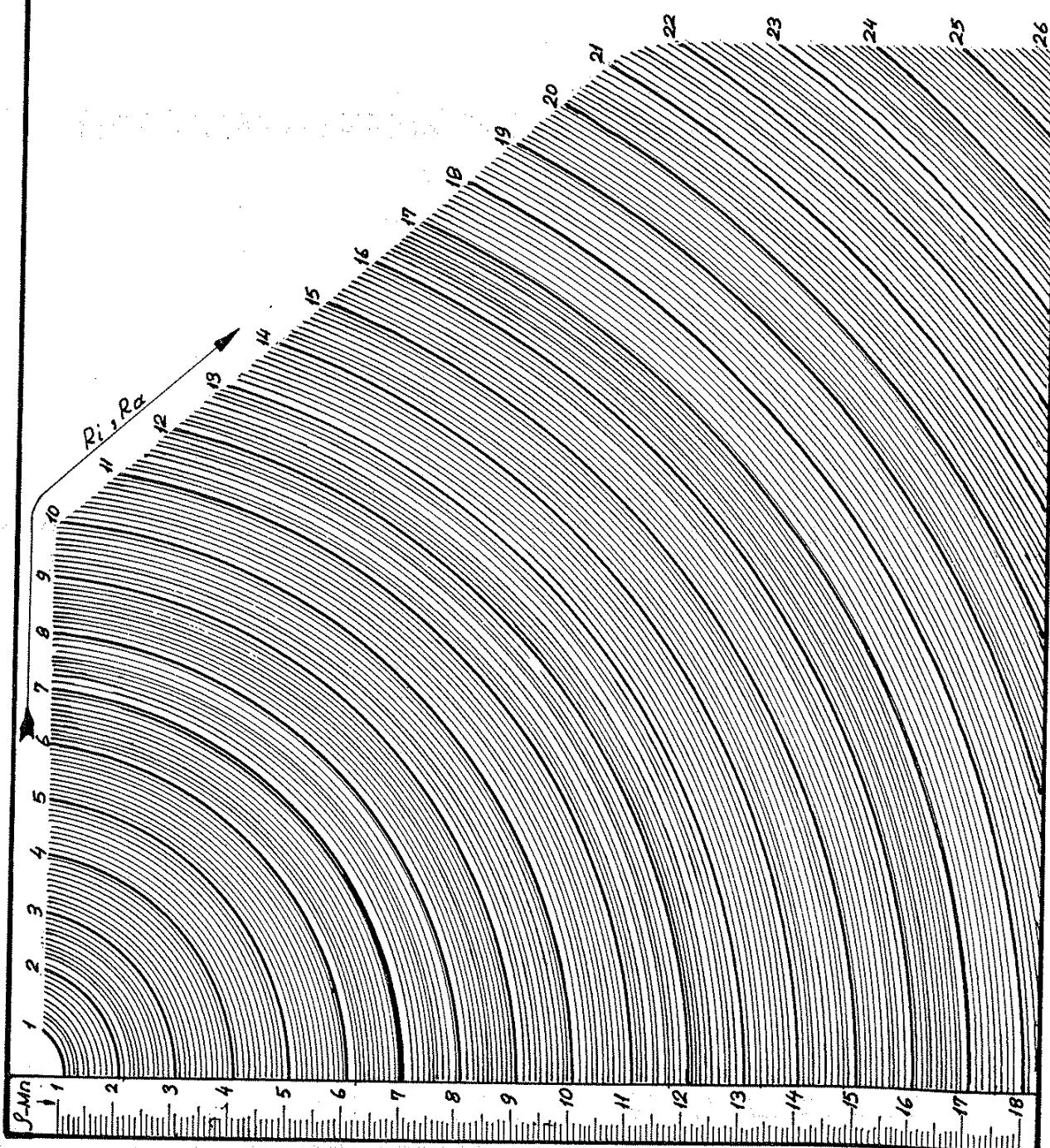
a, b ve c eski serili azdırımların d_o ve S_f ölçülerini Cetvel 46 de mevcuttur.
 Bu durumda d_k aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$d_k = d_o + 2,25 \cdot m_n$$

Azdırma pozisyonunun kontrol grafiği

Cetvel 4

Eğer, grafikte verilmemiş olan R_a koni uzunlığundaki azdırmların pozisyonları kontrol edilmek isteniyorsa, milimetrik kağıtta çizim yapılmalıdır.

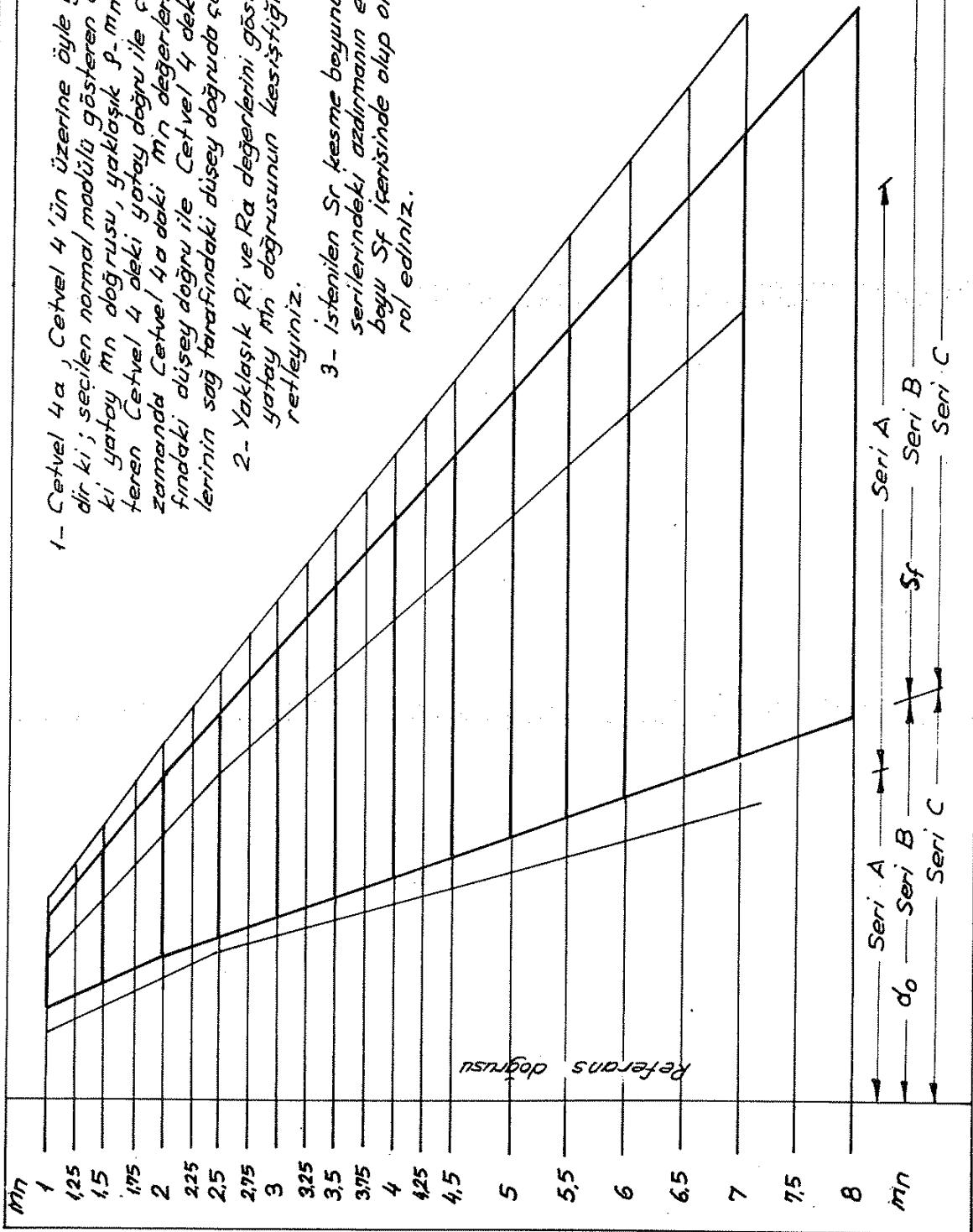


Azdırma pozisyonunun kontrol grafiği

Cetvel 4a

- 1- Cetvel 4a, Cetvel 4'ün üzerine öyle yerleştirilmeli - dir ki; seçilen normal/maddeyi gösteren Cetvel 4a'daki yarım mn doğrusu, yarımşık 9-mm değerini gösteren Cetvel 4'deki yarım değeri ile coincide olsun. Aynı zamanda Cetvel 4a'daki mn değerlerinin sağ tarafındaki düşey değeri ile Cetvel 4'deki 9-mm değerlerinin sağ tarafındaki düşey değeri coincide olsun.
- 2- Yarımşık R_i ve R_a değerlerinin doğrularla yarım mn doğrusunun kesiştiği noktalarını işaretleyiniz.

- 3- istenilen Sr kesme boyunun, A, B veya C serilerindeki azdırmanın eftatif kesme boyu Sr içerisinde olup olmadığını kontrol ediniz.



Azaltma pozisyonunun kontrol grafiği

Cetvel 4b

1- Cetvel 4b, Cetvel 4'ün üzerinde öyle yerleştirilmelidir ki; seçilen normal modülü gösteren Cetvel 4 b doğrusu α 'nın degrusu, yakkasık P_m 'nın degerini gösteren Cetvel 4 deki doğrusu ile eşit olsun. Aynı zamanda Cetvel 4b deki α 'nın degerlerinin sağ tarafındaki düşey doğru ile Cetvel 4 deki P_m 'nın degerlerinin sağ tarafındaki düşey doğruda eşit olsun.

2- Yaklaşık R_i ve R_a değerlerini gösteren dairelerdeki yarışay m 'ın değrinin kesiştiği noktaları işaretleyiniz.

3- Istenilen S_f kesme boyunun, α , b veya C serilerindeki azaltmanın efectif kesme boyu S_f içerisinde olup olmadığını kontrol ediniz.

Not. b serisinin do çapları farklı b_1 ve b_2 olarak iki büyükligi vardır

m_n

1

1.25

1.5

1.75

2

2.25

2.5

2.75

3

3.25

3.5

3.75

4

4.25

4.5

5

5.25

5.5

6

6.25

7

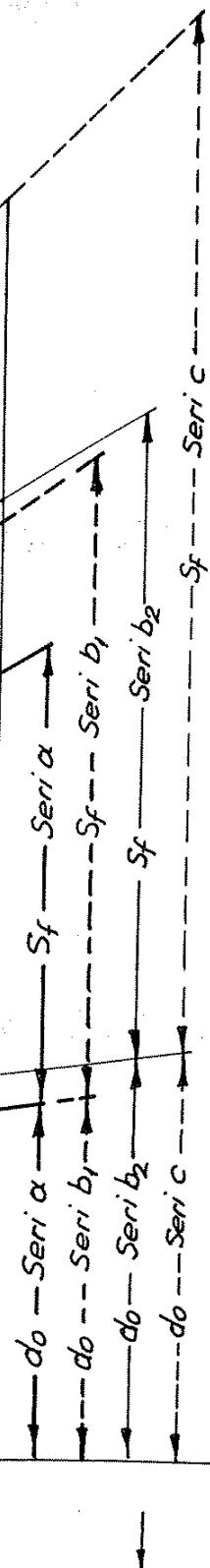
Referans doğrusu

5

6

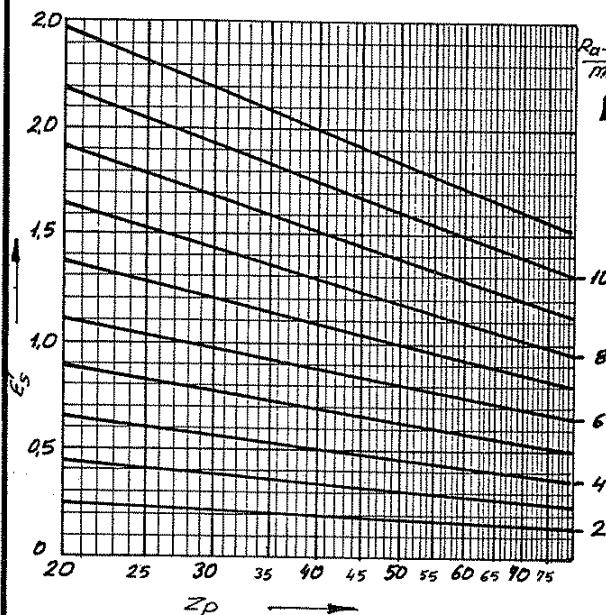
6.25

7

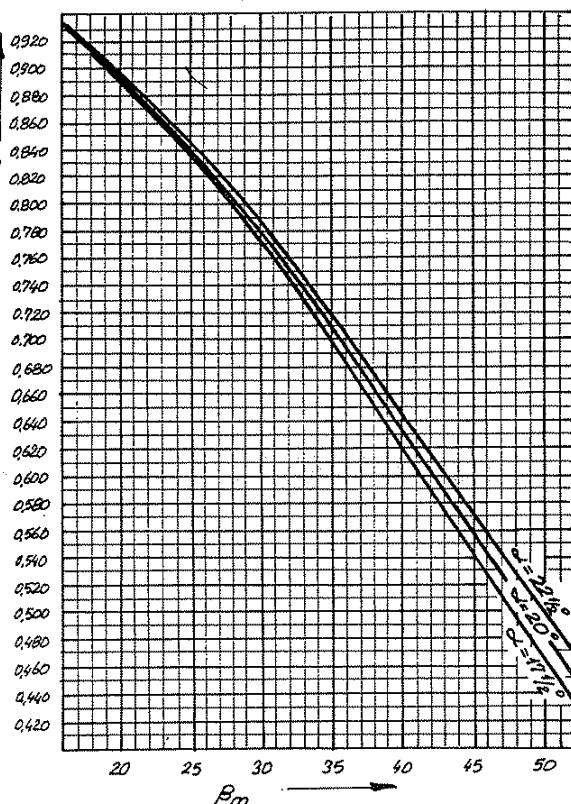


Adım kavrama oranı E_s ve
Profil kavrama oranı E_p

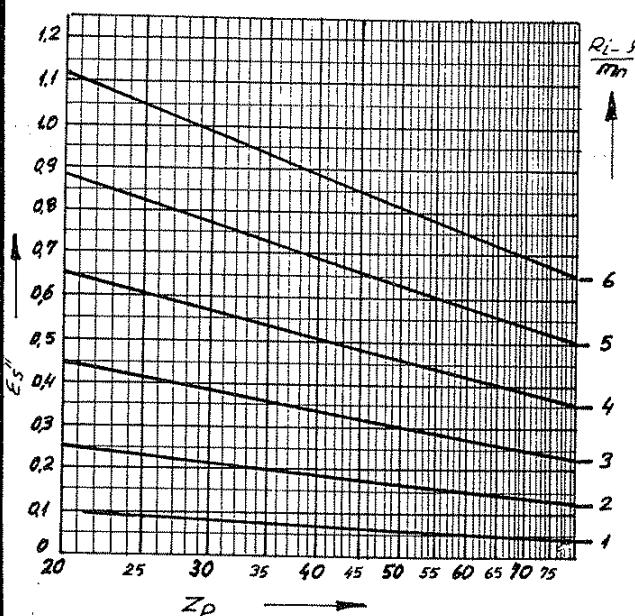
Cetvel 5
a-c



Cetvel 5a - « $R_a - P$ » genişliğindeki diş
için adım kavrama oranı E_s'



Cetvel 5c - Ortalama helis açısına bağlı
olarak hesaplama faktörü E_s .



Cetvel 5b - « $R_i - P$ » genişliğindeki diş
için adım kavrama oranı E_s

Adım kavrama oranı: $E_s = E_s' - E_s''$

E_s' - Cetvel 5a

E_s'' - Cetvel 5b

Profil kavrama oranı: $E_p = E_p' \cdot e$

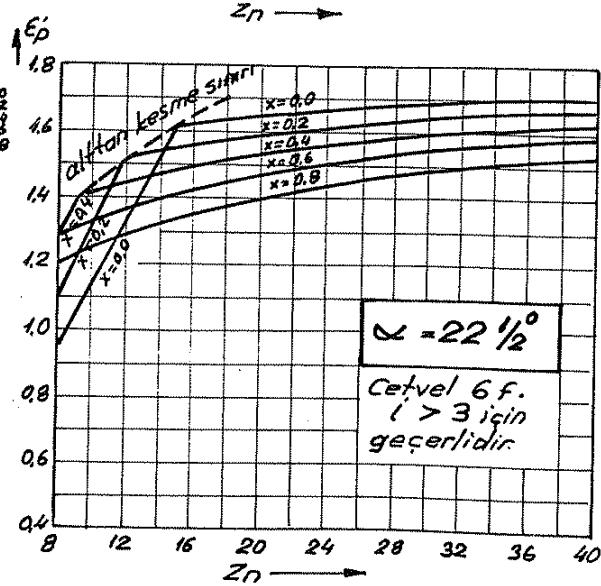
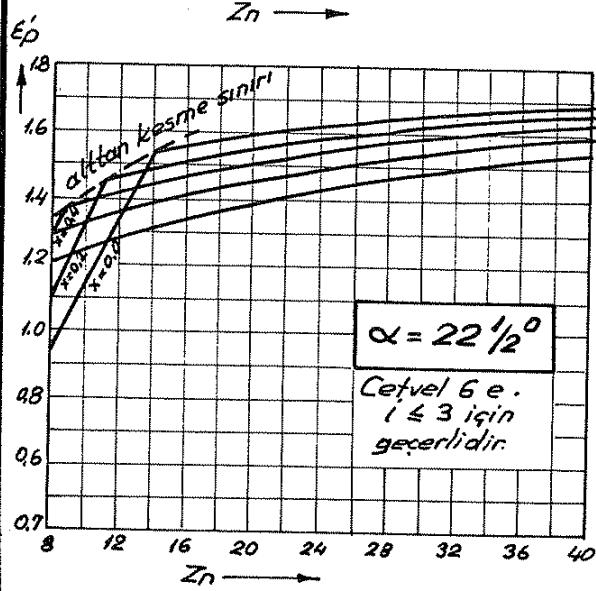
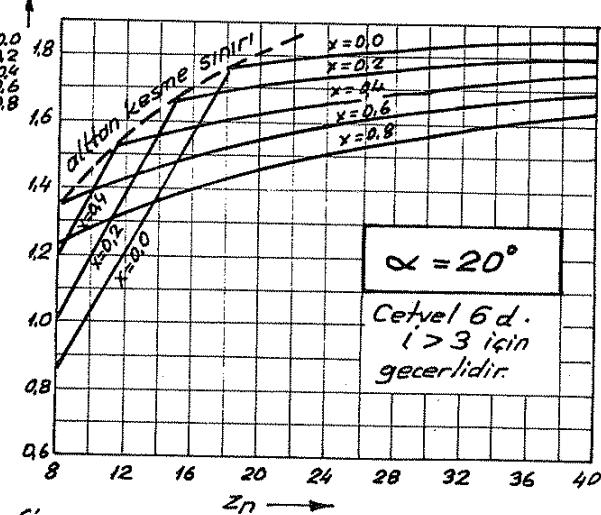
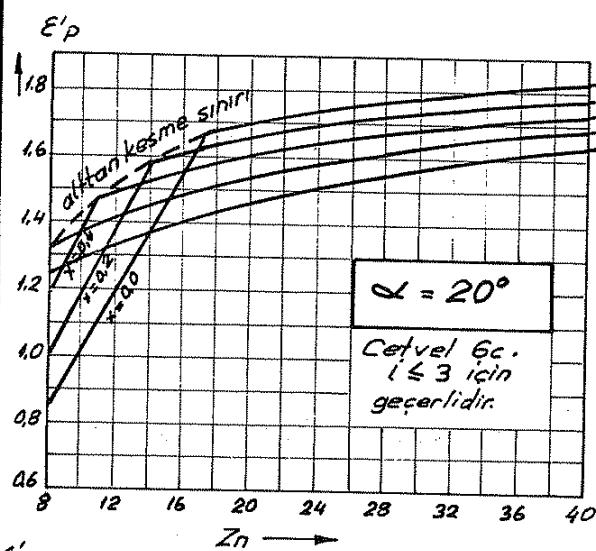
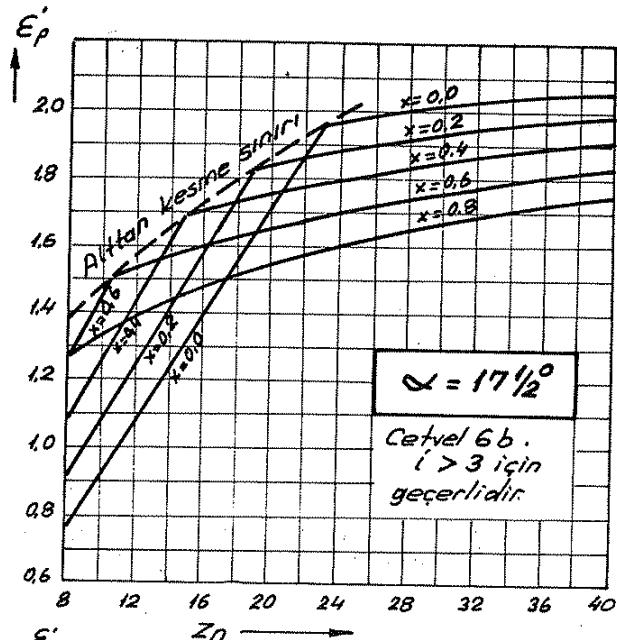
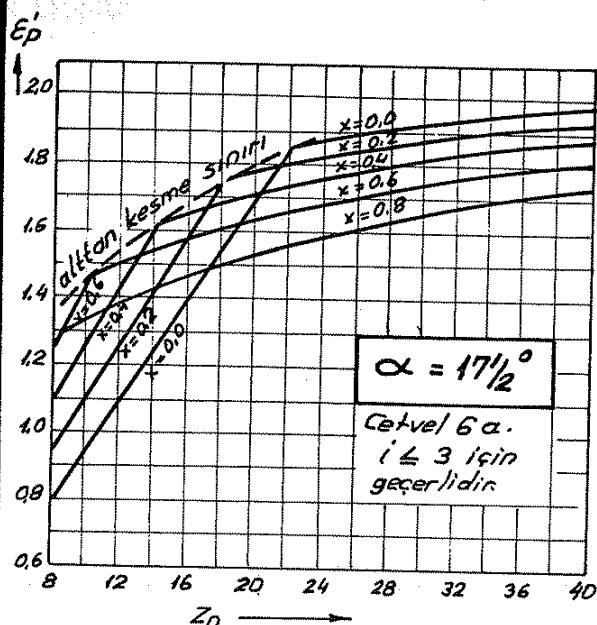
β_m - Formül (56)

E_p' - Cetvel 6

e - Cetvel 5c veya
formül (55)

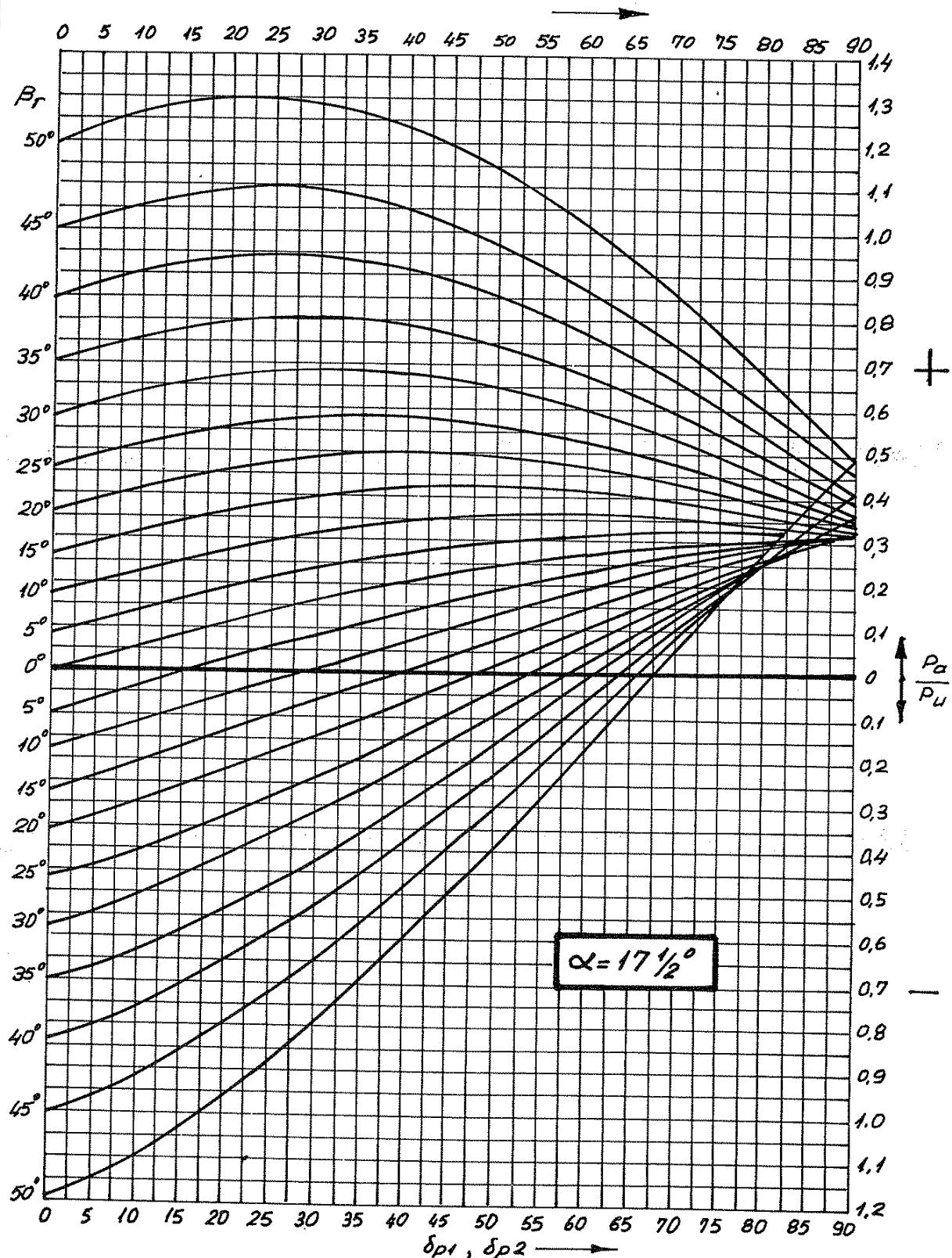
E_p ara değerleri
(Profil kavrama arası E_p nin elde edilmesi için)
 $E_p = E_p \cdot e$ (e -Cetvel 5c)

Cetvel 6a - 6f



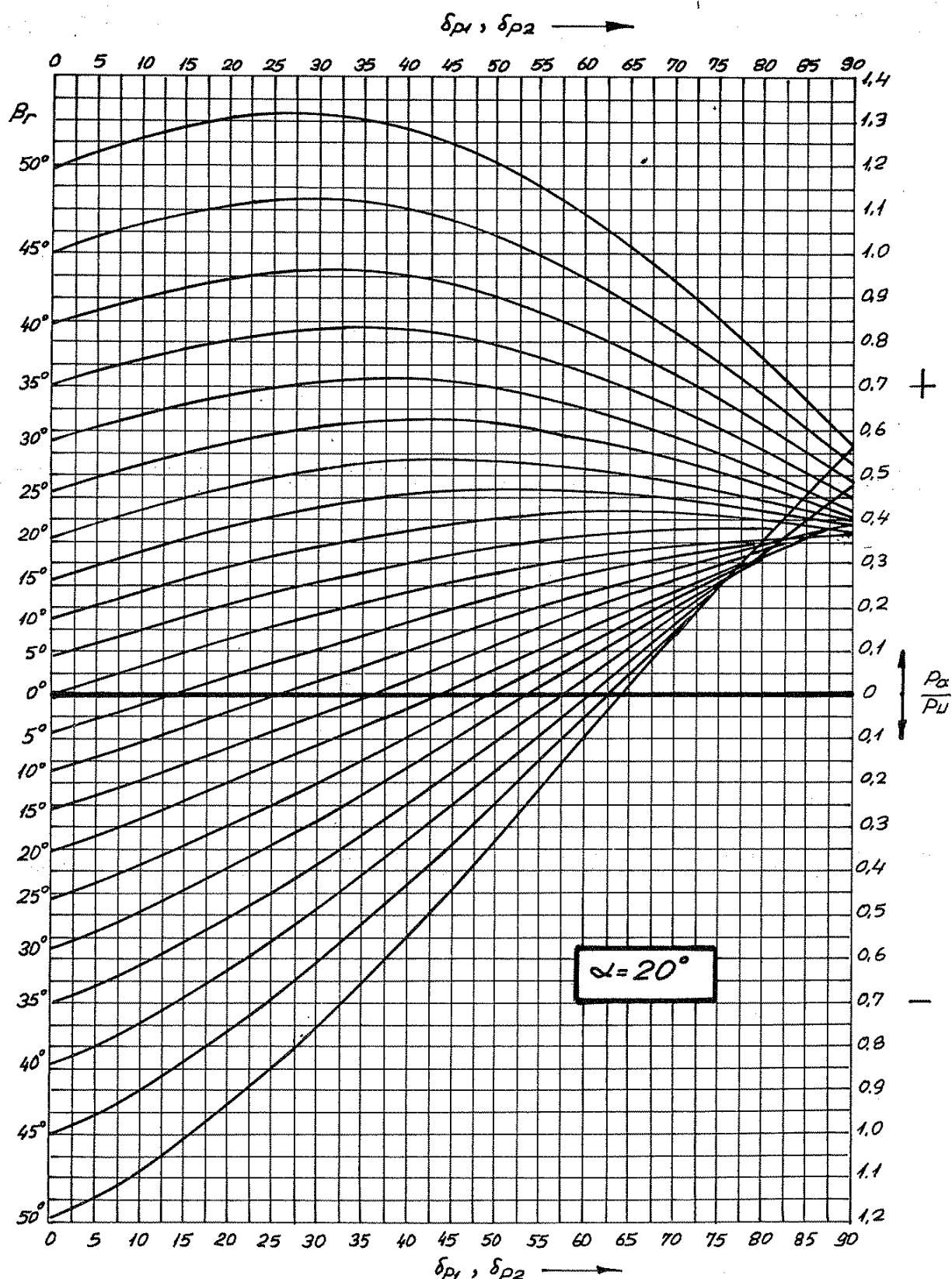
Eksenel kuvvet P_a
 (Basınç açısı $\alpha = 17\frac{1}{2}^\circ$ için ve P_u çevre kuvvetine
 bağlı olarak)
 Eksenler arası bütün açılar için geçerlidir.

Cetvel 7



Dikkat . Dönme yönü ile helis yönü aynı yönde ise (Şekil 8 deki gibi) eğrilerin üst kısmı döndürilen dişli için ve alt kısmında döndürülmemiş dişli için kullanılır.
 Dönme yönü ile helis yönü ters yönde ise (Şekil 9 deki gibi) eğrilerin alt kısmı döndürilen dişli için ve üst kısmında döndürülmemiş dişli için kullanılır.

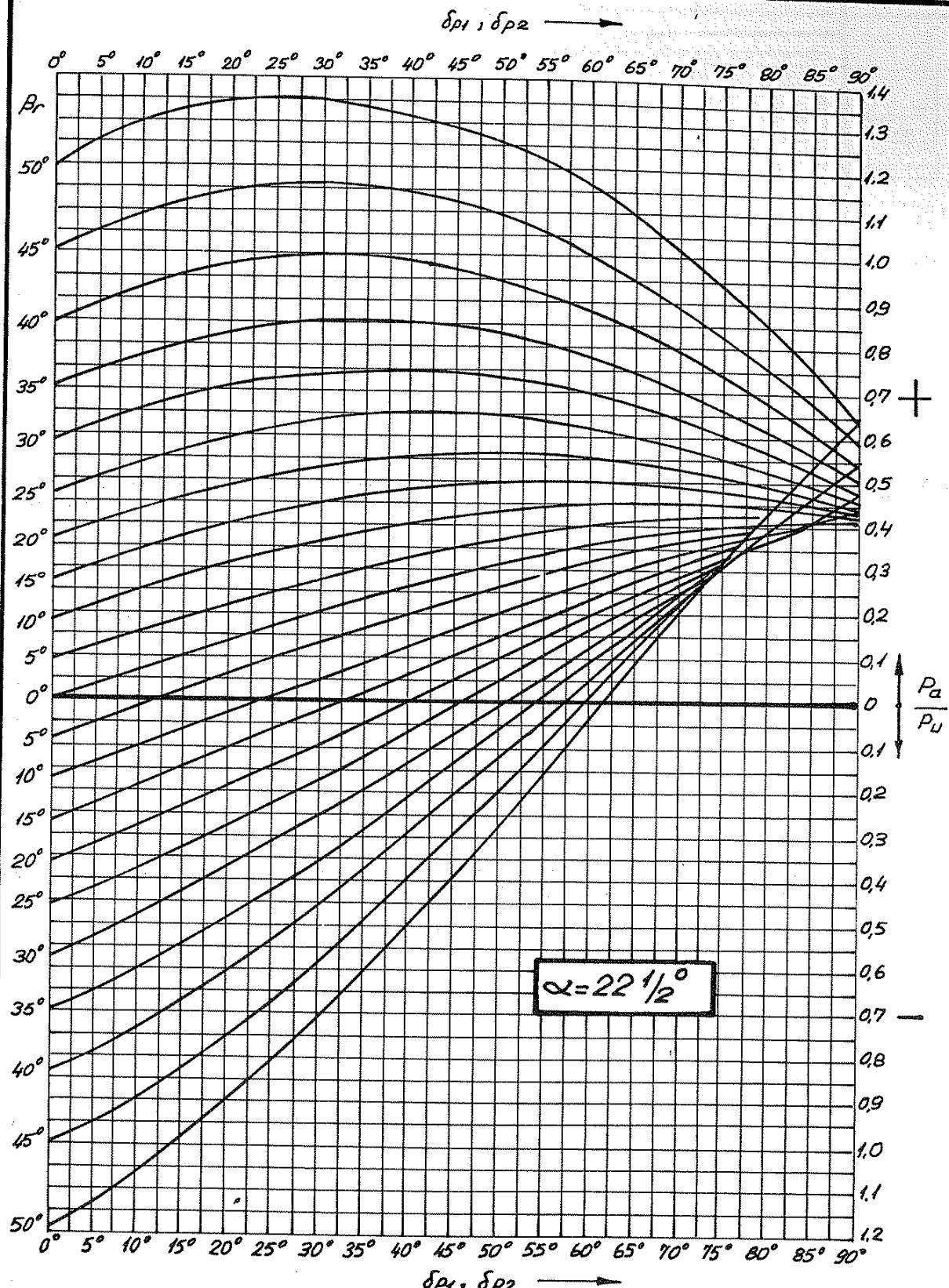
Eksenel kuvvet P_a
(Basınç açısı $\alpha = 20^\circ$ için ve P_u çevre kuvvetine bağlı olarak) Cetvel 8
Eksenler arası bütün değerler için geçerlidir.



Dikkat . Dönme yönü ile helis yönü aynı yönde iseler (Şekil 9 deki gibi) eğrilerin üst kısmı döndürilen dişli için ve alt kısmında döndürülmen dişli için kullanılır. Dönme yönü ile helis yönü ters yönde iseler, eğrilerin alt kısmı döndürilen dişli için ve üst kısmında döndürülmen dişli için kullanılır.

Eksenel kuvvet P_a
(Basing açısı $\alpha = 22\frac{1}{2}^\circ$ için ve P_U çevre kuvvetine bağlı olarak)
Eksenler arası bütün açılar için geçerlidir.

Cetvel 9



Dikkat . Dönme yönü ile helis yönü aynı yönde iseler (Şekil 8 deki gibi) eğrilerin üst kısmı döndürün dişli için ve alt kısmında döndürülen dişli için kullanılır.
Dönme yönü ile helis yönü ters yönde iseler, eğrilerin alt kısmı döndürün dişli için ve üst kısmında döndürülen dişli için kullanılır.

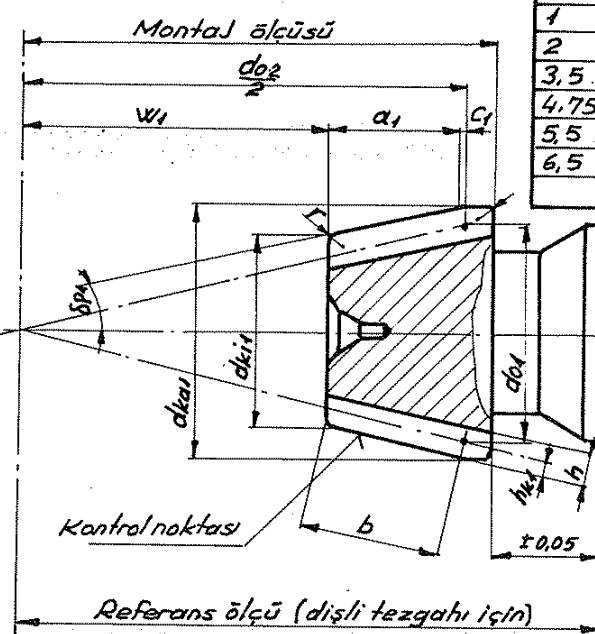
Dişli çarkların ölçülendirilmesinde ile ve büyüklükler

Cetvel 10

Parantez içindeki ölçüler - Taşlama
puşı bırakılmış tornalama ölçüleridir

Temas yüzeyleri, taşıyıcı mil veya merkezleme deliği ve kontrol noktaları
birlikte uygun olarak çalışmalıdır.

Uygun olmayan çalışmada müsaade
edilebilir hata: mm.



Dişli boyutları

Normal modül m_n

Aşın modülü m_s

Diş sayıları Z

Taksimat dairesi çapları d_0

Diş genişliği b

Kavrama açısı α

Eksenler arası açı δ

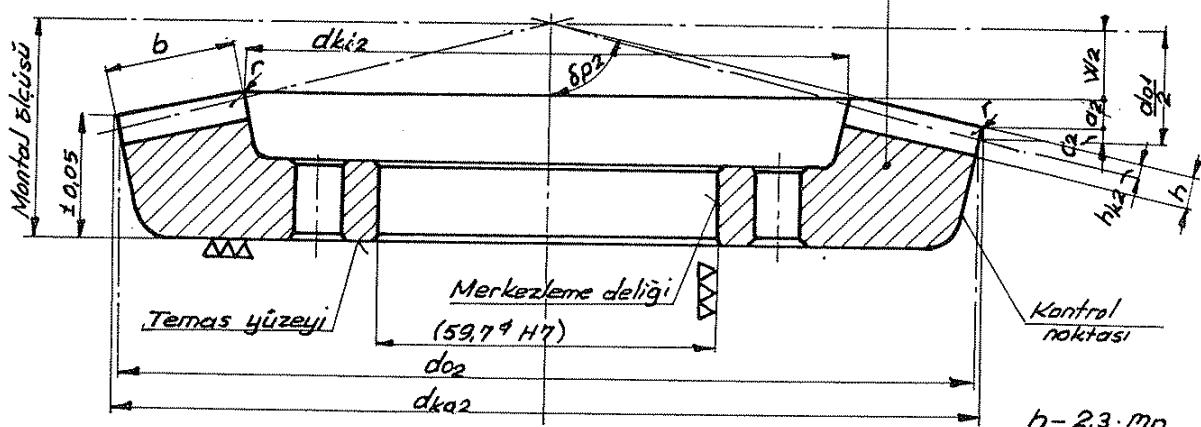
Diş başı yükseklikleri h_k

Heliş yönü

Küçük dişli Büyüğün dişli

Diş de, r yarı çapı ve ET sementasyon derinliği

m_n	r	ET
1 ... 1,75	0,5	0,3 (+ 0,1)
2 ... 3,25	1	0,4 ... 0,6 (+ 0,1)
3,5 ... 4,5	1,5	0,7 ... 0,8 (+ 0,1)
4,75 ... 5,25	2	0,9 ... 1,0 (+ 0,1)
5,5 ... 6	2,5	1,0 ... 1,1 (+ 0,1)
6,5 ... 7	3	1,2 (+ 0,1)
8	3,5	1,3 (+ 0,1)



No	Değişiklik	Tarih	İsim	Parça No	2	1	Ayna dişli	16 Mn Cr5		Kopma Mukavemeti $70 \dots 80 \text{ kp/mm}^3$
					1	1	Pinyon	16 Mn Cr5		

Taşıyıcı mil ve merkezleme deliginde
Taşlama toleransları

Cetvel 11

Taşıyıcı mildeki ve çark yüzeyindeki salgı toleransları

	Sertleştirmeden önce	Sertleştirmeden sonra
Gevrede	0,02 mm.	± 300 mm. ye kadar 0,05 mm. ye kadar ± 300 mm. üzerinde 0,12 mm. ye kadar
Yüzeyde	0,02 mm.	± 300 mm. ye kadar 0,05 mm. ye kadar ± 300 mm. üzerinde 0,12 mm. ye kadar

Montaj toleransları

Konik dişlilerde müsaade edilebilir
eksenel ve radyal boşluk (Yatak boşluğu);
 $m_n = 2 \text{ mm. ye kadar } 0,05 \text{ mm.}$
 $m_n = 2 \text{ mm. nin üzerinde } 0,1 \text{ mm.}$

Ayna dişinin pinyondan

müsaade edilebilir sapması :

$$m_n = 2 \text{ mm. ye kadar } 0,1 \text{ mm.}$$

$$m_n = 2 \text{ mm. nin üzerinde } 0,2 \text{ mm.}$$

Spiral konik dişliler için yaklaşık yan boşluk değerleri

m_n	1	2	3	4
Yan boşluk [mm]	0,06 ... 0,08	0,08 ... 0,11	0,10 ... 0,13	0,12 ... 0,14
m_n	5	6	7	8
Yan boşluk [mm]	0,14 ... 0,17	0,15 ... 0,18	0,16 ... 0,19	0,18 ... 0,20

Daha büyük değerler daha büyük çarklara uygulanmalıdır.

Taşlama Toleransları

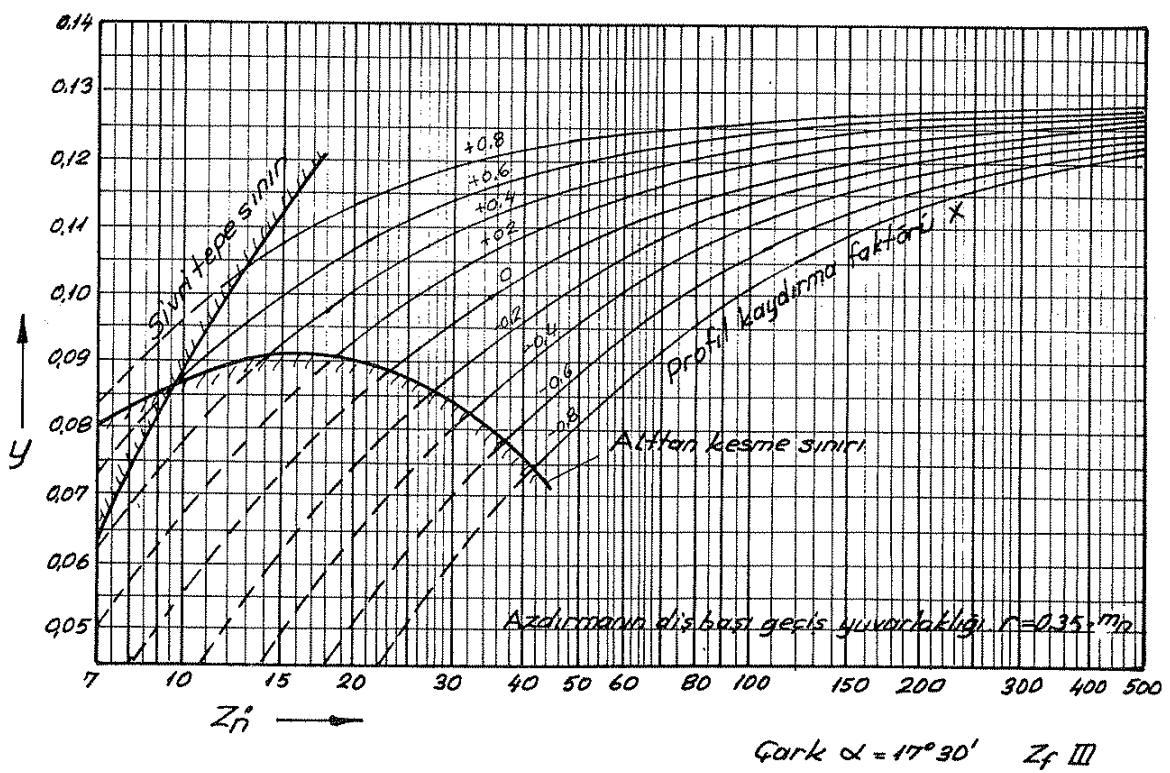
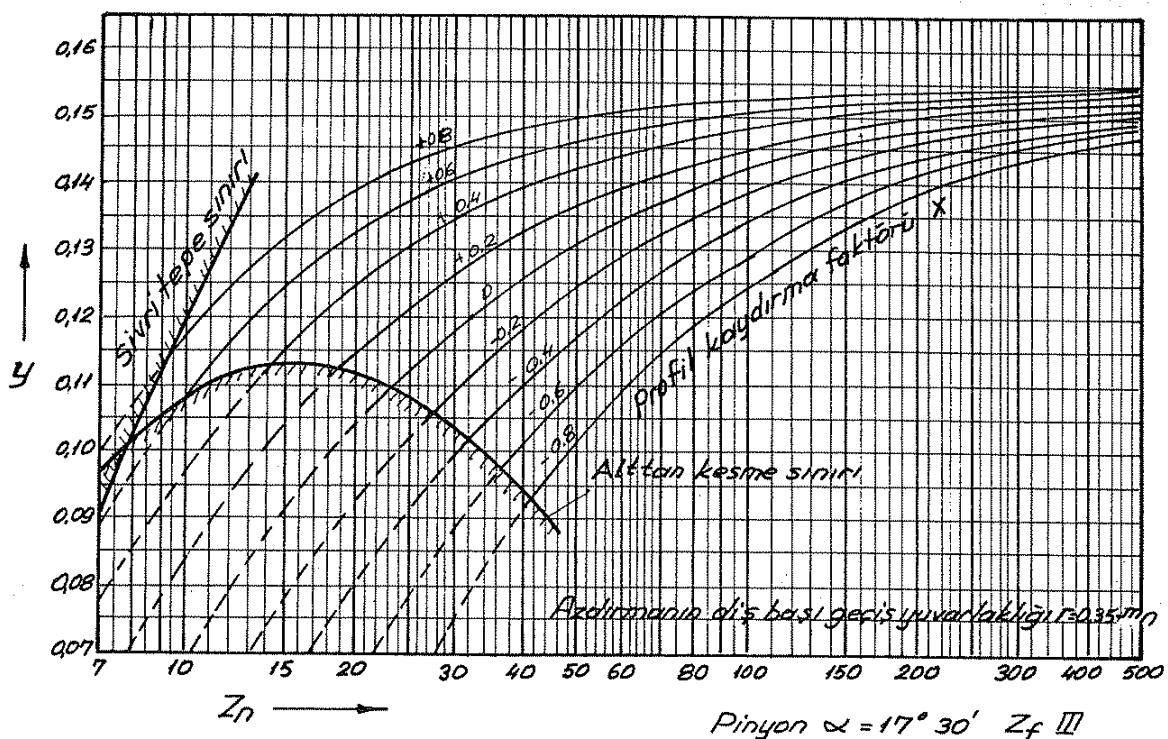
DİŞ Taşlama	İÇ Taşlama		
	Deligin işlenmiş ölçüsü	Tornolama ölçüsü	Tornolama toleransları (ISA Standartı H7'ye göre)
a) Pinyon mil ile beraber Taşlama çapı Tornolama ölçüsü	± 10 mm. ye kadar	- 0,10	+ 0,015 - 0
50 mm (dahil) ye kadar ± 0,3 mm.	± 10 mm. nin üzeri. ± 10 mm. ye kadar	- 0,15	+ 0,018 - 0
50 mm. nin üzerinde ± 0,4 mm.	± 10 mm. nin üzeri. ± 30 mm. ye kadar	- 0,20	+ 0,021 - 0
Ölçüler ISA standartı h 6 ya göre uygun mil çapları içindir. Ölçüler tam olarak tutmalıdır.	± 30 mm. nin üzeri. ± 50 mm. ye kadar	- 0,25	+ 0,025 - 0
b) 0,3 mm. veya 0,4 mm. ile daha büyük taşlama toleransları si- lindirik taşlama gereksinimi gös- teren tüm diğer yerler için verilmelidir	± 50 mm. nin üzeri. ± 80 mm. ye kadar	- 0,30	+ 0,030 - 0
	± 80 mm. nin üzeri. ± 120 mm. ye kadar	- 0,30	+ 0,035 - 0
	± 120 mm. nin üzeri. ± 160 mm. ye kadar	- 0,40	+ 0,040 - 0
	± 160 mm. nin üzeri. ± 250 mm. ye kadar	- 0,60	+ 0,046 - 0
	± 250 mm. nin üzeri. ± 315 mm. ye kadar	- 0,80	+ 0,052 - 0
c) Yüzeylerde taşlama toleransı + 0,1 mm. yi geçmemelidir.	± 315 mm. nın üzerinde	- 1,00	+ 0,057 - 0

İlave edilen taşlama toleransları sadece şekilleri bozulmaya neden olabilecek
çarklar için kabul olunur. Bunun gibi çarklar için taşlama toleransları imalatçı
firma tarafından verilir. İşleme problemleri meydana getireceğinden bu gibi
çarklardan kaçınılmalıdır.

Eğer verilen toleranslar ve tornolama ölçülerini
tutmadığı takdirde, dişli açma maliyeti
çok daha yükselecektir.

*Dis profil faktörü Y
(Lewis formülünde kullanılan)*

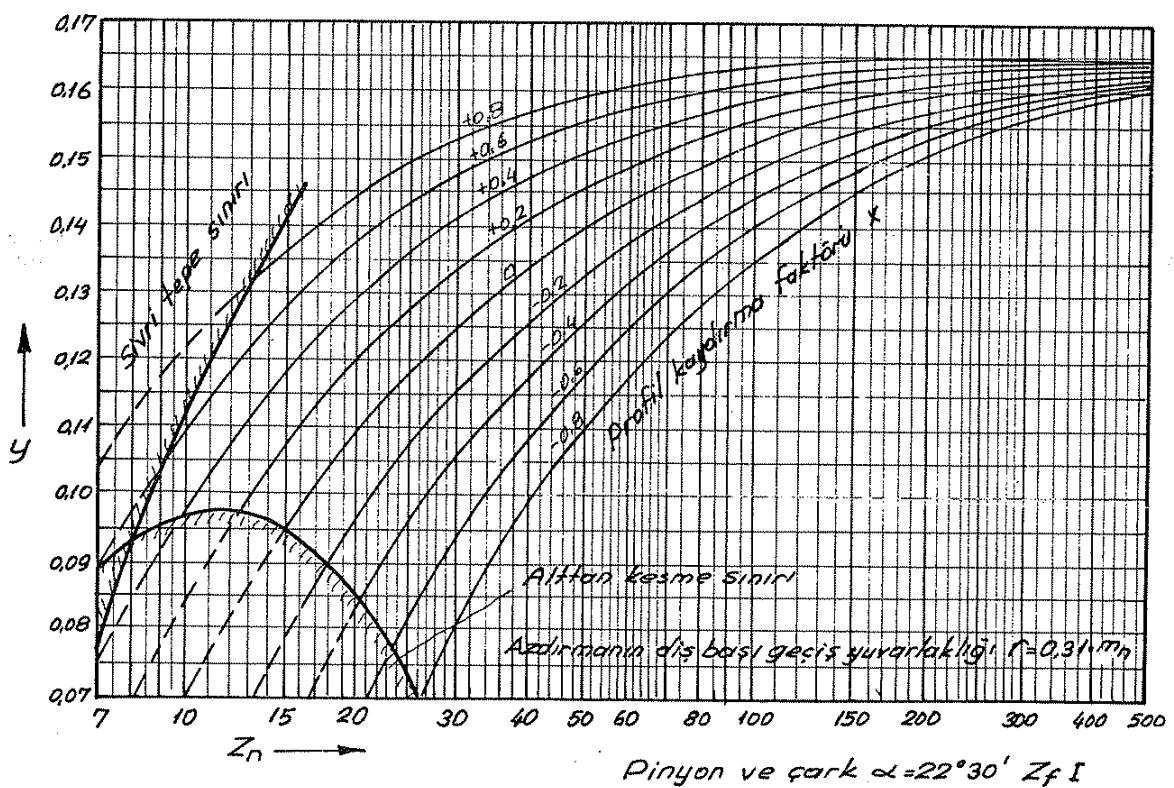
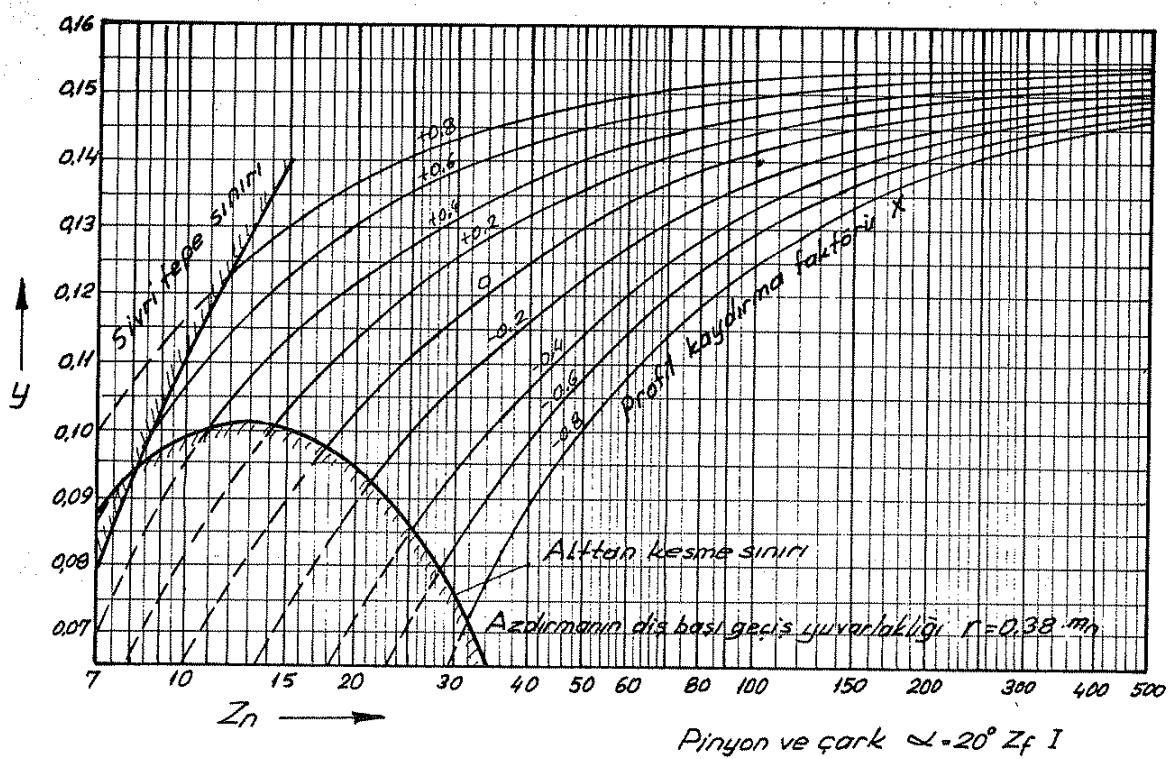
Cetvel 13



Not • $Z_f I$ ve $Z_f III$ ile ilgili açıklamalar için sayfa 13'ü ve 14'ü bakanız.

Diş profil faktörü Y
(Lewis formülünde kullanılan)

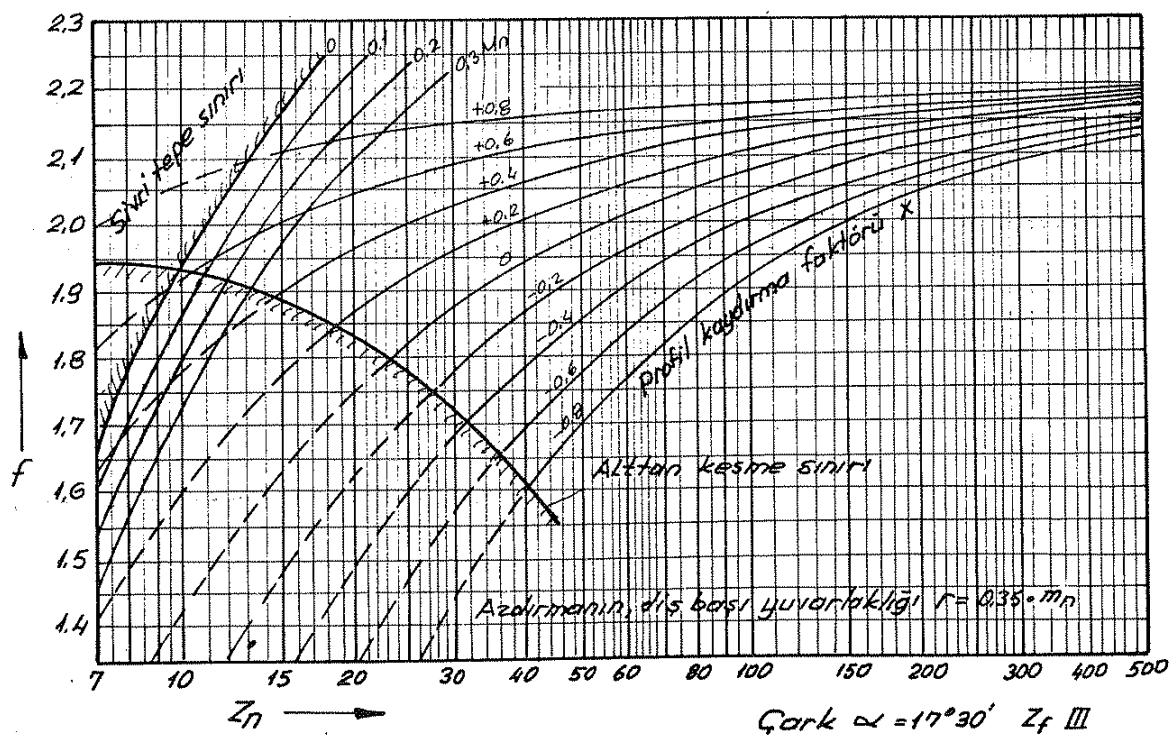
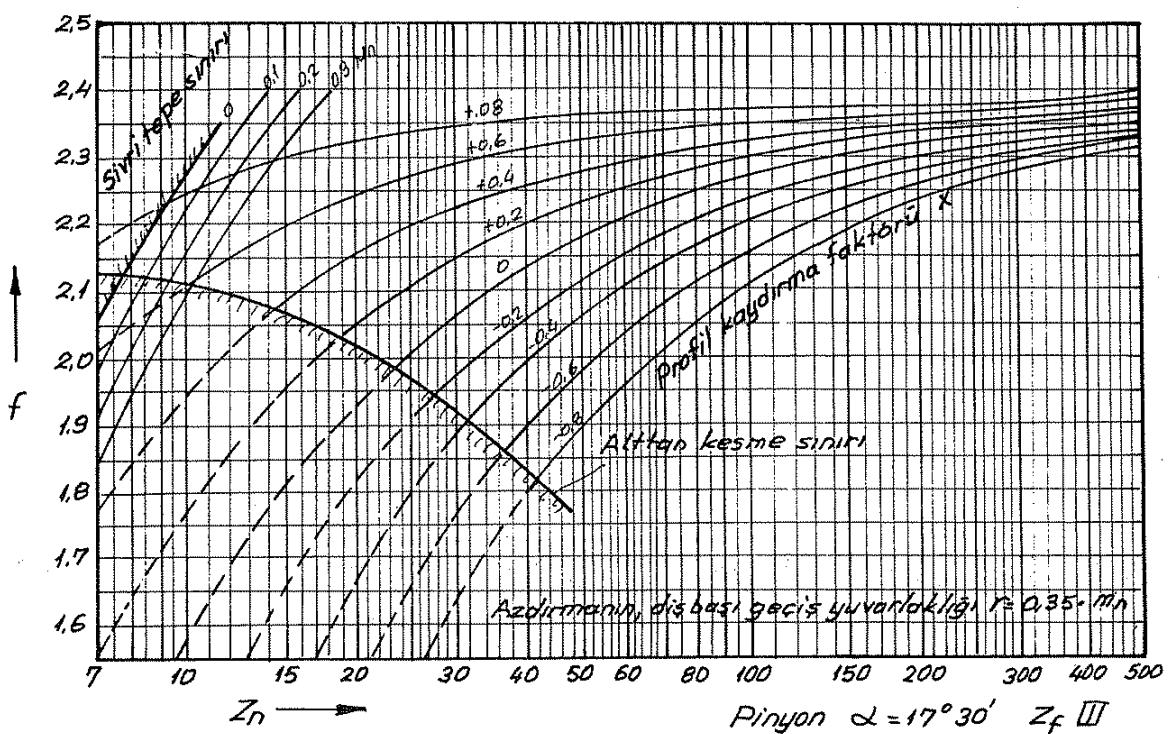
Cetvel 14



Not - $Z_f I$ ve $Z_f III$ ile ilgili açıklamalar için Sayfa 13 ve 14'e bakınız.

Diş tabanı kalınlık faktörü f

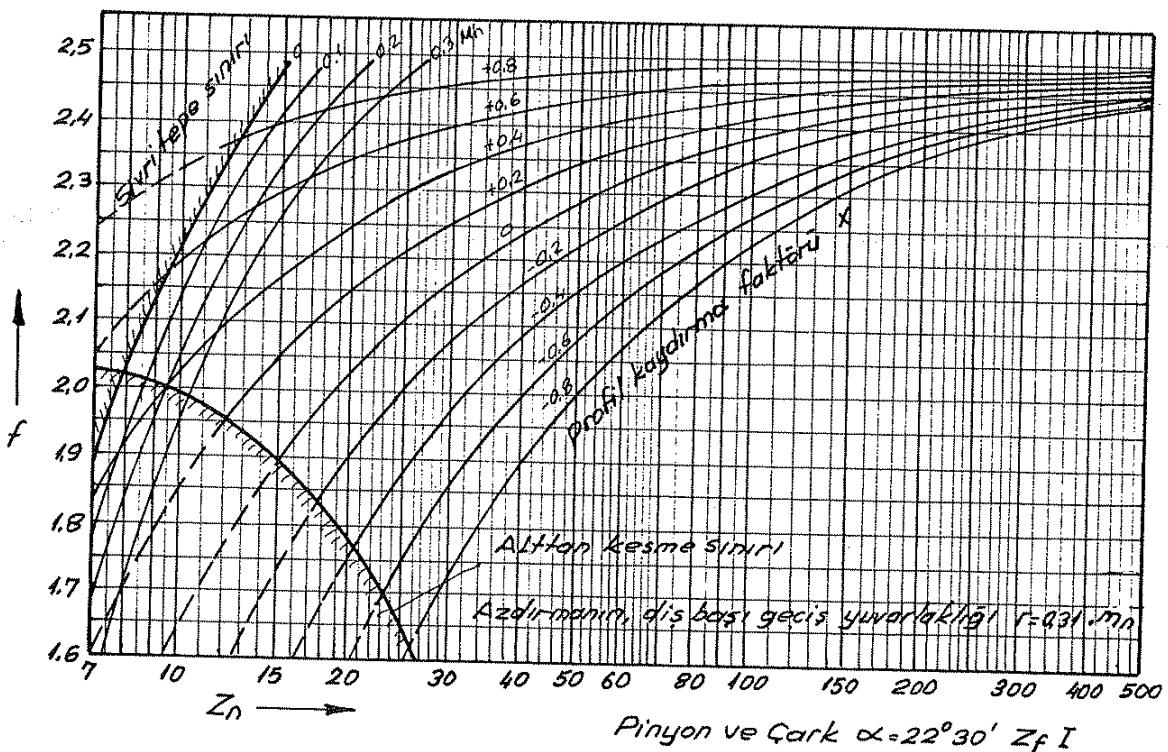
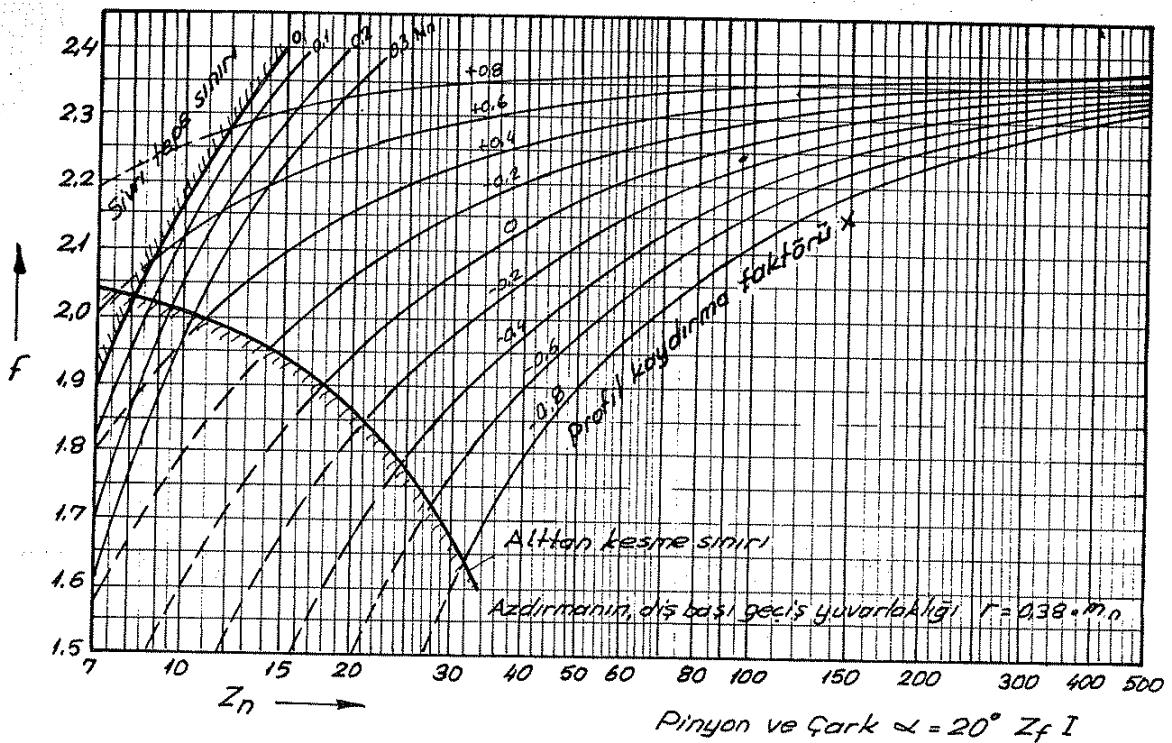
Cetvel 15



Not: Z_f I ve Z_f III ile ilgili açıklamalar için Sayfa 13 ve 14'e bakınız.

Diş tabanı kalınlık faktörü F

Cetve 16



Not. $Z_f I$ ve $Z_f III$ ile ilgili açıklamalar için Sayfa 13 ve 14'e bakınız.

KLINGELNBERG
PALLOID - SPIRAL KONİK DİŞLİLER

1

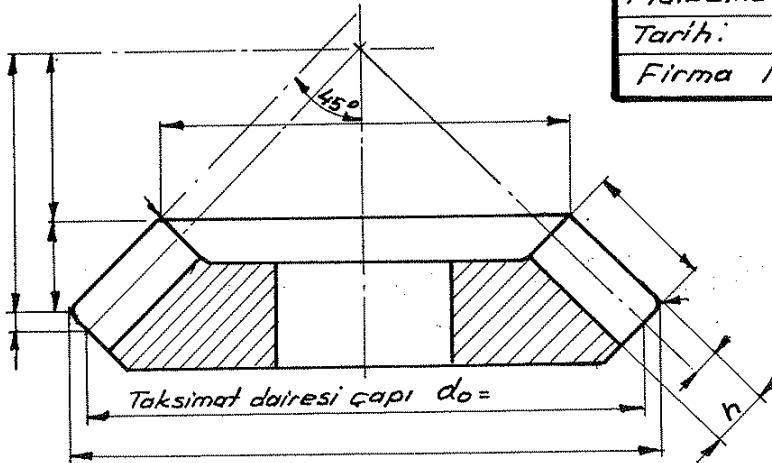
Dişli boyutlarıNormal Modül m_n Alin Modülü m_s Dış sayıları Z_1/Z_2 Taksimat dairesi çapı d_o Dış genişliği b Basing açısı α

Helis yönü

Malzeme

Tarih: $Br =$

Firma İsmi



KLINGELNBERG
PALLOID - SPIRAL KONİK DİŞLİLER

2

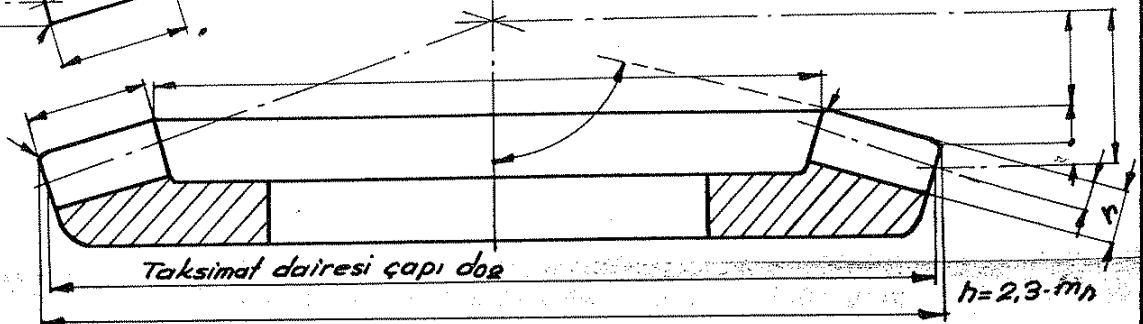
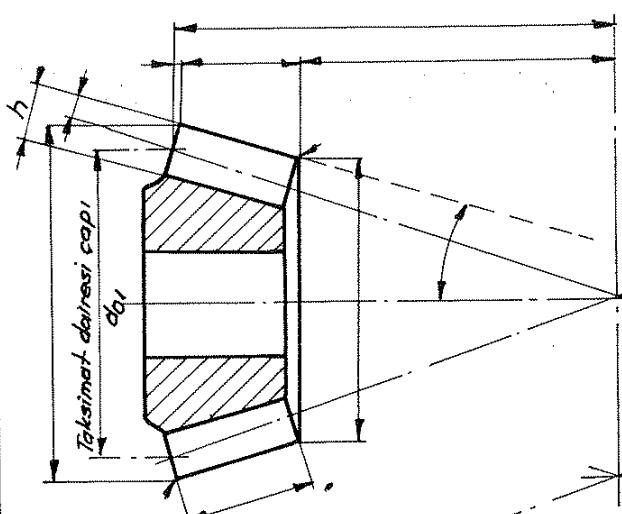
Dişli boyutlarıNormal Modül m_n Alin Modülü m_s Dış sayıları Z_1/Z_2 Taksimat dairesi çapı d_o Dış genişliği b Basing açısı α

Helis yönü

Malzeme

Tarih: $Br =$

Firma İsmi



AFK 100-200

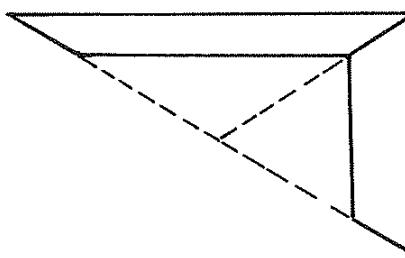
$m_n =$	$M_g =$	$i =$	$Z = :$	$d_{01} =$	$d_{02} =$	$\frac{b}{m_n} = \frac{R_g}{b}$
$\delta p_1 =$	$\delta p_2 =$	$\sin \delta p_1 =$	$\cos \delta p_1 =$			

$N =$	HP	$a_1 =$	$U =$	Eksenterarası açılar	
$n_1 =$	d/dak	$k_1 =$	$R_d =$	$\cotg \delta_{01} =$	
$d_{m1} =$	mm.	$C_2 =$	$R_i =$	$\cotg \delta_{02} =$	
$\vartheta_1 =$	$m/sn.$	$\alpha_2 =$	$S =$	$\delta_{01} =$	
$P_U =$	$kP.$	$k_2 =$		$\delta_{02} =$	
$P_{em} =$	$kP.$	$C_1 =$		$W_k =$	
Emniyet faktörü =		$d_{k11} =$	$S - M_n =$	$\sin \delta p_2 =$	
Malzeme =		$d_{k11} =$	$Z_p =$	$\cos \delta p_2 =$	
Pinyon: Helis yönü		$d_{k22} =$	$X_m =$		
Gark: Helis yönü		$d_{k12} =$			
		$\frac{d_{02}}{2} =$	$h_{k1} =$	$Z_{n1} =$	Basing acısı :
		$\frac{d_{01}}{2} =$	$h_{k2} =$	$Z_{n2} =$	$Z_f =$
		$W_1 =$			
		$W_2 =$			

Döndüren

 $\beta_m =$ $\beta_r =$

Döndüren



AFK	Resim No.
Mühendislik subesi	
Tezgah tipi	Firma ismi:

Hesaplayan: _____ Tarih: _____ Adı Soyadı: _____

Kontrol eden: _____ Tarih: _____ Adı Soyadı: _____

METRIK VE İNGİLİZ BİRİMLERİ ARASINDAKI
BAĞINTILAR

I - UZUNLUK

$1\text{mm} = 0,03937015 \text{ inch}$

$1\text{cm} = 0,03280856 \text{ ft.}$

$1\text{m} = 1,09361519 \text{ yds.}$

$1\text{km} = 0,62137227 \text{ mile}$

II - ALAN

$1\text{cm}^2 = 0,15500085 \text{ sq. inch}$

$1\text{m}^2 = 10,7639477 \text{ sq. ft.}$

$1\text{km}^2 = 1,19599418 \text{ sq. yds.}$

III - HACİM

$1\text{cm}^3 = 0,06102404 \text{ cu. inch}$

$1\text{m}^3 = 35,3148502 \text{ cu. ft.}$

$= 1,30795741 \text{ cu. yds.}$

$1\text{dm}^3 = 0,2641699 \text{ gallon (USA)} = 1\text{lt.}$

$1\text{dm}^3 = 0,21997547 \text{ imperial gallon} = 1\text{lt.}$

IV - AĞIRLIK

$1\text{gr} = 0,03527396 \text{ oz.}$

$1\text{kg.} = 2,2046223 \text{ lbs.}$

$1\text{t.} = 0,98420638 \text{ longtons}$

V - HIZ

$1\text{m/sn.} = 196,851 \text{ ft. per min.}$

$= 2,236940 \text{ st. mph.}$

$1\text{km/h} = 0,62137 \text{ mph.}$

VI - BASINÇ

$1\text{kg/cm}^2 = 14,223293 \text{ lbs. per sq. inch}$

$1\text{kg/m}^2 = 0,20481542 \text{ lb. per sq. ft.}$

$1\text{t/cm}^2 = 6,3496842 \text{ tons per sq. inch}$

VII - MEKANİK ENERJİ

$1\text{mkg} = 7,2330235 \text{ footpounds}$

$1\text{PS} = 0,9863 \text{ HP}$

$1\text{KW} = 1,3414 \text{ HP}$

