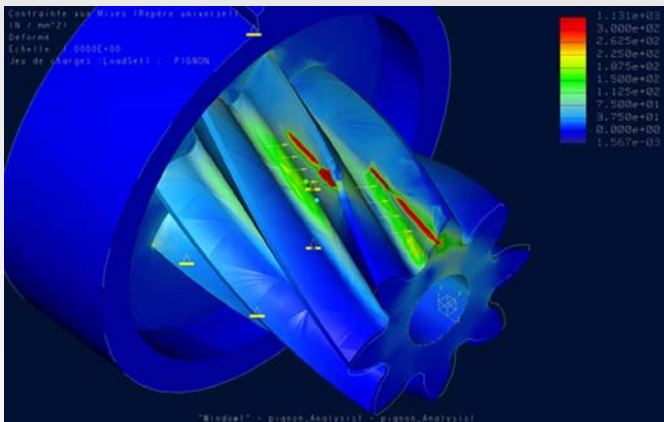
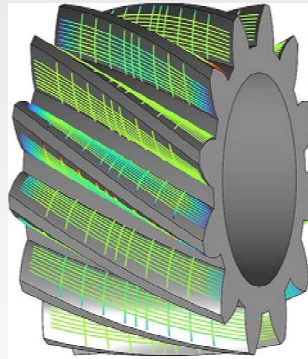
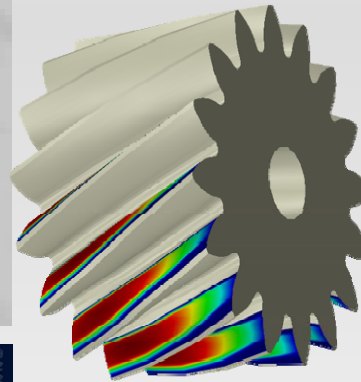
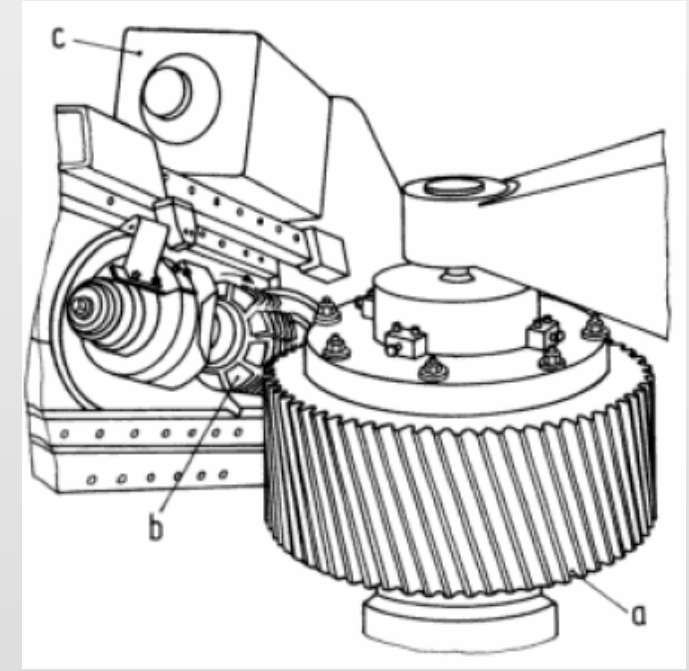
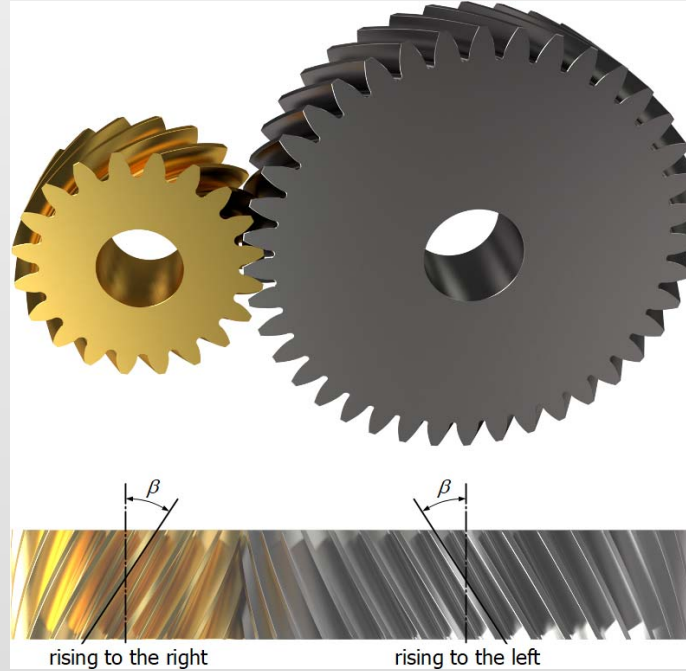
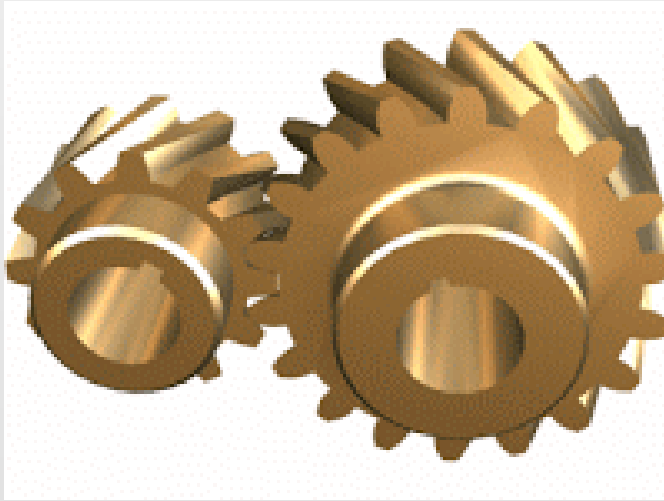




Bölüm 3 (section 3) Helisel dişli çarklar (Helical Gears)

Prof. Dr Hikmet Kocabaş
İstanbul Teknik Üniversitesi
İ.T.Ü. Makina Fakültesi
Istanbul Technical University
ITU Faculty of Mechanical Engg.

Bölüm 3 Helisel dişli çarklar

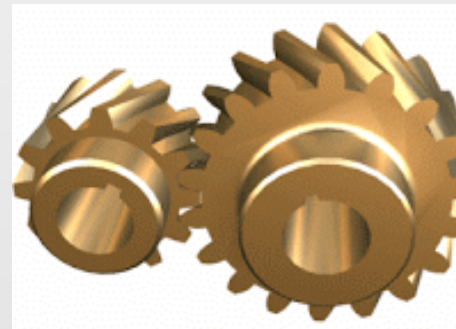
1. Düz Dişli Çark Kinematiği, Profil Kaydırma
2. Dişli Çark Mukavemet Kontrolü
- 3. Helisel Dişli Çark Mekanizmaları**
4. Konik Dişli Çark Mekanizmaları
5. Spiral Dişli Çark Mekanizmaları
6. Sonsuz Vida Mekanizmaları
7. Düz-, V-, Dişli-Kayış-Kasnak
8. Zincir-Dişli Mekanizmaları



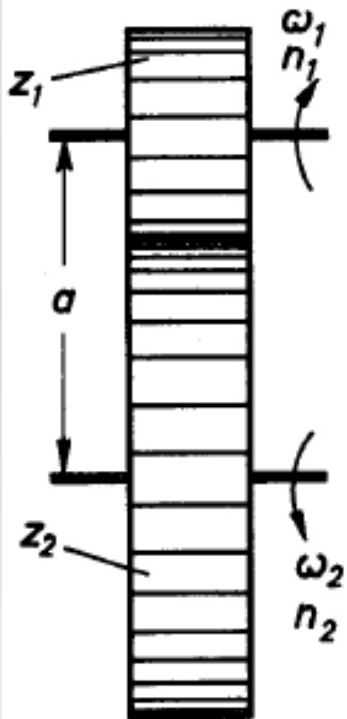
Kaynaklar

- **Makine Elemanları II** Ders Notları,
Prof. Dr. Aybars Çakır, Prof. Dr. Cemal Baykara,...
- Joseph Edward Shigley, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill International Editions, Metric Edition, 1986.
- Tochtermann/Bodenstein, Konstruktionselemente des Maschinenbaues 1,2, Springer-Verlag
- Juvinall, R.J. and Marshek, K.M., Fundamentals of Machine Component Design, 3rd Edition, John Wiley & Sons, 2000.
- Deutschman, A.D., Wilson, C.E and Michels, W.J., Machine Design, Prentice Hall, 1996.
- Erdman, A.G. and Sandor, G.N., Mechanism Design Analysis and Synthesis, Vol. 1, 3rd Edition, Prentice Hall, 1997.
- Shigley, J.E., Uicker, J.J., Theory of Machines and Mechanisms, Second Edition, McGraw-Hill, 1995.

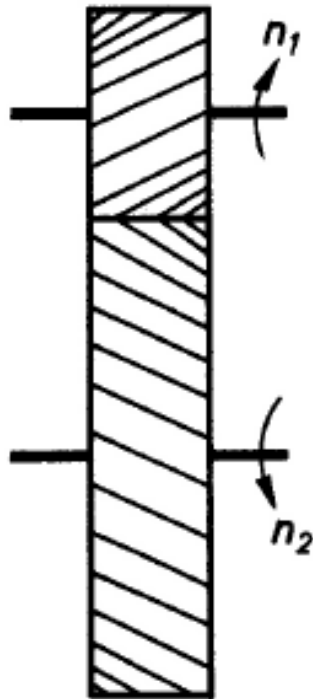
Helisel Dişli Çark Mekanizmaları



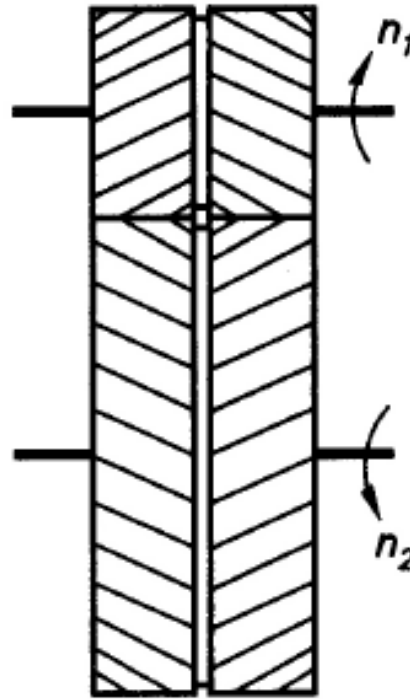
Gears with parallel axes



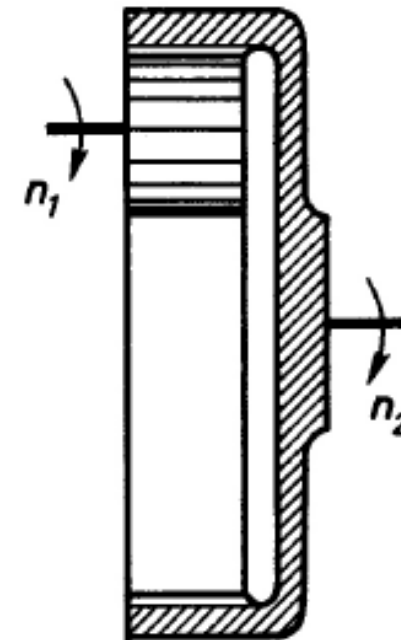
Spur gears
(external
contact)



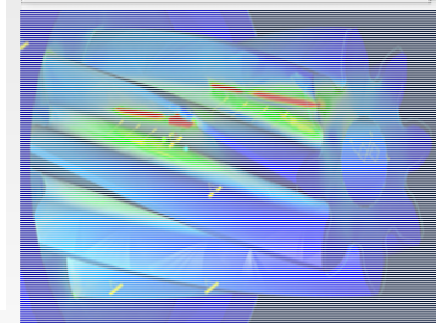
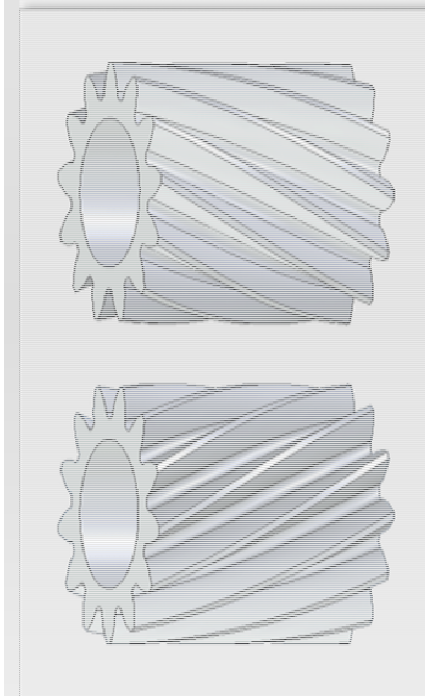
Helical
gears



Double-helical gears
(Herringbone gears)

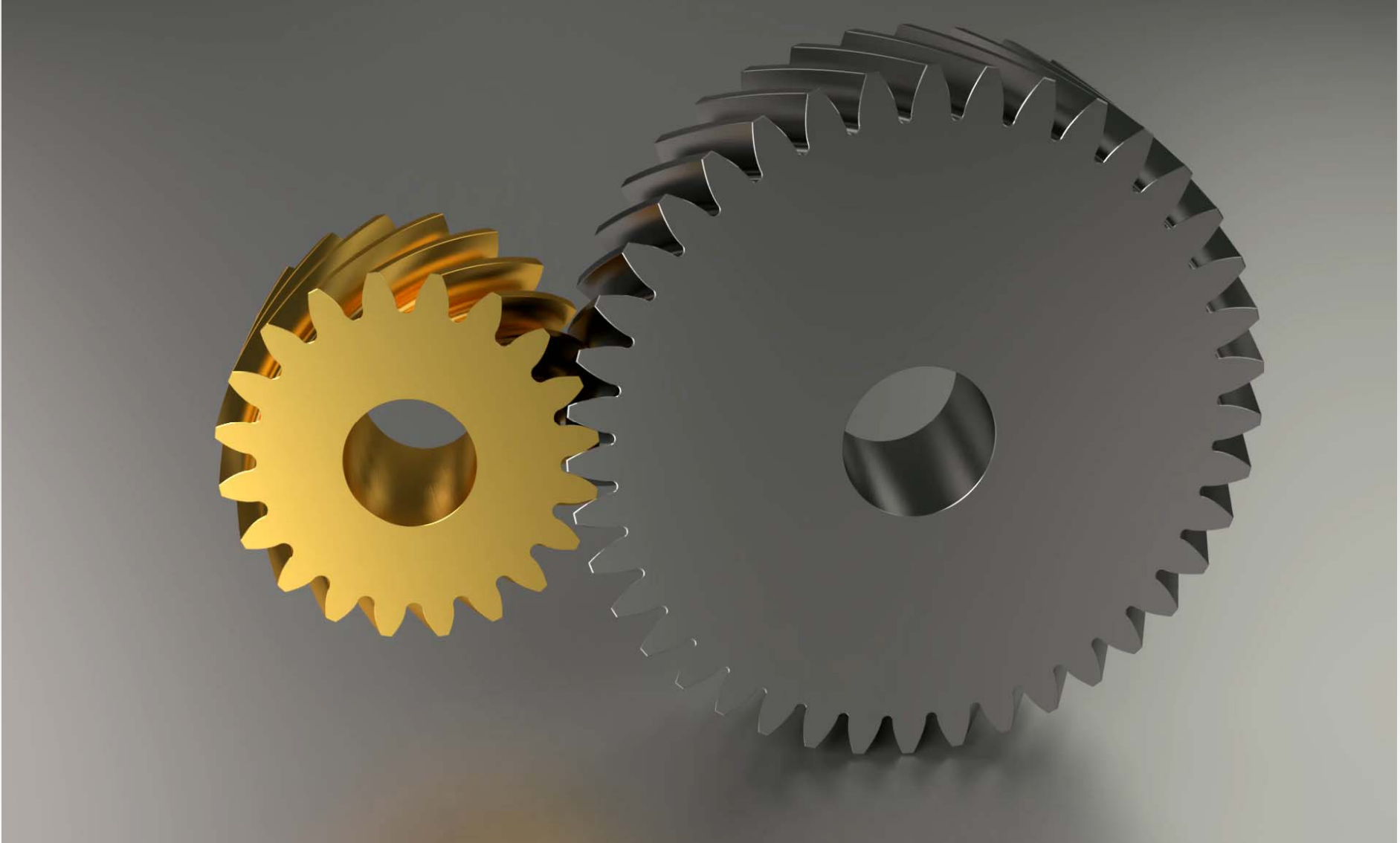


Spur gears
(internal
contact)



Helisel Dişli Çark Mekanizmaları

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-helical-gear.mp4>

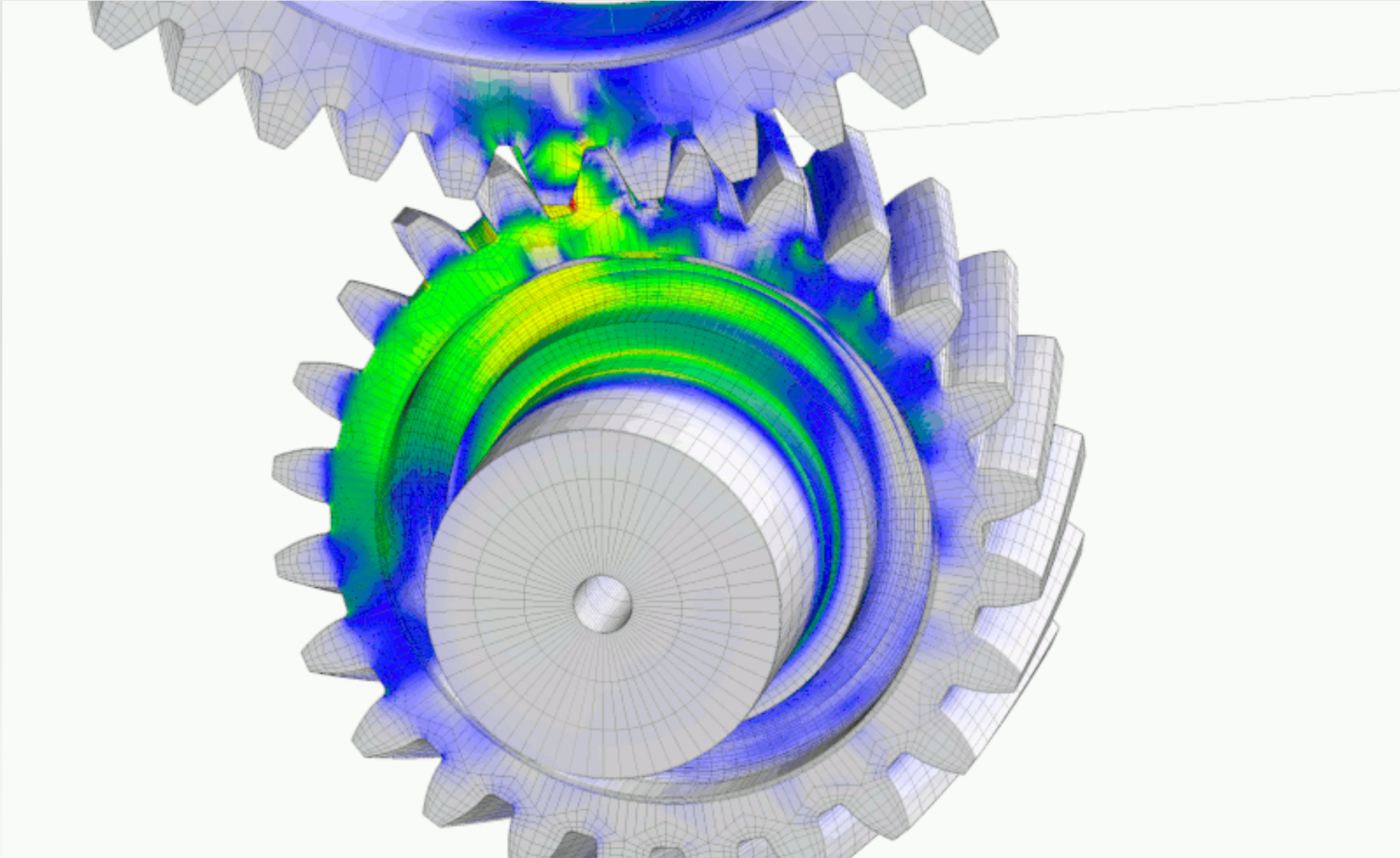


Helisel Dişli ark Mekanizmaları

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-helical-gear-closeup.mp4>

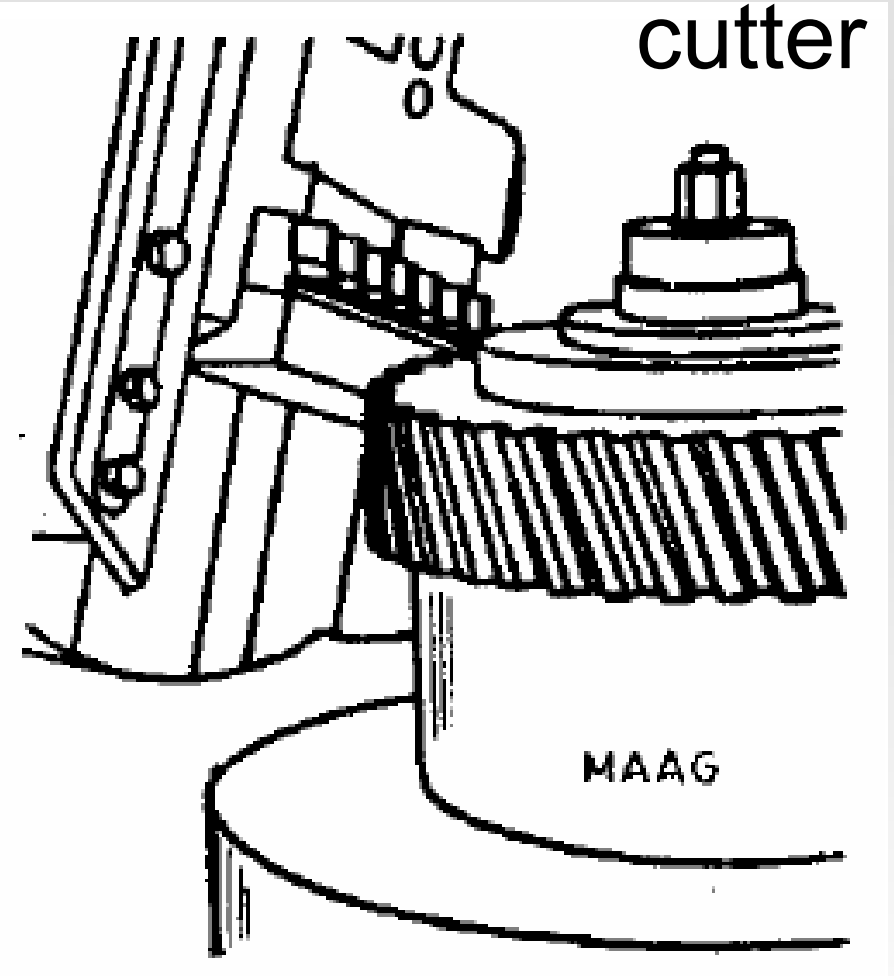


Helisel Dişli Çark Mekanizmaları

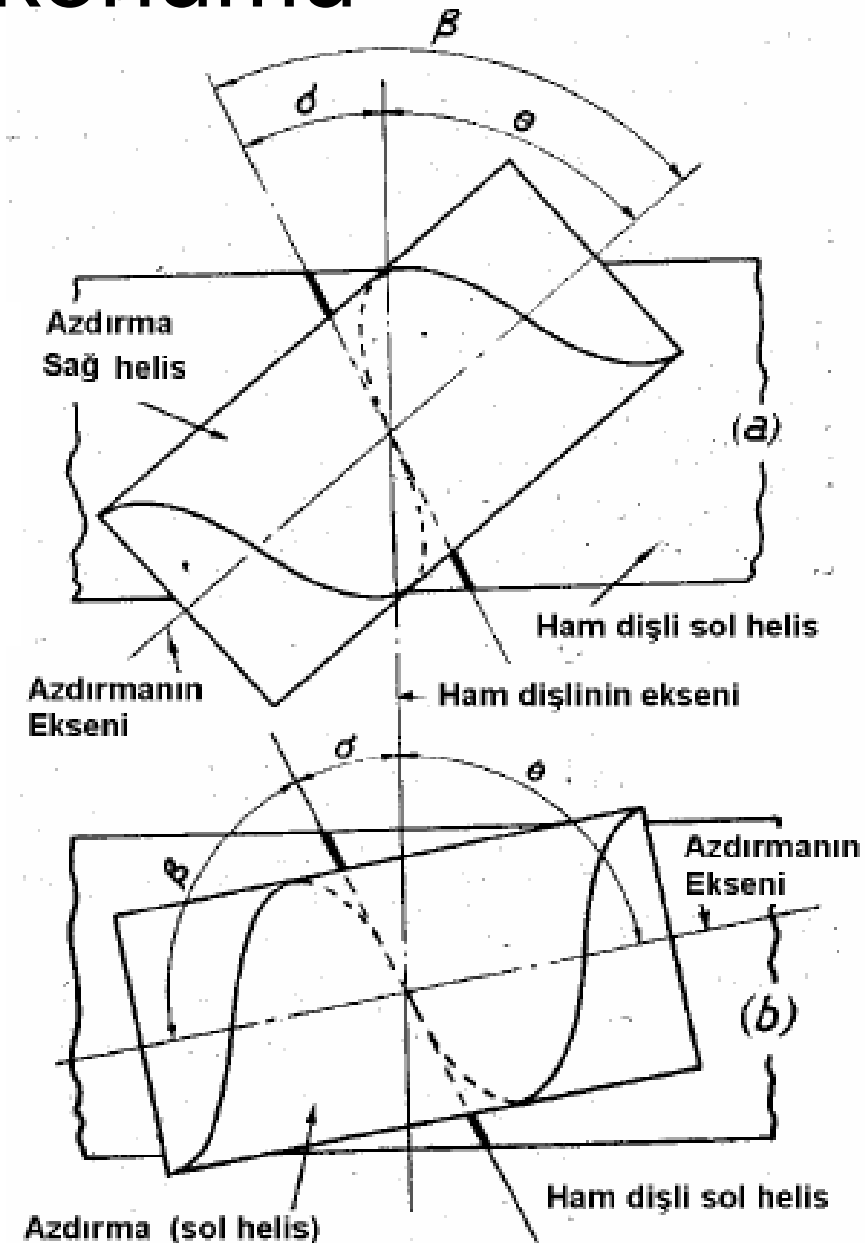
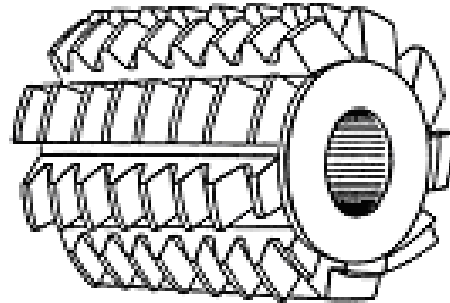


Çubuk dişli (kremayer) takım ile düz ve helisel dişli imalatı

Generating a spur and helical gear with pinion
cutter

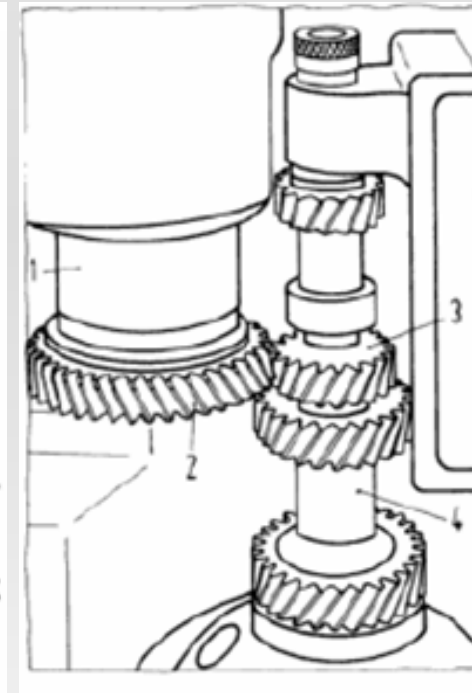
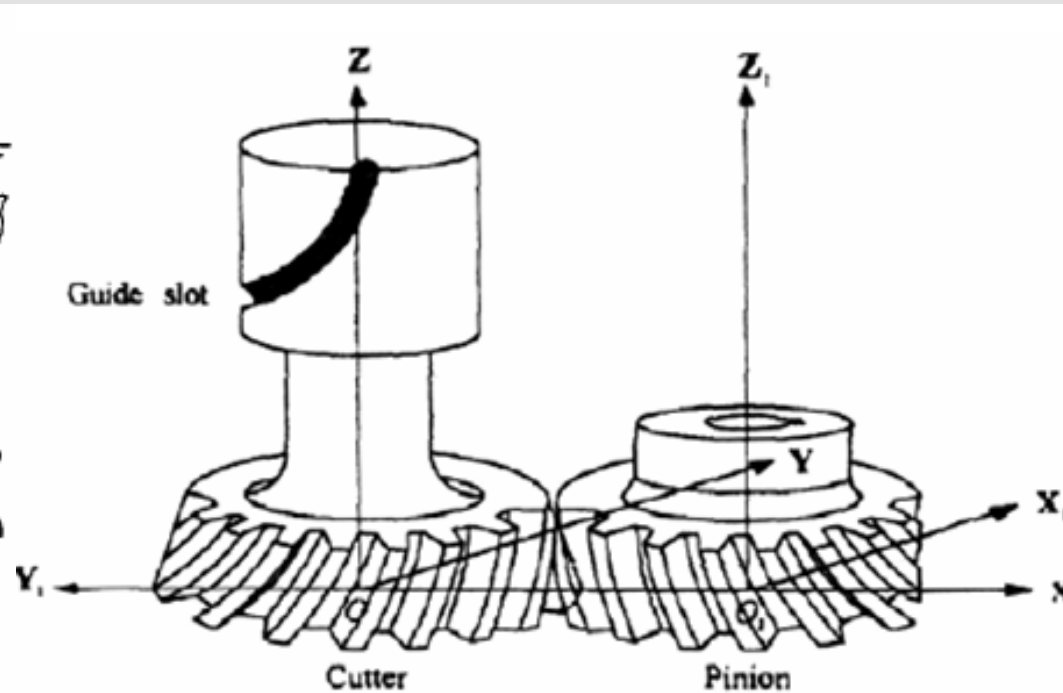
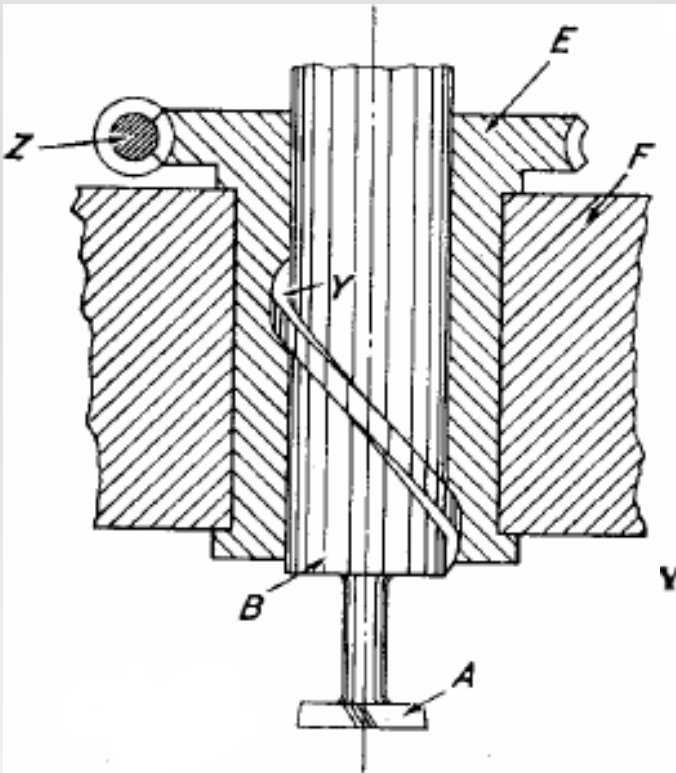


Helisel dişli imalatı



pinyon řeklinde dişli bıçak (fellows)

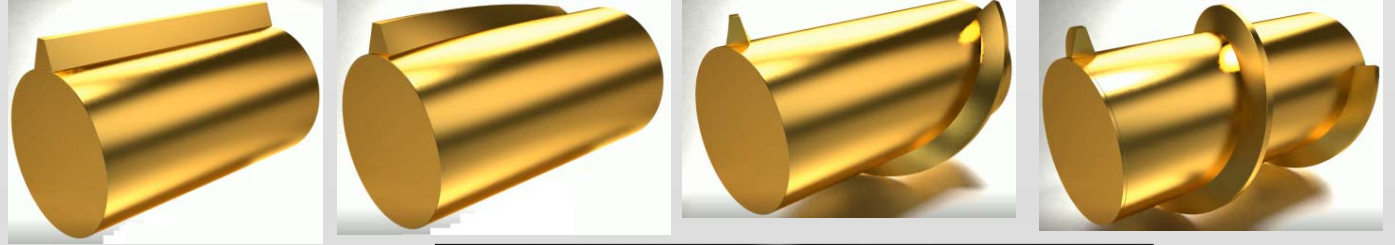
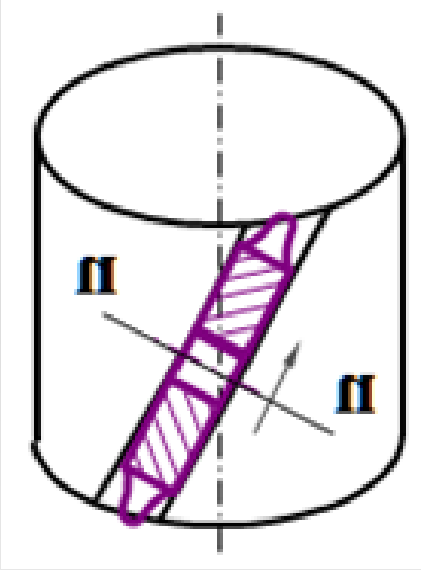
Planyada helisel fellows bıçađa
helisel hareketin verilmesi



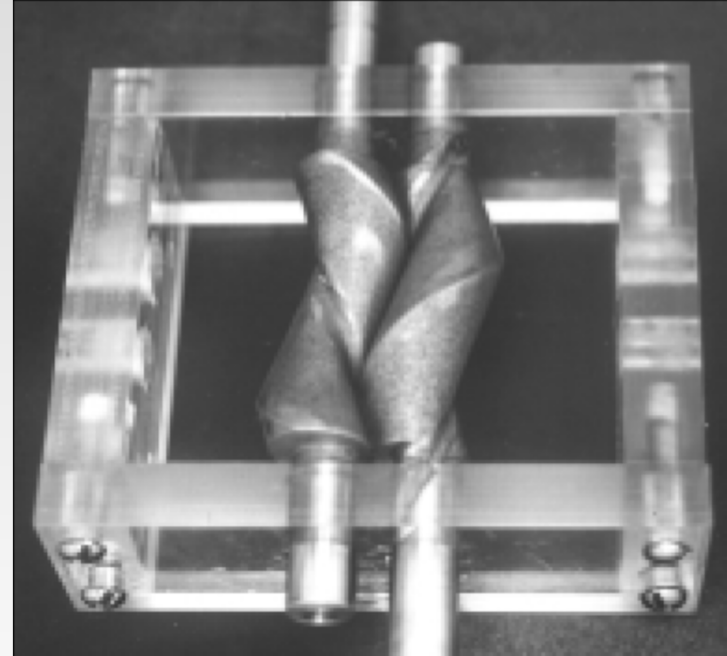
Helisel fellows bıçağı ile imalat

Helisel Dişli İmalatı

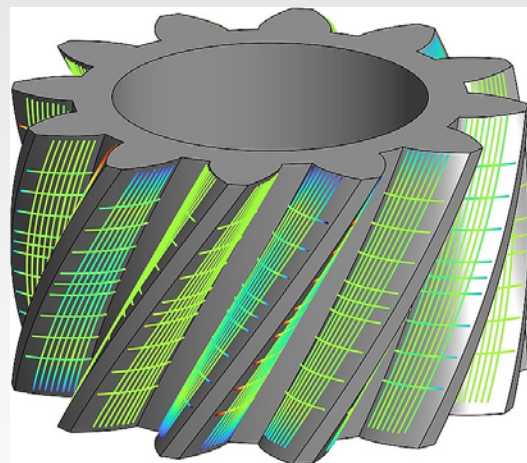
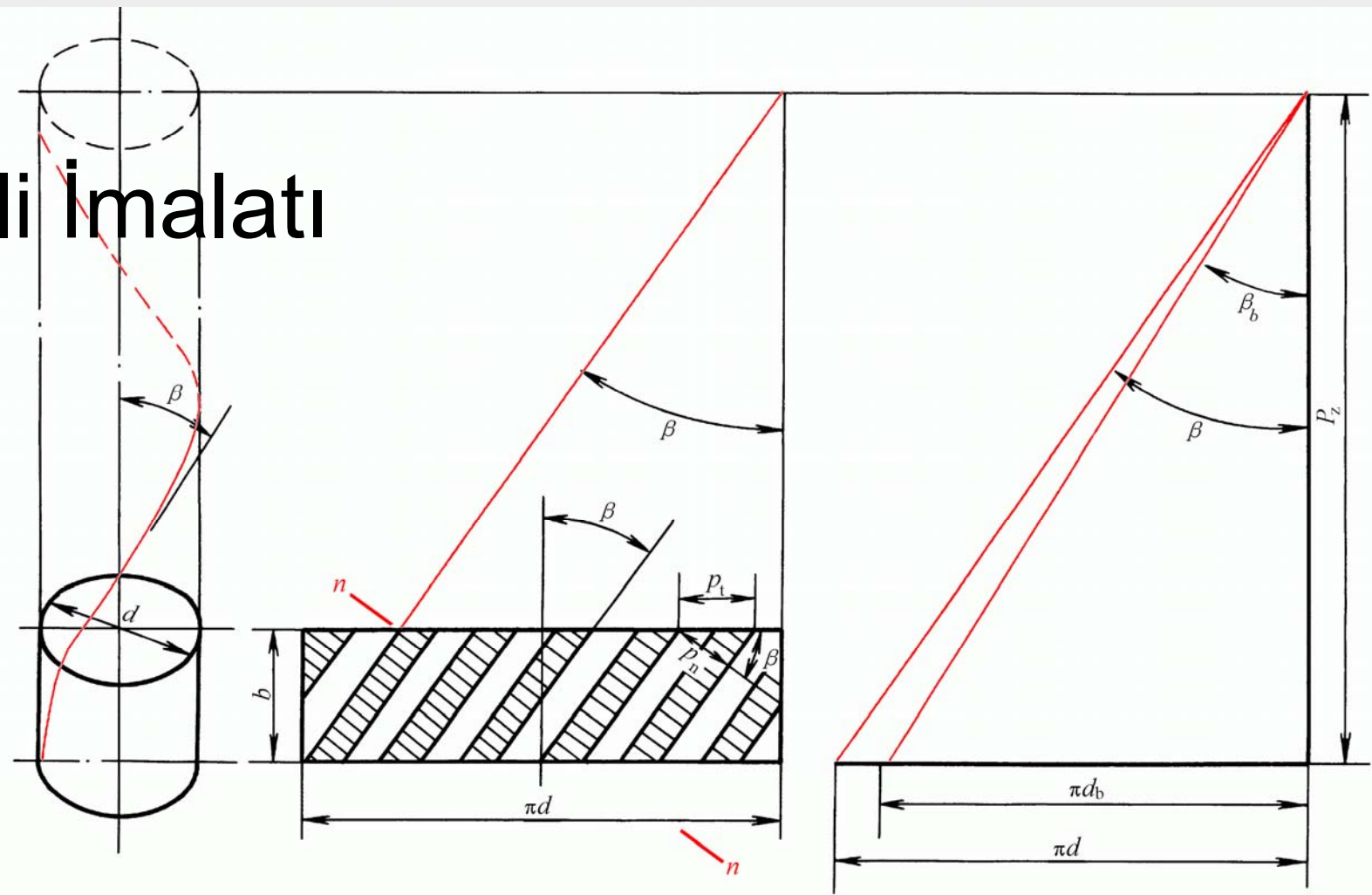
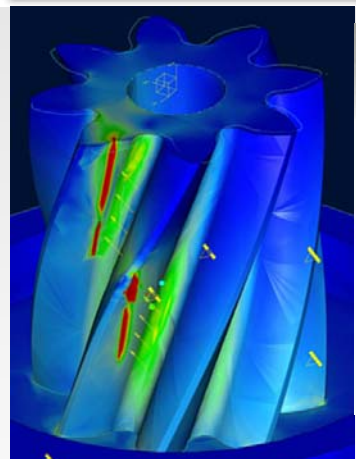
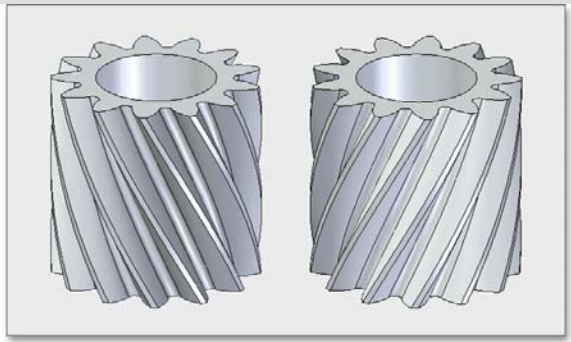
Form freze (modül freze çakısı) ile helisel diş açma



Bir dişe sahip helisel dişli
(Helical gears with one tooth)

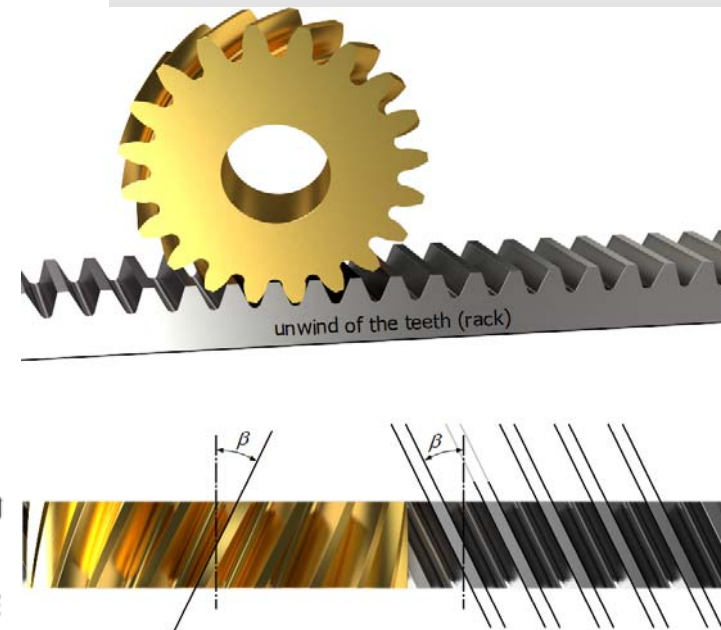
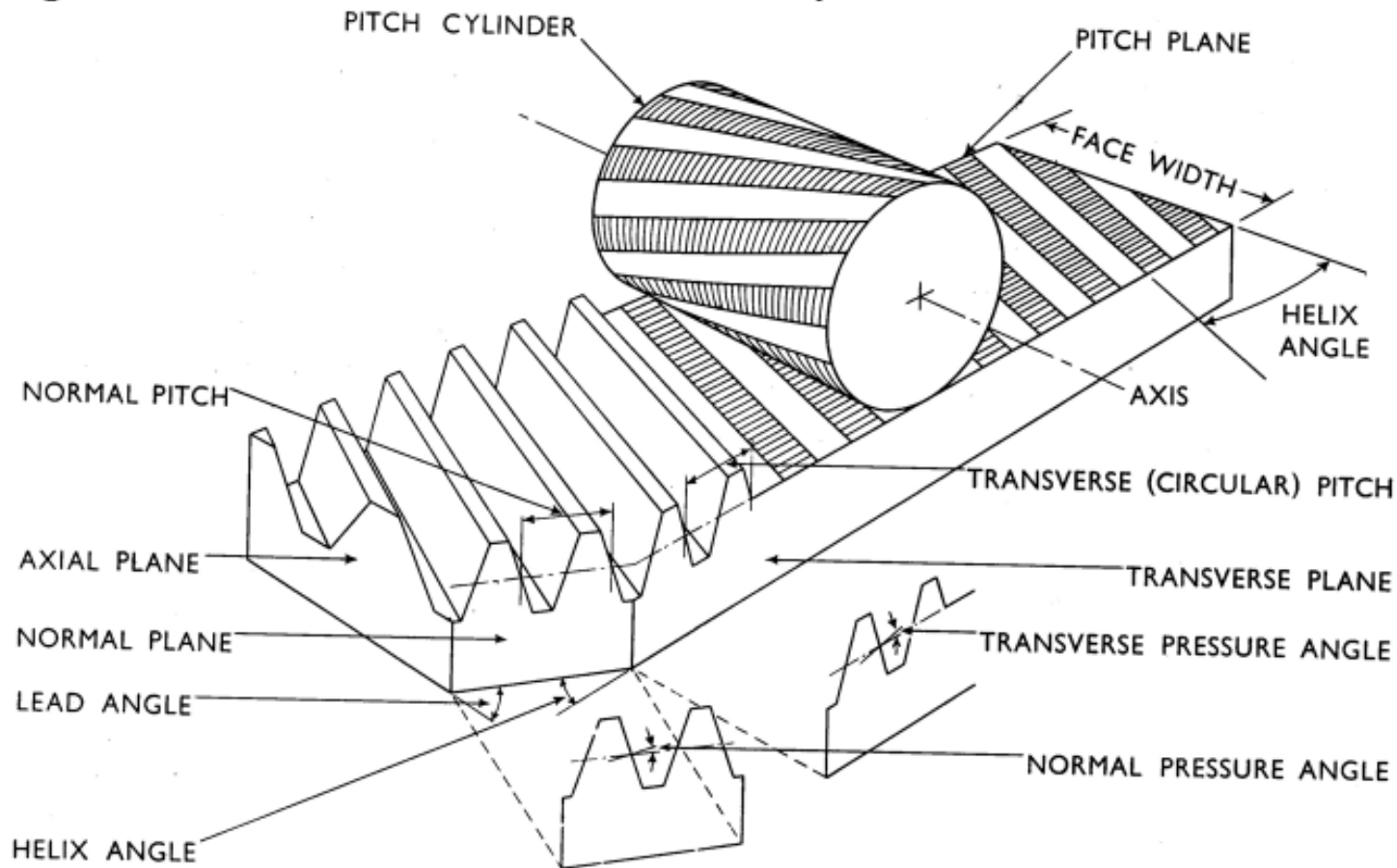


Helisel Dişli İmalatı

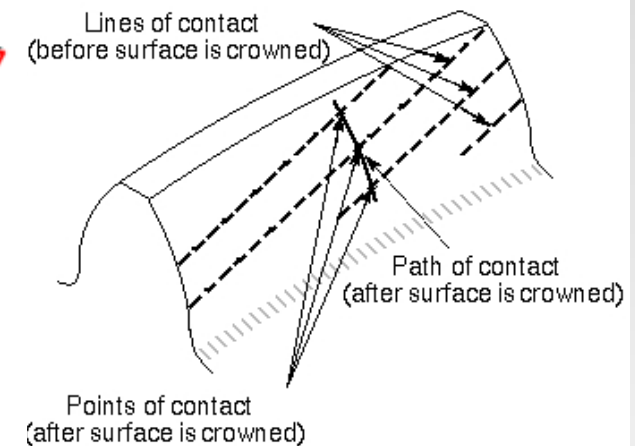
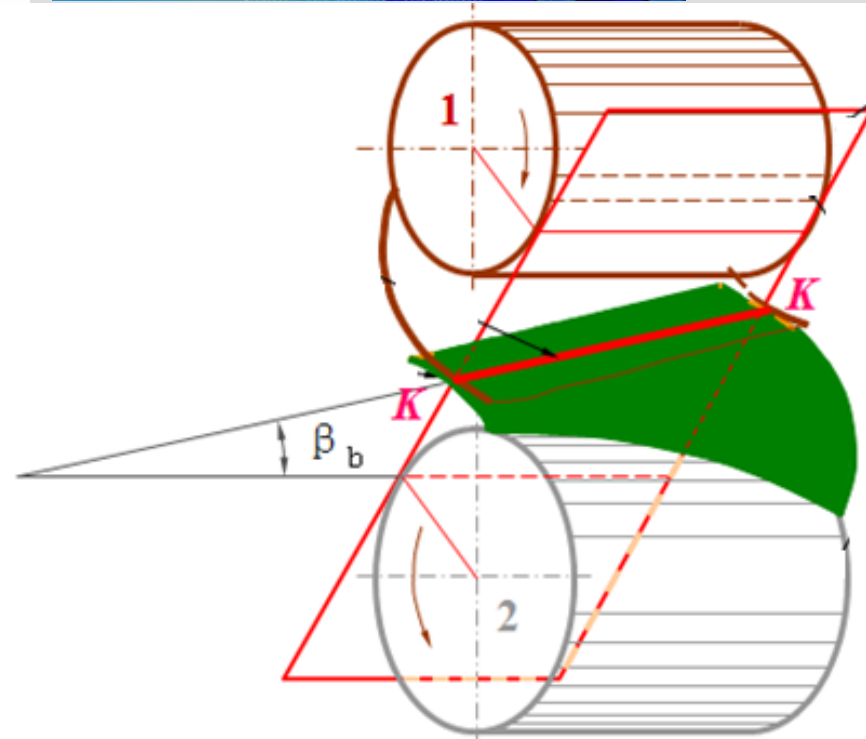
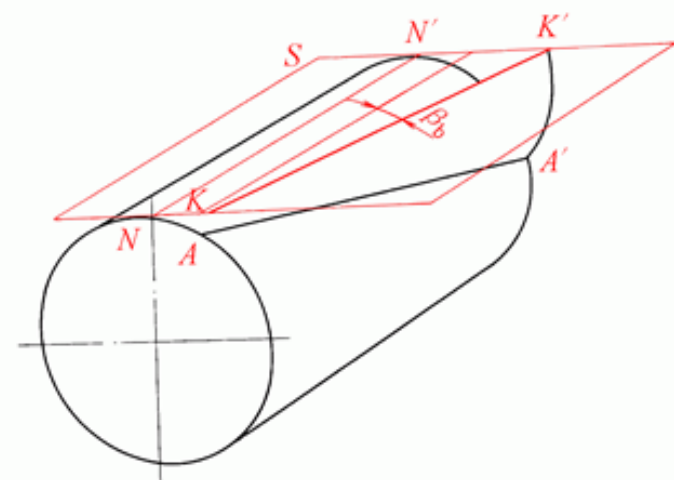
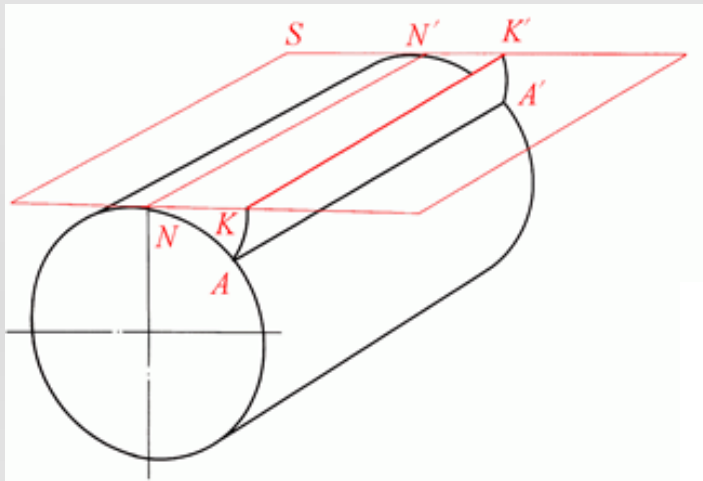
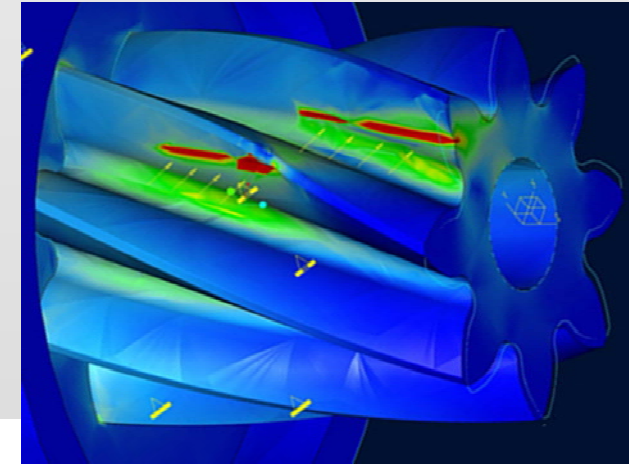
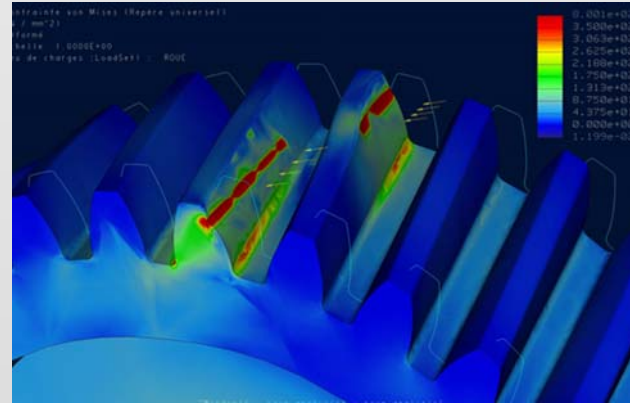


HELICAL GEARS

As with spur gears, for every helical gear there is a notional conjugate rack, and in practice its form will be basic to the conjugate family of which the gear is a member. The helical rack requires 3D definition.

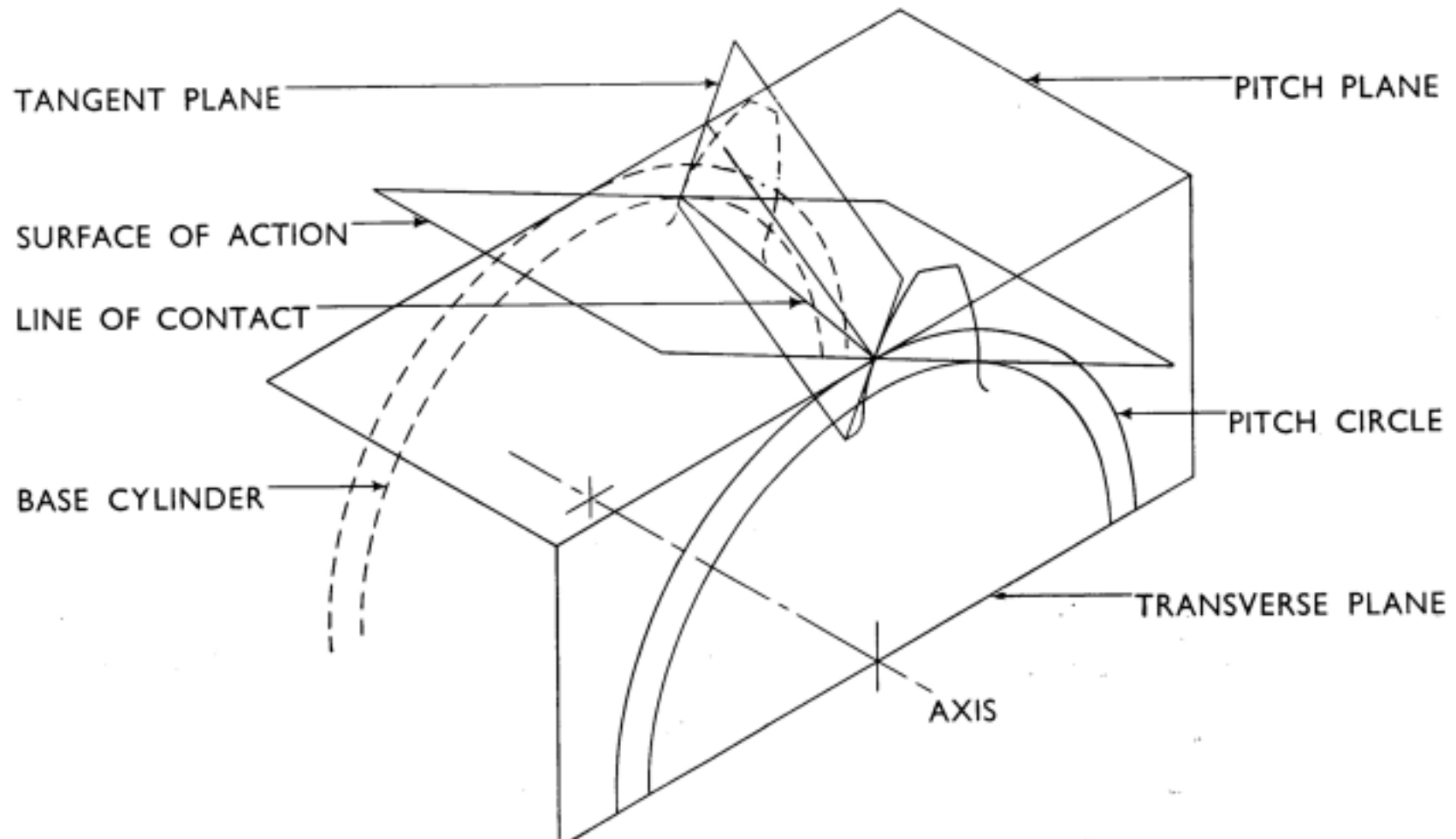


Helisel Dişlide Kavrama



HELICAL GEARS

The working profile normally used in helical gearing is the involute helicoid. This is the surface swept by an involute when it moves along a helical path. In any plane of rotation across the width of a helical gear of involute form the point of contact follows a straight path which is on the common tangent to the base circles in the transverse plane.



HELICAL GEARS

The geometry considerations for a helical gear:

- relation between the normal and transverse pitch

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta$$

- relation between the normal and transverse module

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta$$

- relation between the normal and transverse pressure angle

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta$$

- base helix angle

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n$$

HELICAL GEARS

The geometry considerations for a helical gear:

- reference diameter

$$d = d_p = m_t \cdot z$$

- addendum (tip) diameter (correction factor k depends on both gears)

$$d_a = d + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x + k)$$

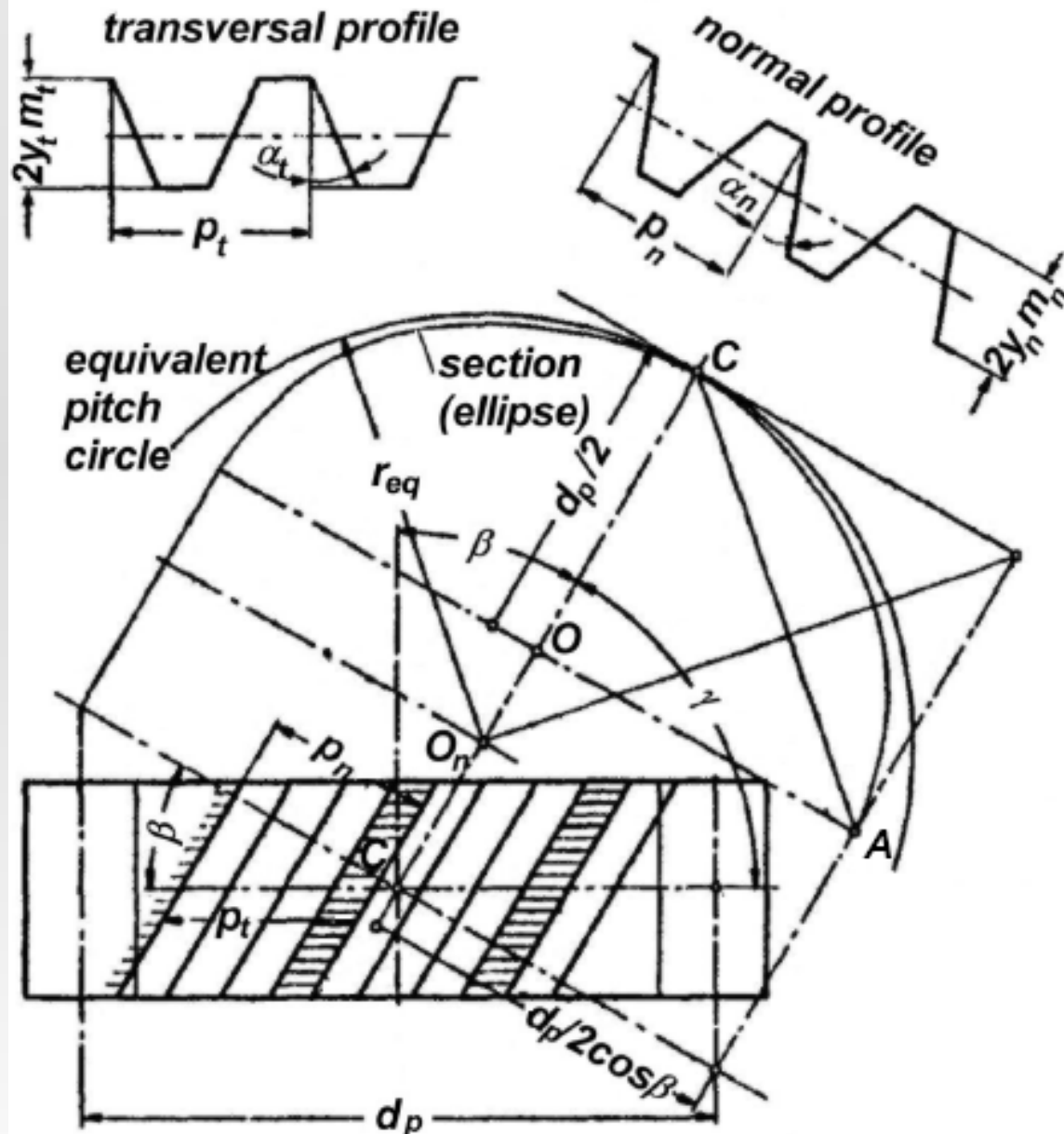
- dedendum (root) diameter

$$d_f = d - 2 \cdot m_n \cdot (1 - x + \Psi)$$

- base circle diameter

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$$

HELICAL GEARS



The normal section of the bevel gear, shown in this figure is an ellipse that has the equivalent radius r_{eq} in the contact point C .

$$r_{eq} = \frac{(OA)^2}{OC} = \frac{d_p}{2 \cdot \cos^2 \beta}$$

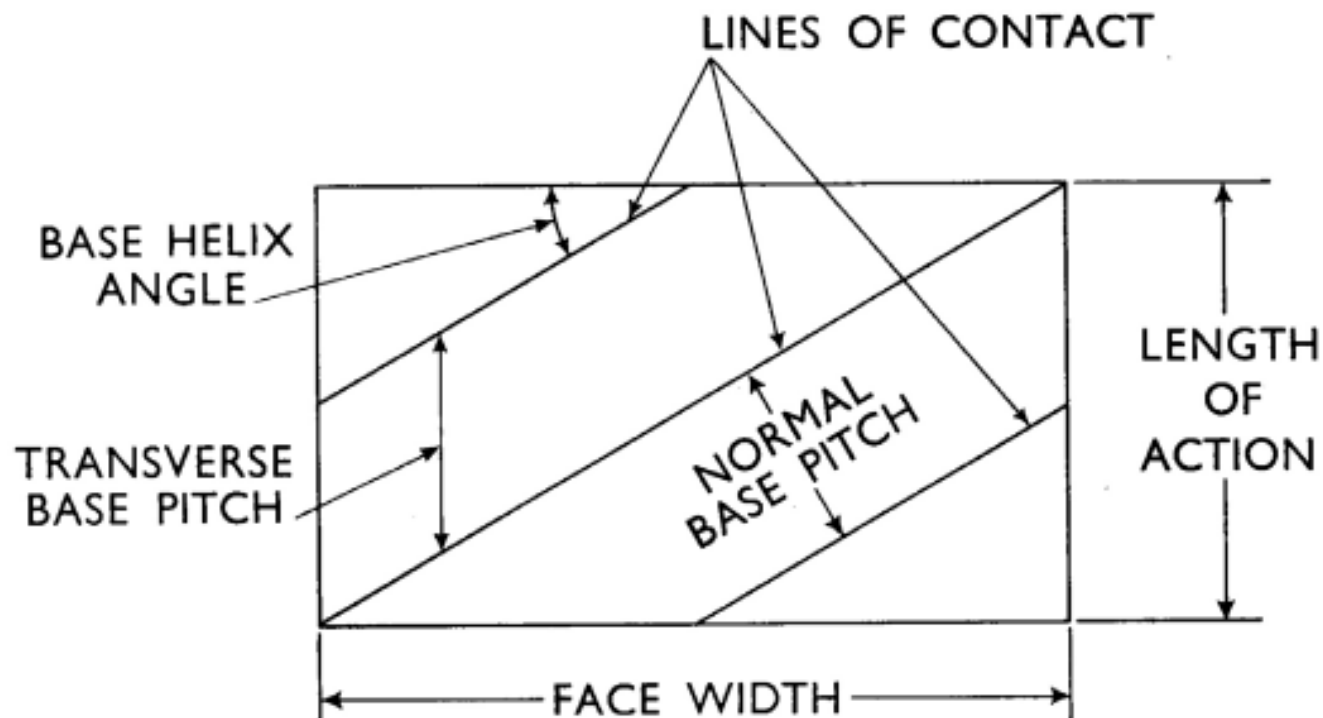
Thus, the equivalent (virtual) number of teeth is

$$z_{eq} = \frac{2 \cdot r_{eq}}{m_n} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

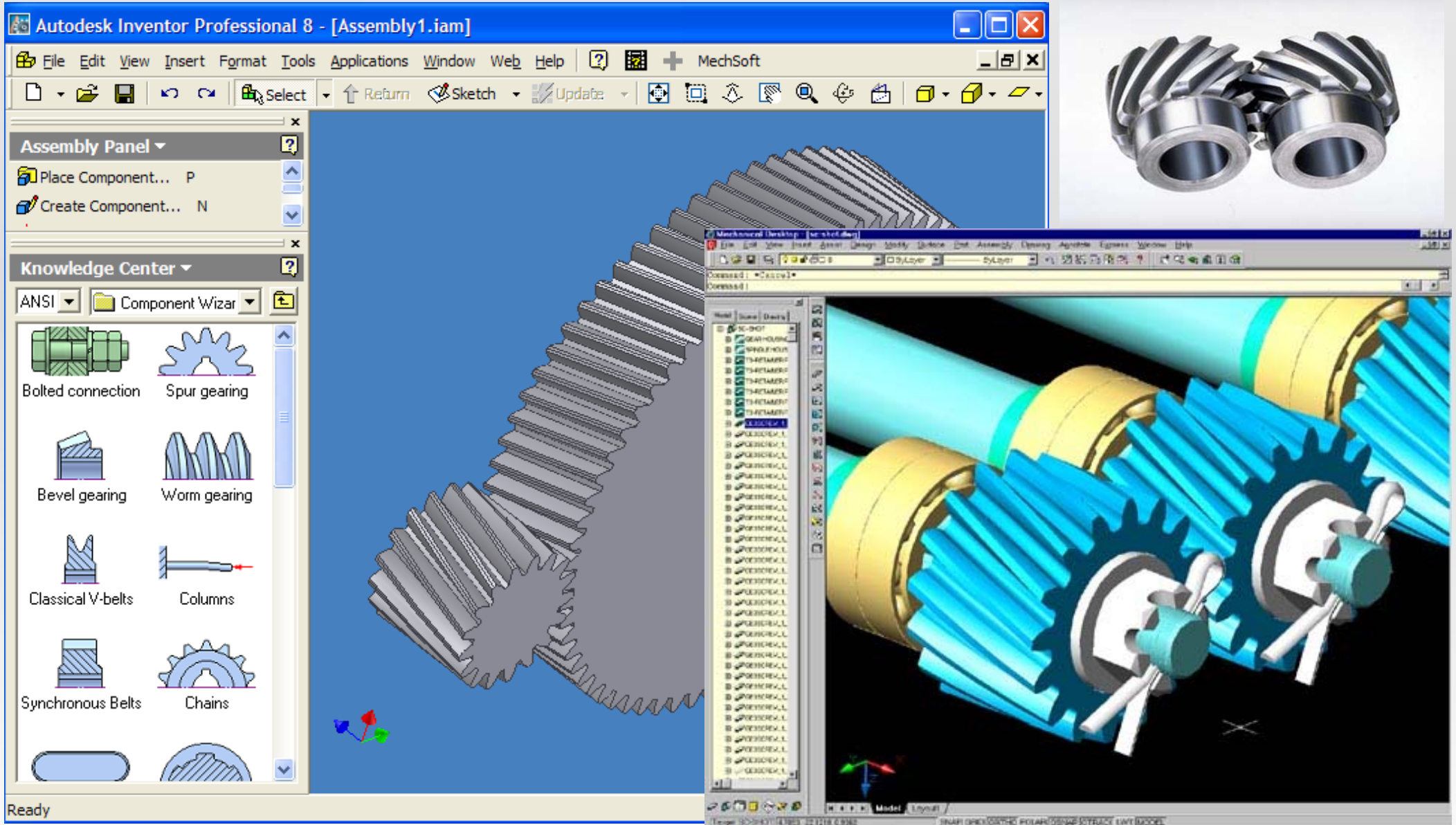
The virtual number of teeth can be a real one.

HELICAL GEARS

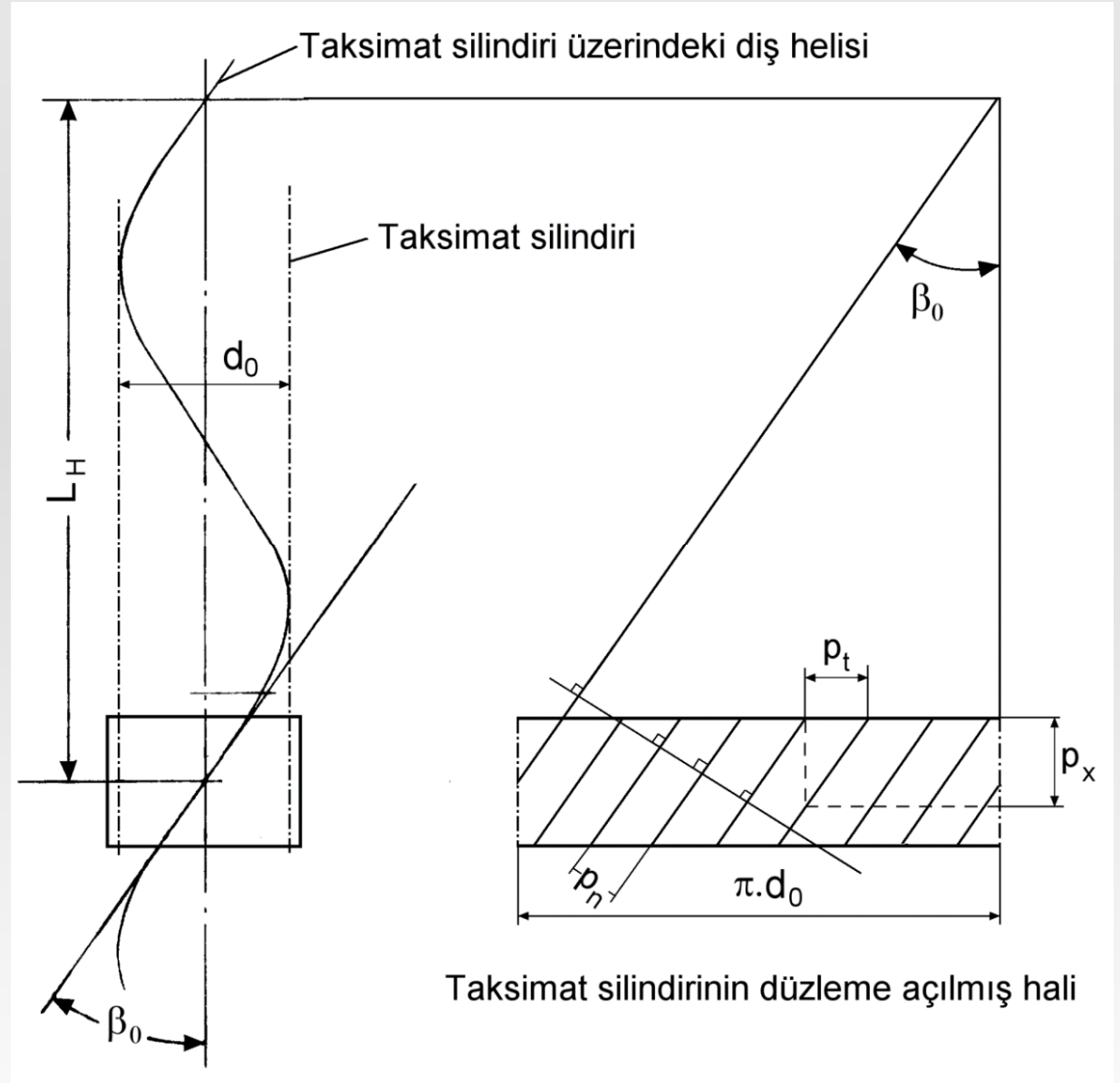
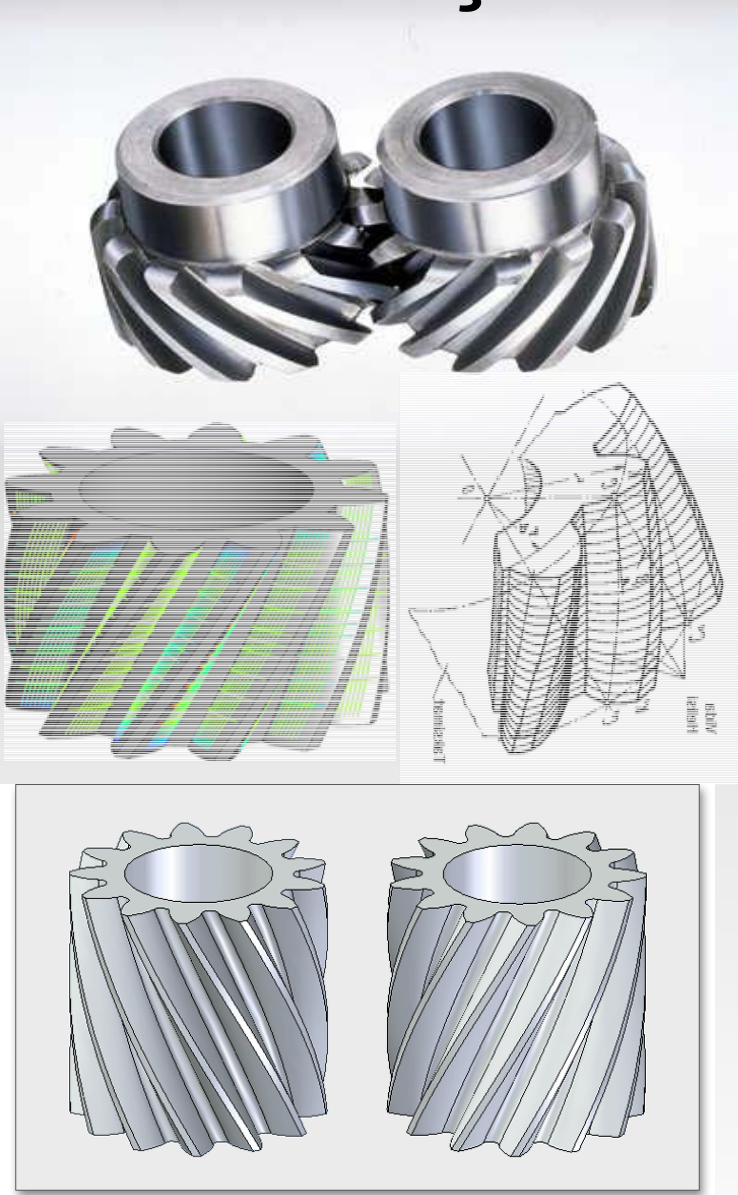
With helical gears, distinction is made between transverse contact ratio and face contact ratio: the former is the same as the contact ratio in spur gears. The latter is defined as the ratio of the face advance to the transverse circular pitch, the face advance being the distance on a pitch circle covered by a tooth whilst contact traverses the face width axially. A rather rough-and-ready measure of the average amount of tooth contact is given by the sum of transverse and face contact ratios. Note that this quantity is also referred to as the total contact ratio.



Helisel Dişli Çark Mekanizmaları



Helisel Dişli



Helisel Dişli

Helisel alın dişliler,
düz dişlinin vida helisinde
kaydırılması ile oluşur.

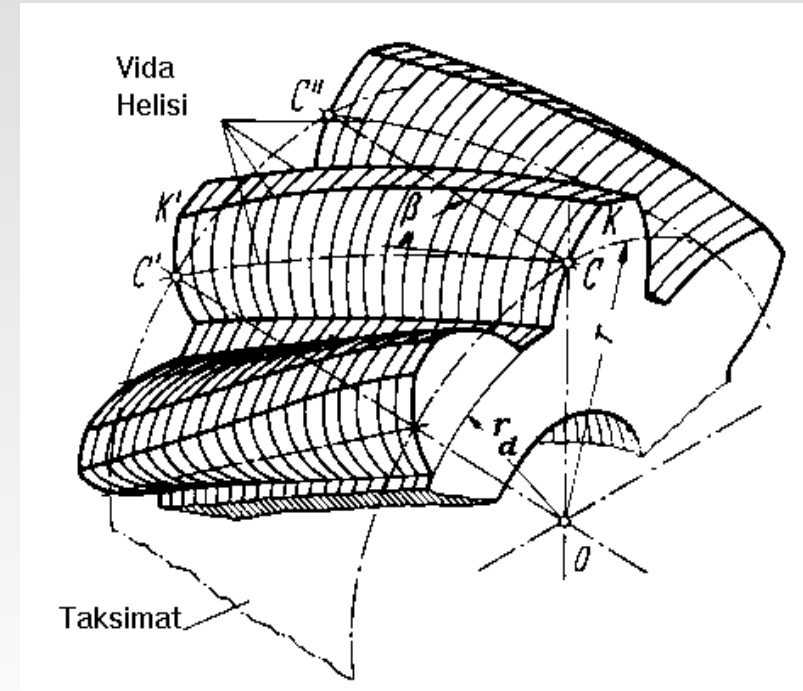
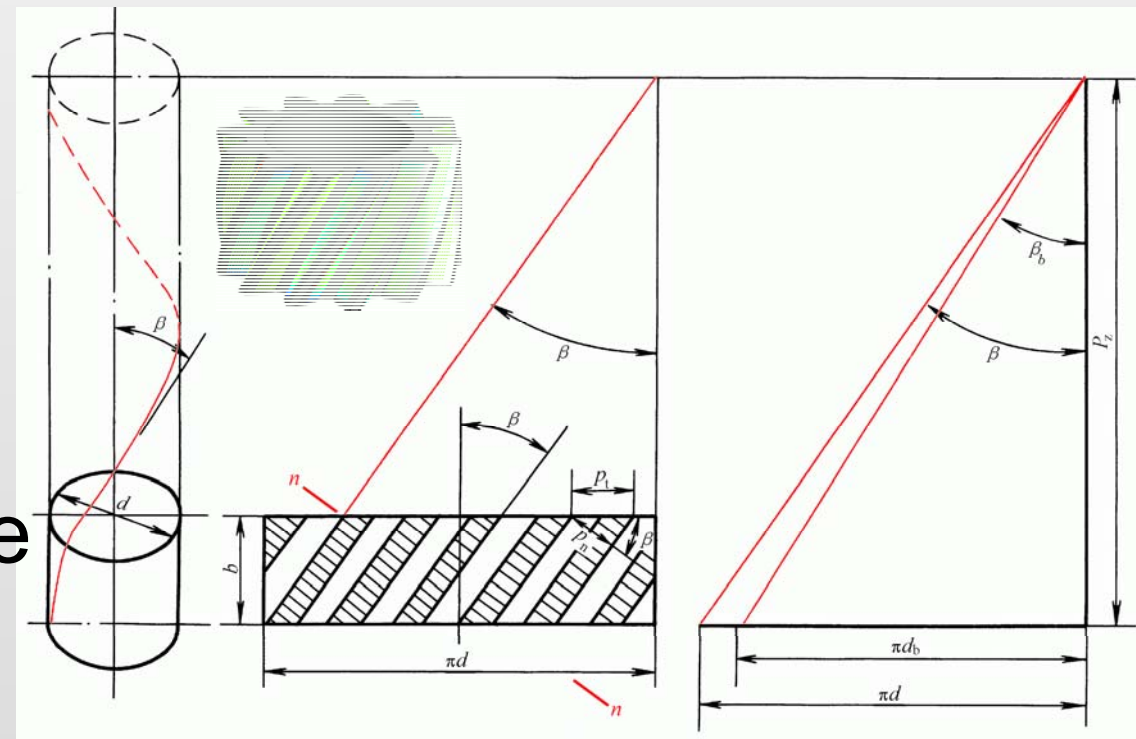
Farklı diş yarıçapları için helis açısı farklıdır.

$$\tan \beta_b = \frac{2\pi r_b}{H} \quad / \quad \tan \beta = \frac{2\pi r}{H}$$

$$\tan \beta_t = \frac{2\pi r_t}{H} \quad \tan \beta_b = \frac{r_b}{r} \tan \beta$$

Genel olarak

$$\tan \beta_x = \frac{r_x}{r} \tan \beta$$



Helisel Dişli

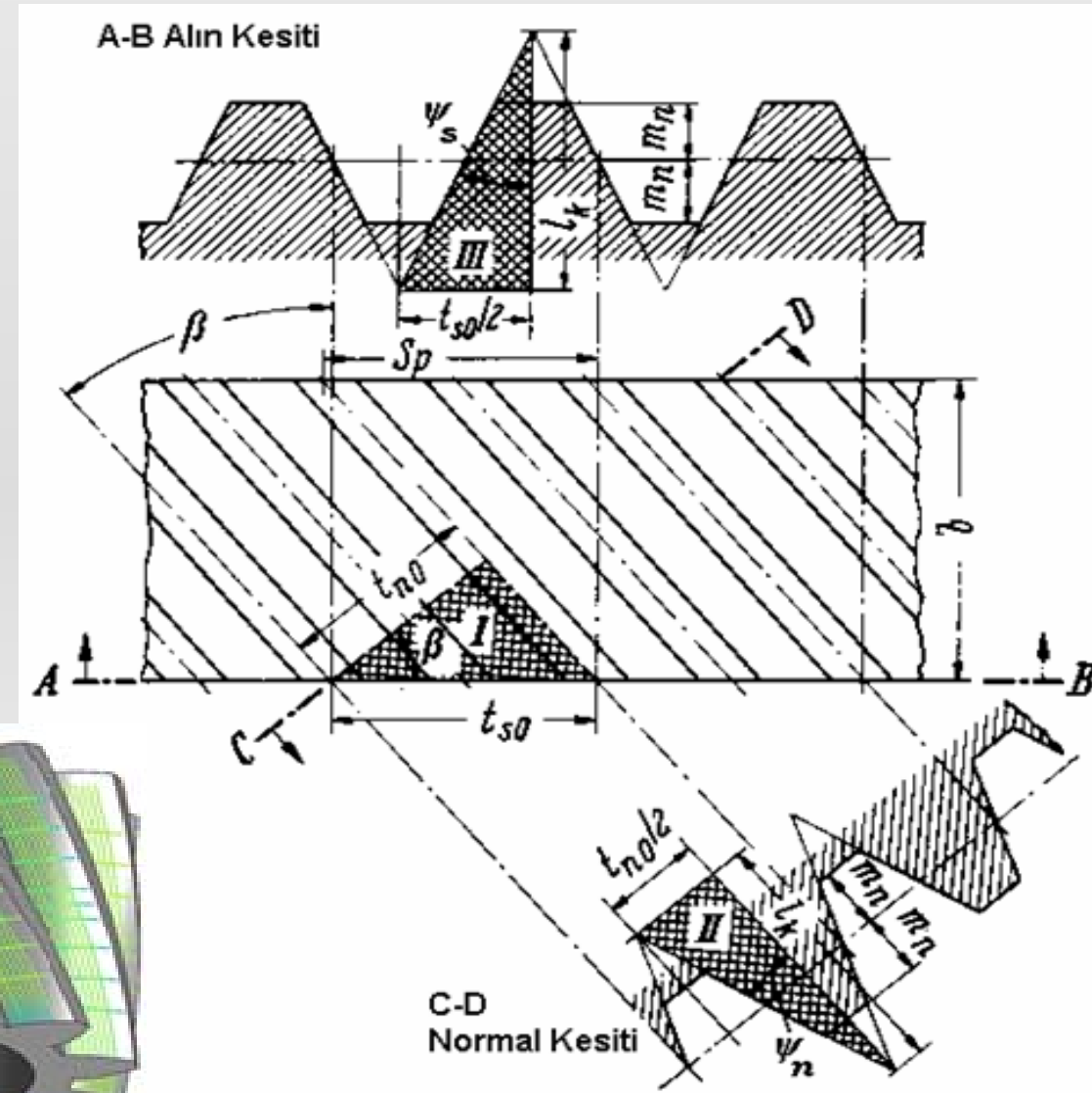
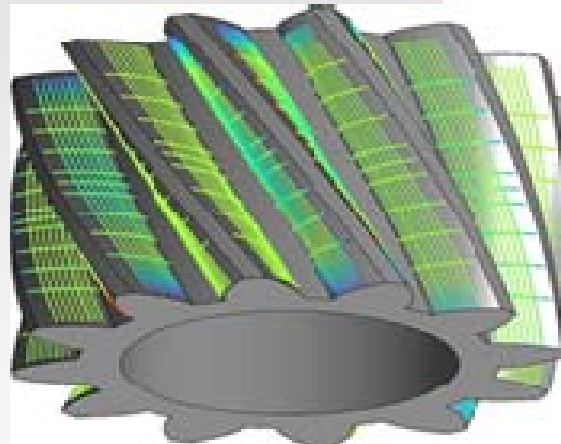
β =helis açısı

$$\cos \beta = \frac{t_n}{t_s} = \frac{m_n \pi}{m_s \pi}$$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

$$\tan \psi_s = \frac{\tan \psi_n}{\cos \beta}$$

$$h = \frac{t_n / 2}{\tan \psi_n}$$



Helisel Dişli

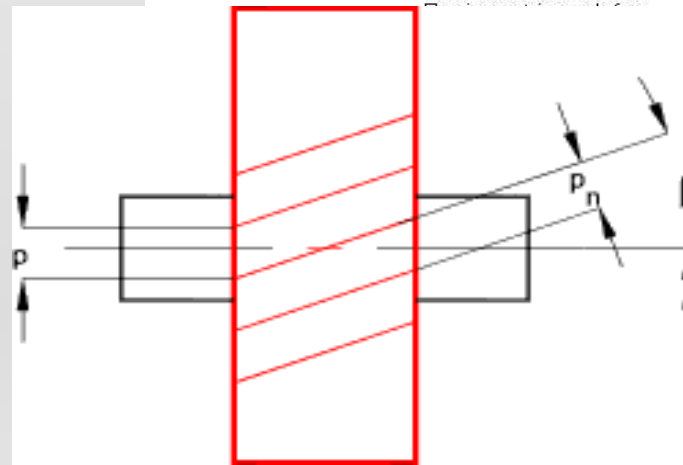
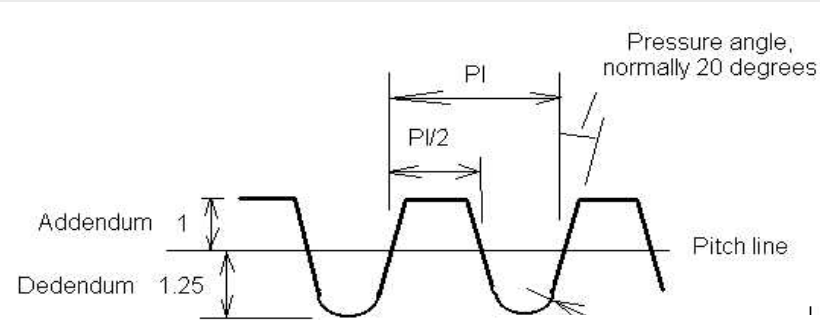
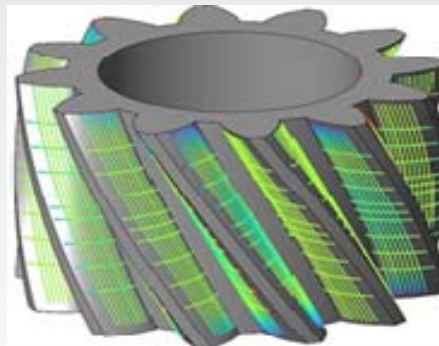
β =helis açısı

$$\cos \beta = \frac{t_n}{t_s} = \frac{m_n \pi}{m_s \pi}$$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

$$\tan \psi_s = \frac{\tan \psi_n}{\cos \beta}$$

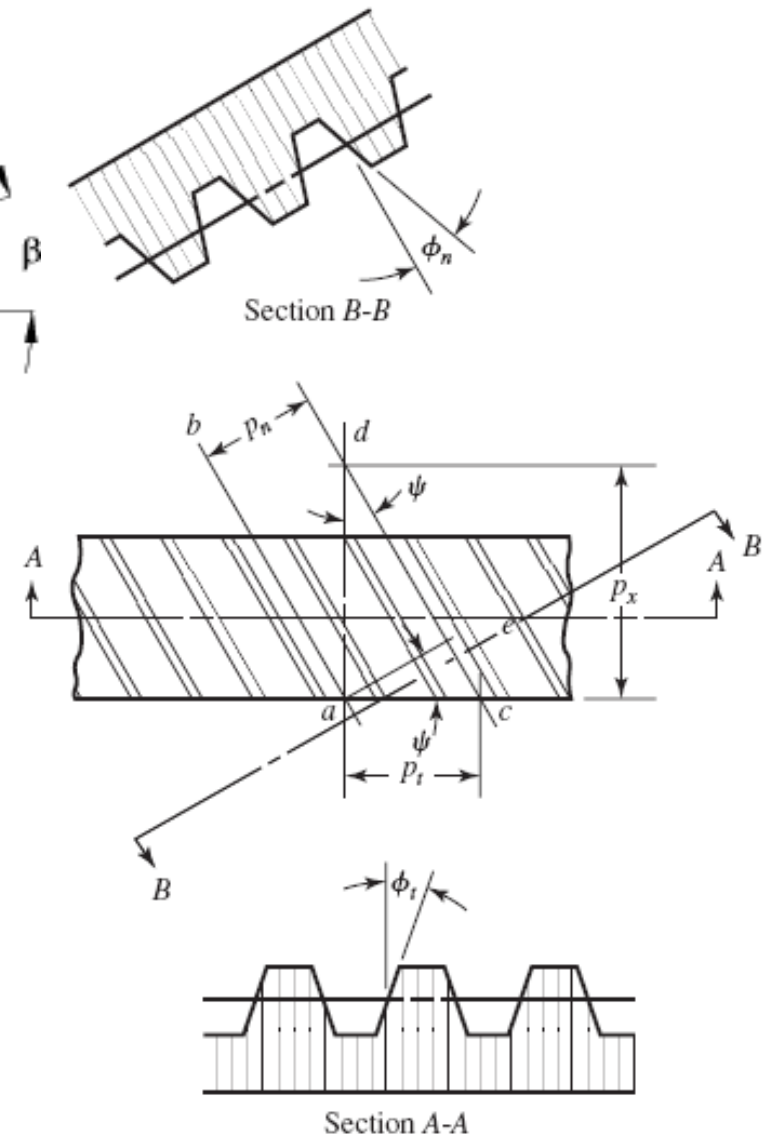
$$h = \frac{t_n / 2}{\tan \psi_n}$$



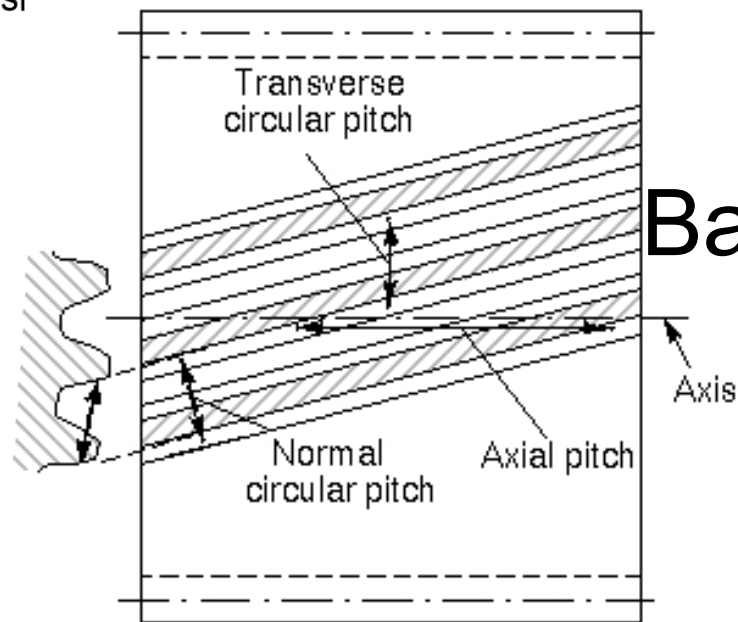
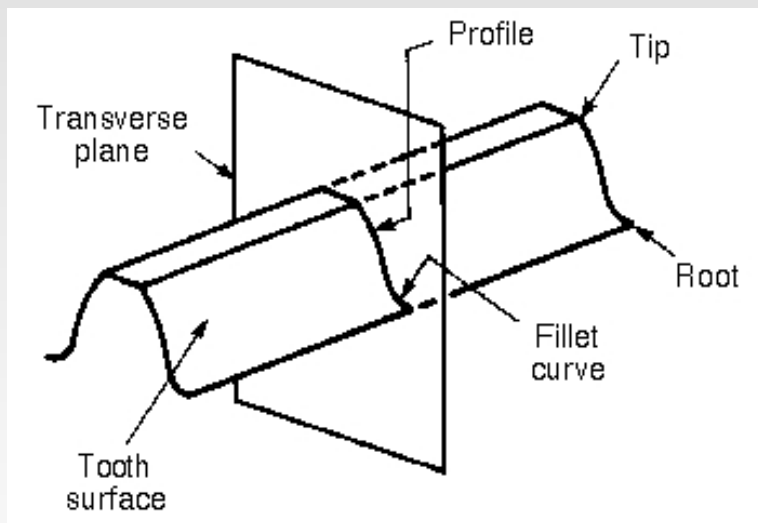
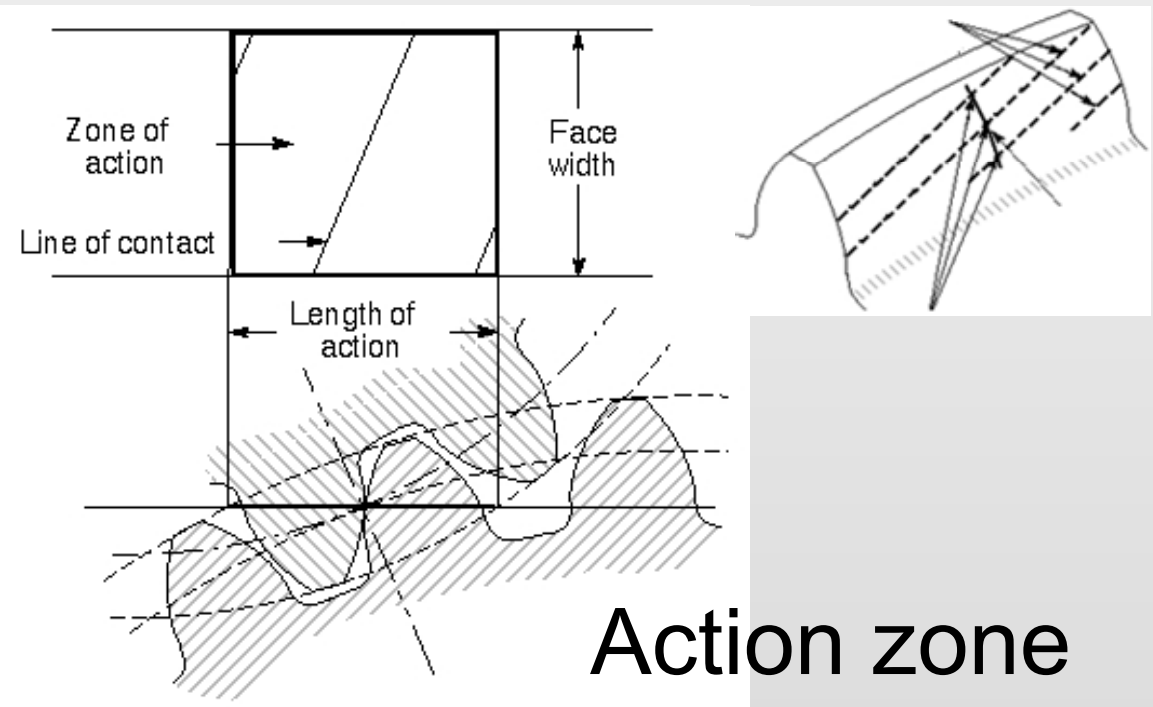
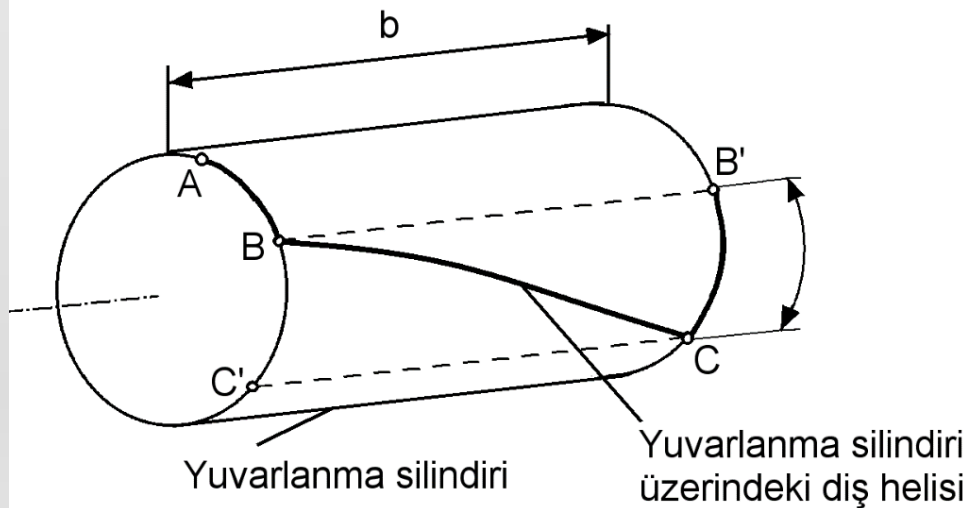
$$p_n = p_t \cos \psi$$

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi}$$

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t}$$

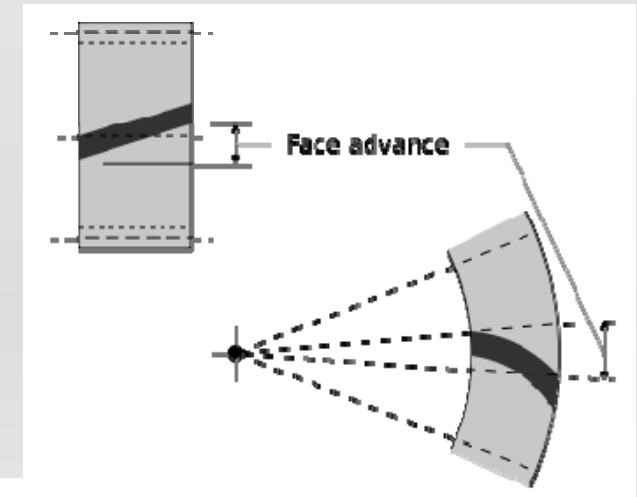
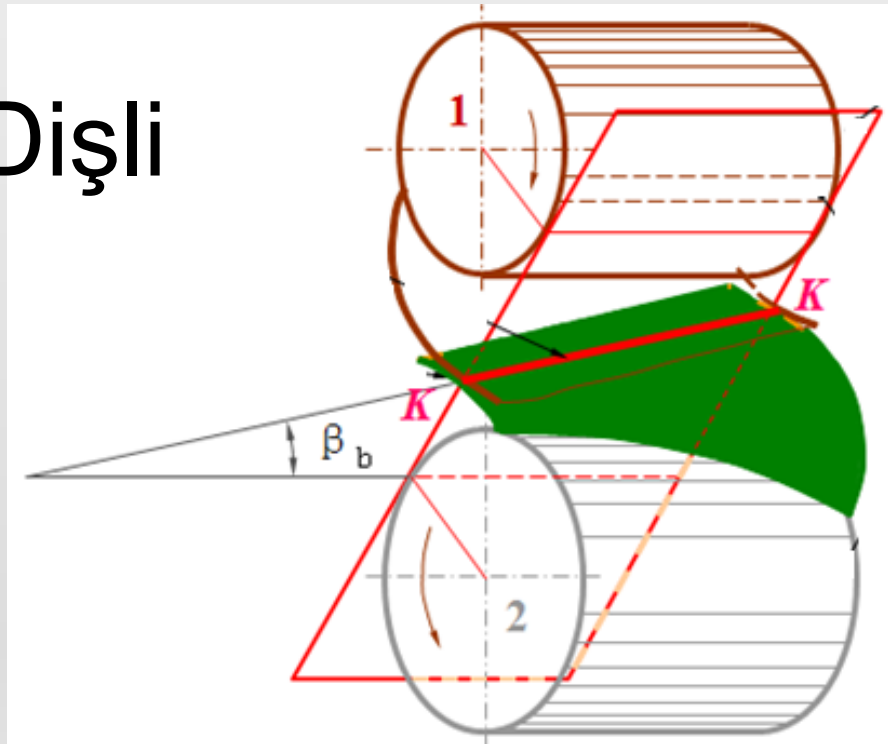


Helisel Dişli

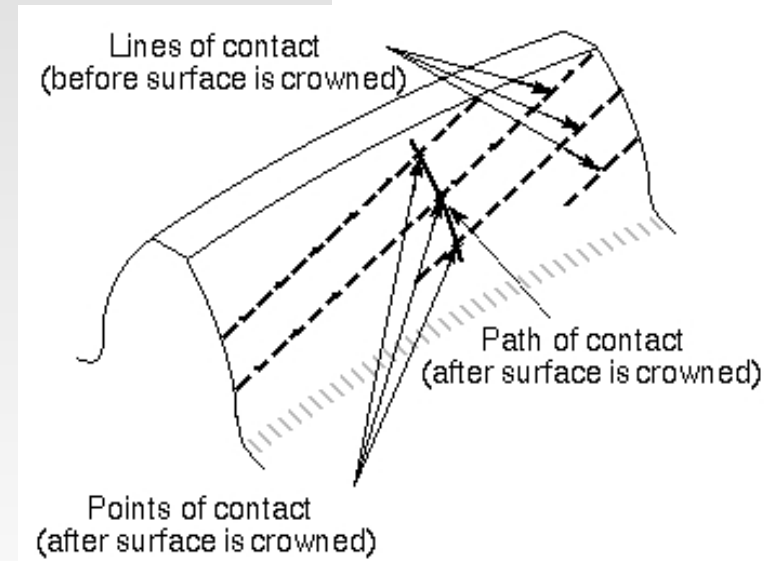
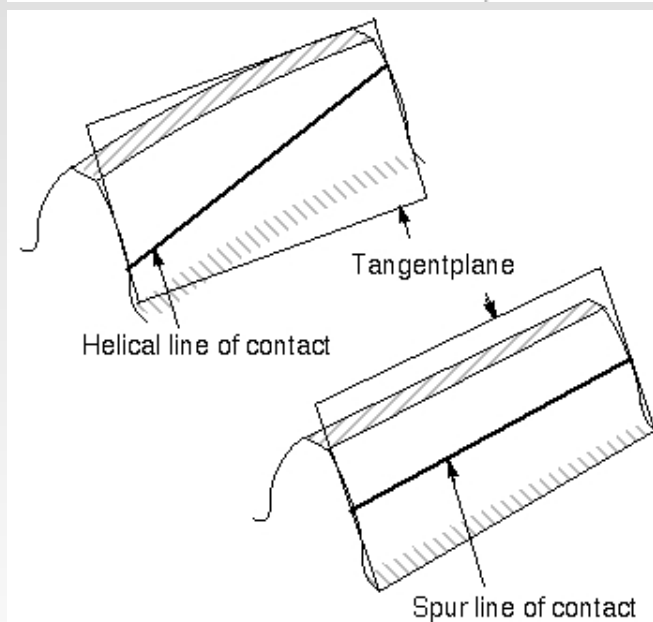


Helisel Dişli

Kavrama çizgisi

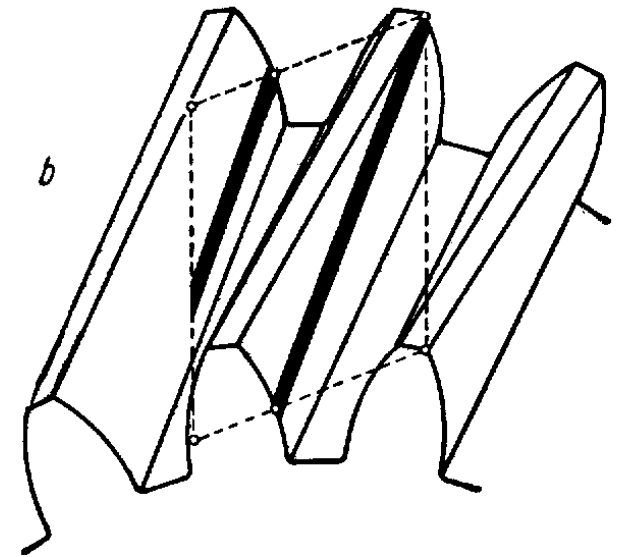
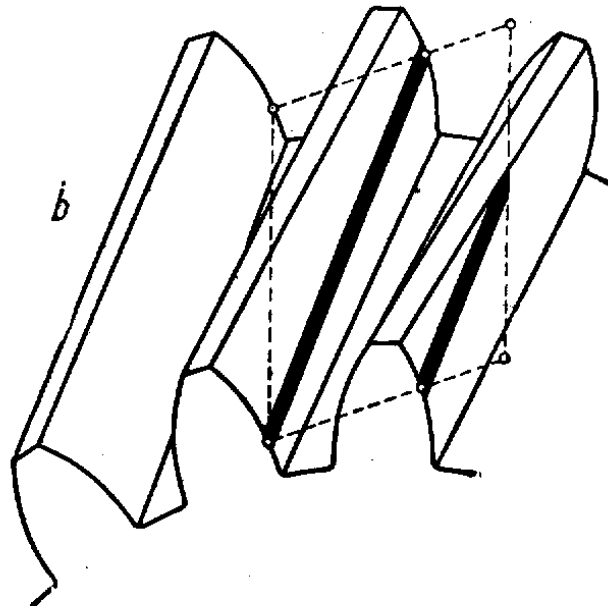
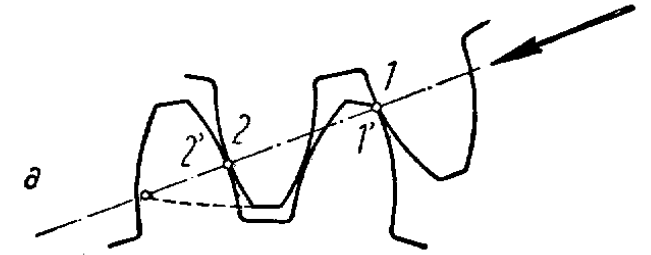
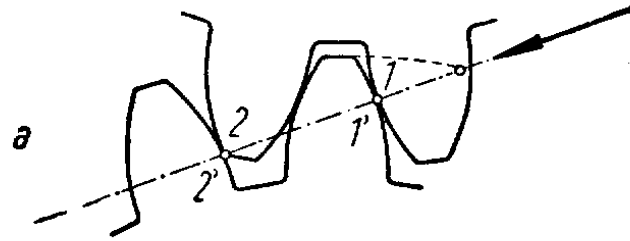
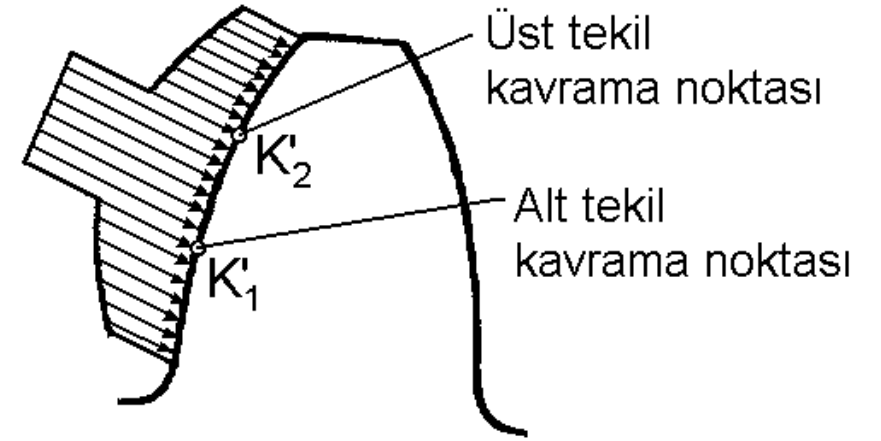
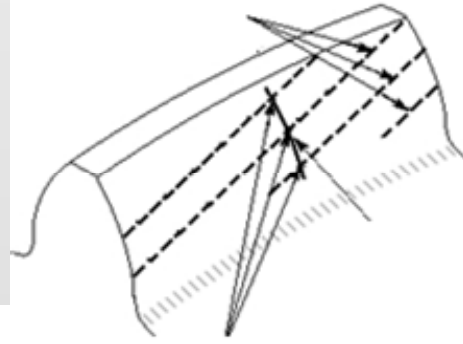
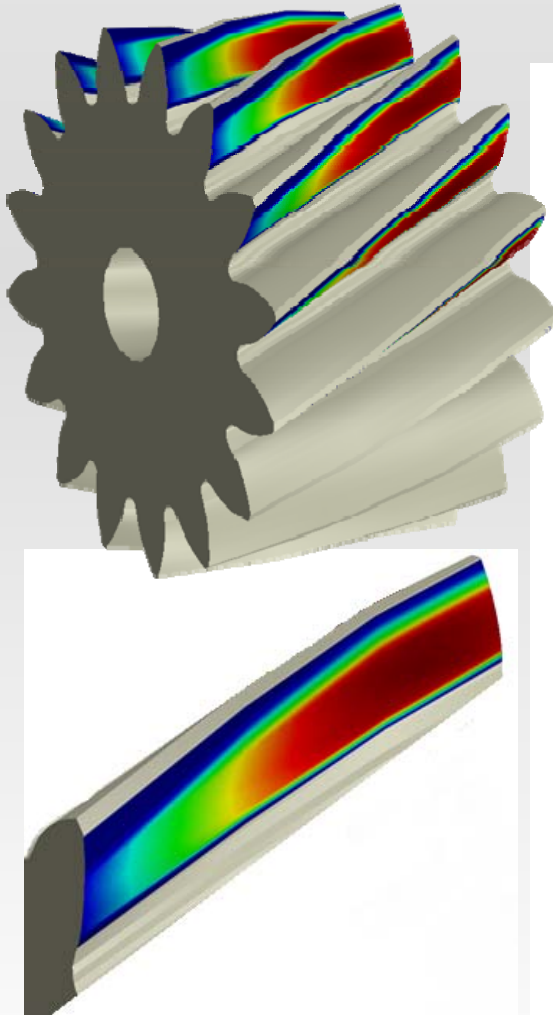


Contact line



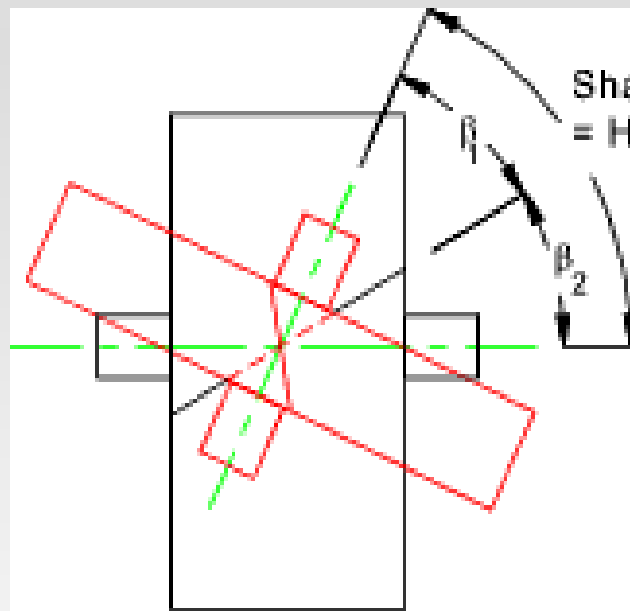
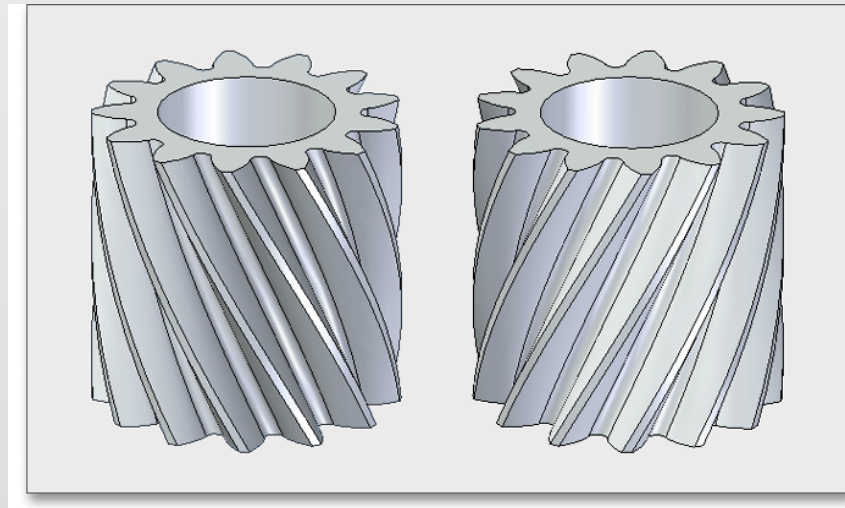
Helisel Dişli

Normal Kuvvet



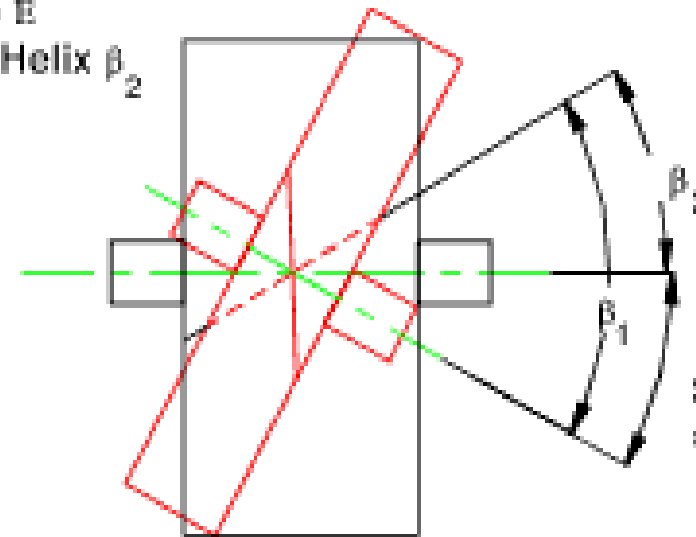
Helisel Dişli

Helis açısı



Both Gears same hand

$$\text{Shaft_Angle } E = \text{Helix } \beta_1 + \text{Helix } \beta_2$$



Gears opposite hand

$$\text{Shaft Angle } E = \text{Helix } \beta_1 - \text{Helix } \beta_2$$

Helisel Dişli

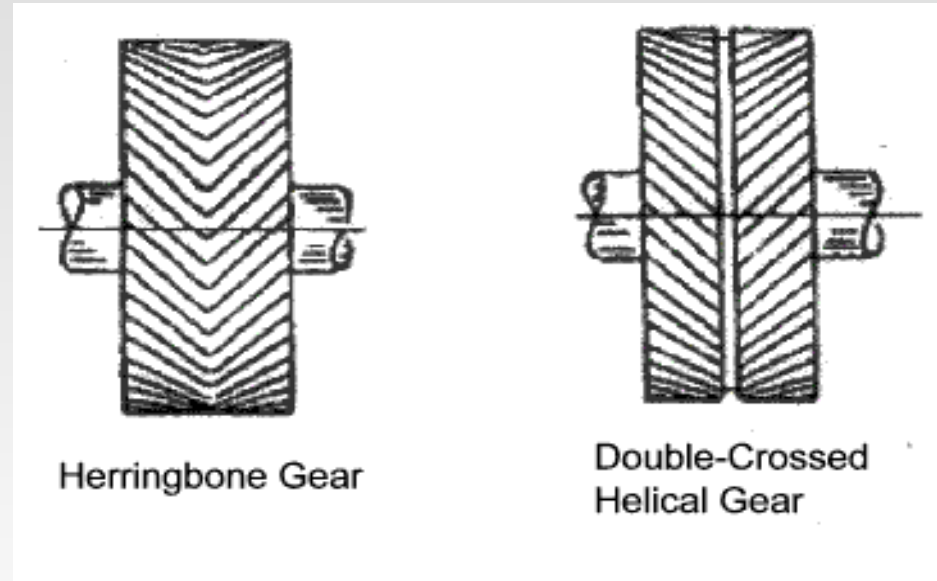
Daima birden çok diş kavramadadır

Yüklenme aniden bütün diş genişliği boyunca olmaz

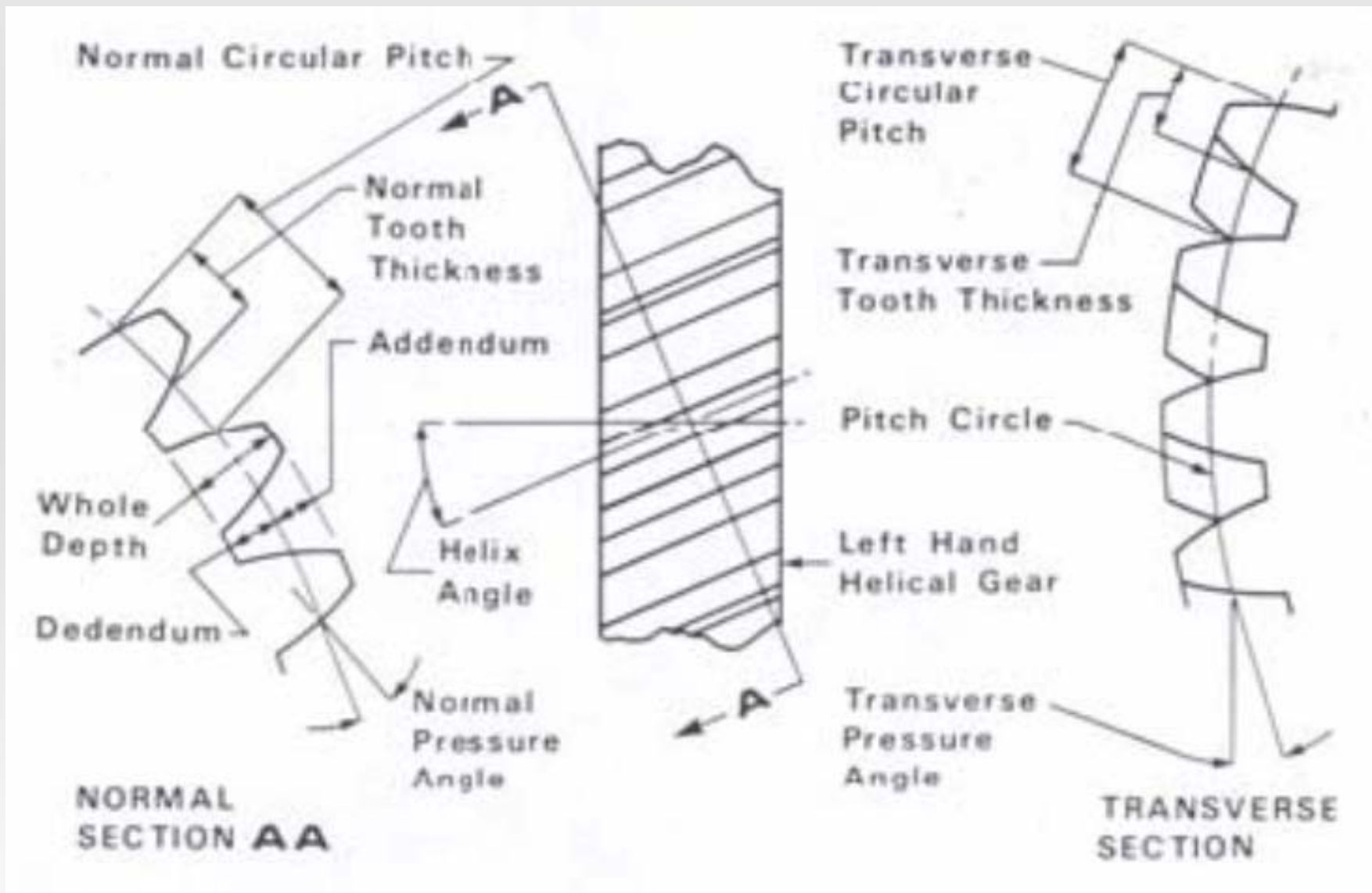
Yüksek yük taşıma kabiliyeti ve sessiz çalışma sağlanır

Sınır diş sayısı düz dişlilere nazaran azalır

Eksenel kuvvetin ortaya çıkması bir dezavantaj olarak karşımıza çıkar, bu ok dişli kullanılarak yok edilir

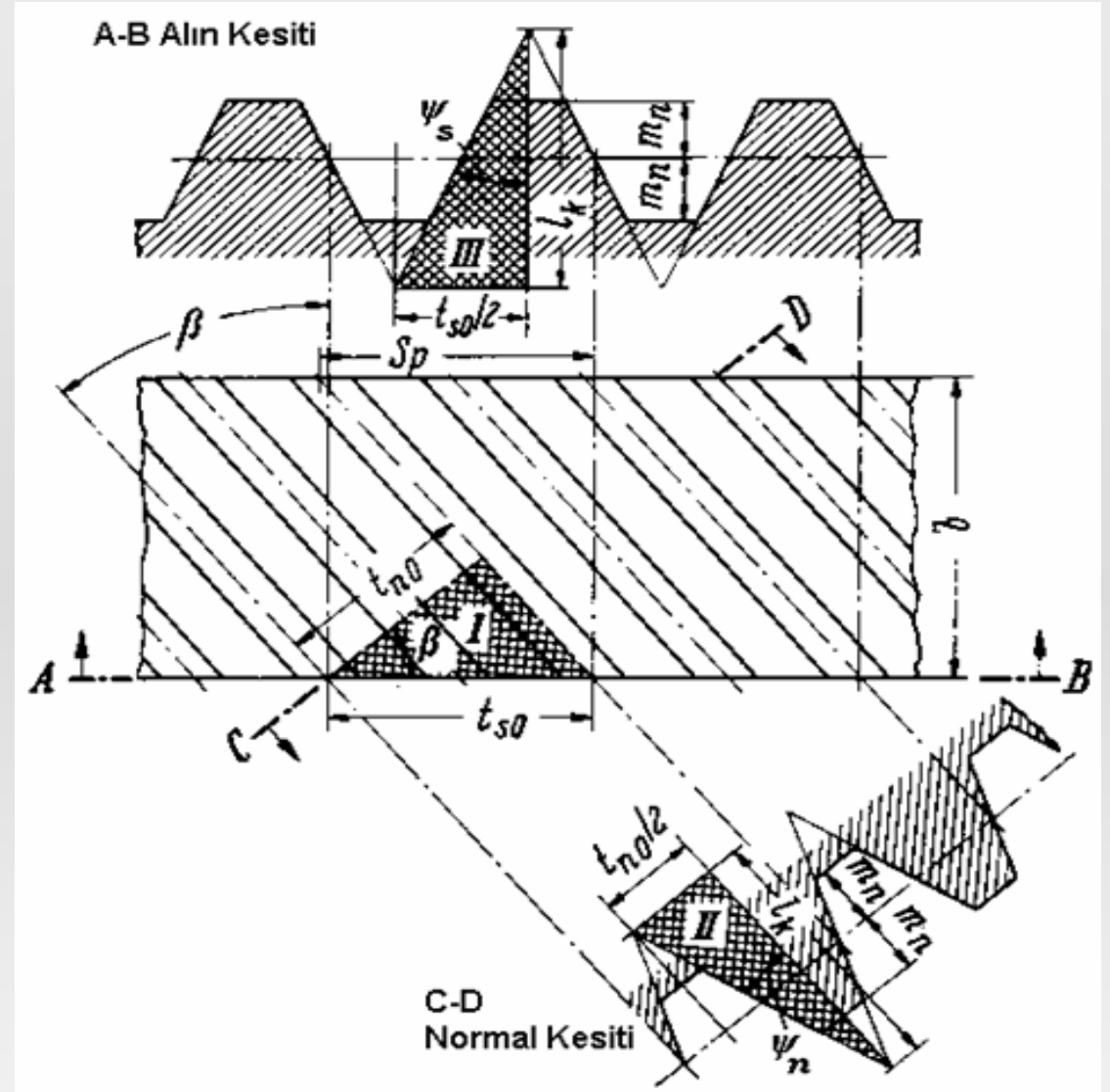
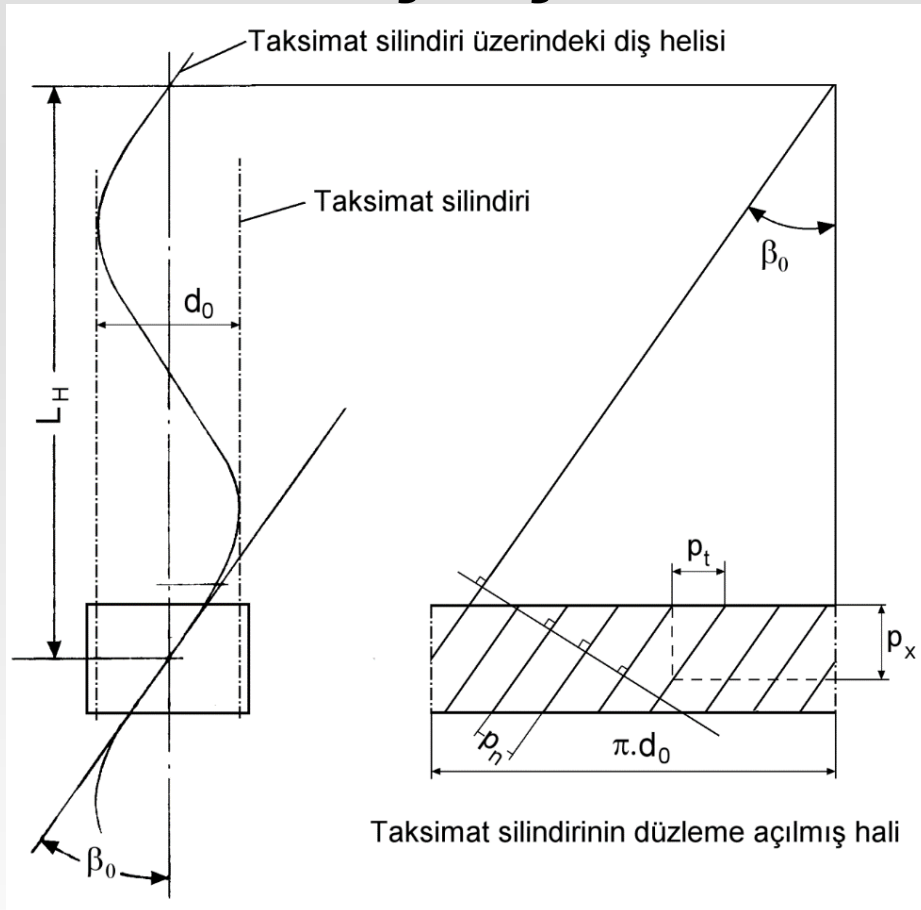


Helisel Dişli

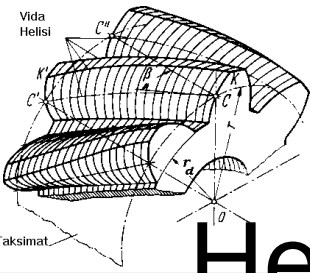


Helisel Dişli

Çubuk dişli bıçak ile
helisel dişli işleme.



Dişli alın ve normal kesiti



$$r_b = r \cos \psi_s$$

$$\tan \beta_b = \frac{r_b}{r} \tan \beta$$

$$\tan \beta_b = \cos \psi_s \tan \beta$$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

$$\cos \beta = \frac{t_n}{t_s} = \frac{m_n \pi}{m_s \pi}$$

Helisel Dişli

İmalat kolaylığı sebebiyle, düz dişlilerdeki aynı takımların kullanılması dolayısıyla, alın kesit değil de, normal kesit referans profili olarak (m_n ve ψ_n) kullanılır

$$h = \frac{t_n / 2}{\tan \psi_n}$$

$$\tan \psi_s = \frac{t_s}{2h} = \frac{t_s \tan \psi_n}{2t_n / 2}$$

$$\tan \psi_s = \frac{\tan \psi_B}{\cos \beta_b} = \frac{\tan \psi_n}{\cos \beta}$$

ψ_s yok edilirse

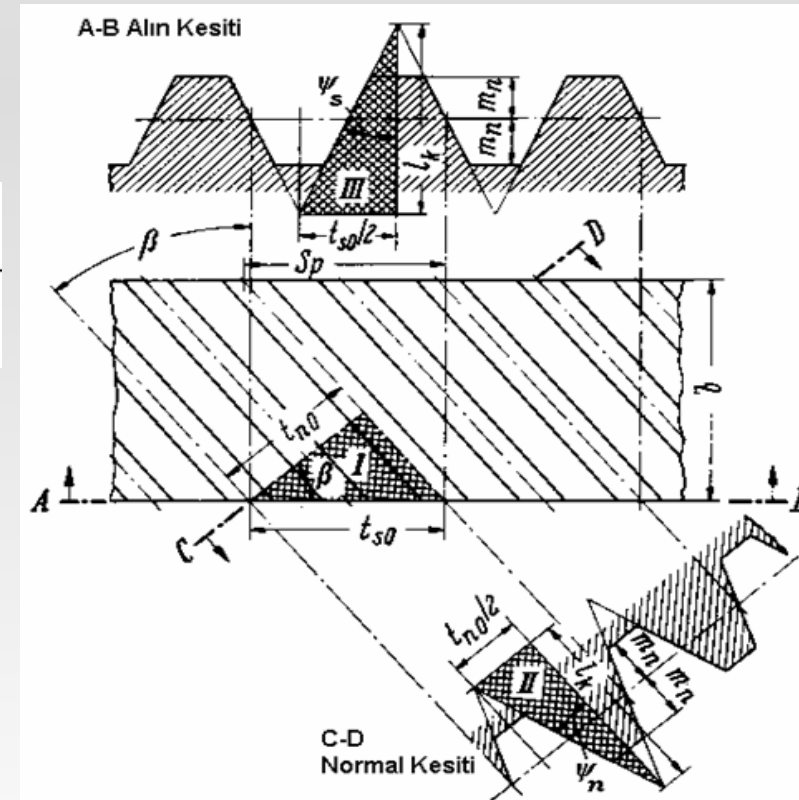
$$\tan \psi_B = \frac{\cos \beta_b}{\cos \beta} \tan \psi_n$$

β yok edilirse

$$\sin \psi_n = \sin \psi_s \cos \beta_b$$

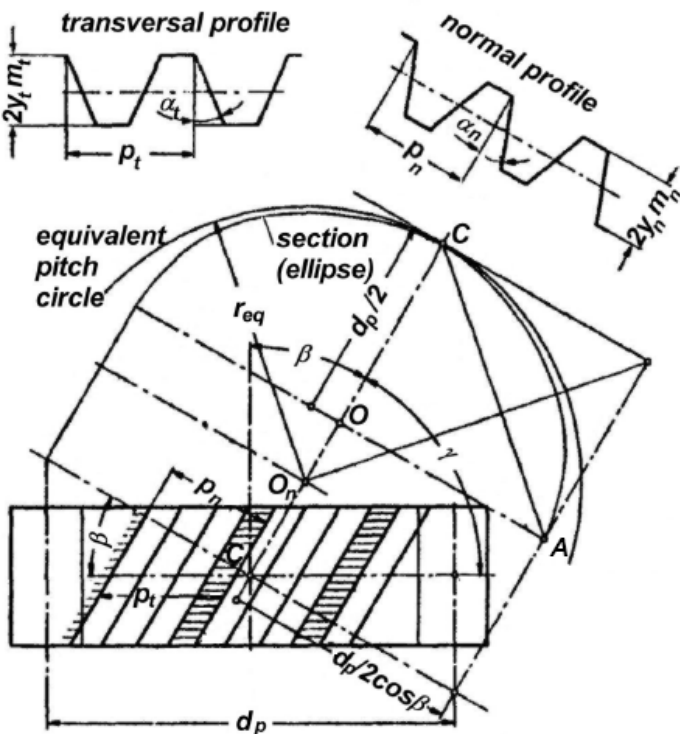
$$\tan \beta_b = \cos \psi_s \tan \beta$$

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \psi_n$$



Helisel Dişli Çark

HELICAL GEARS



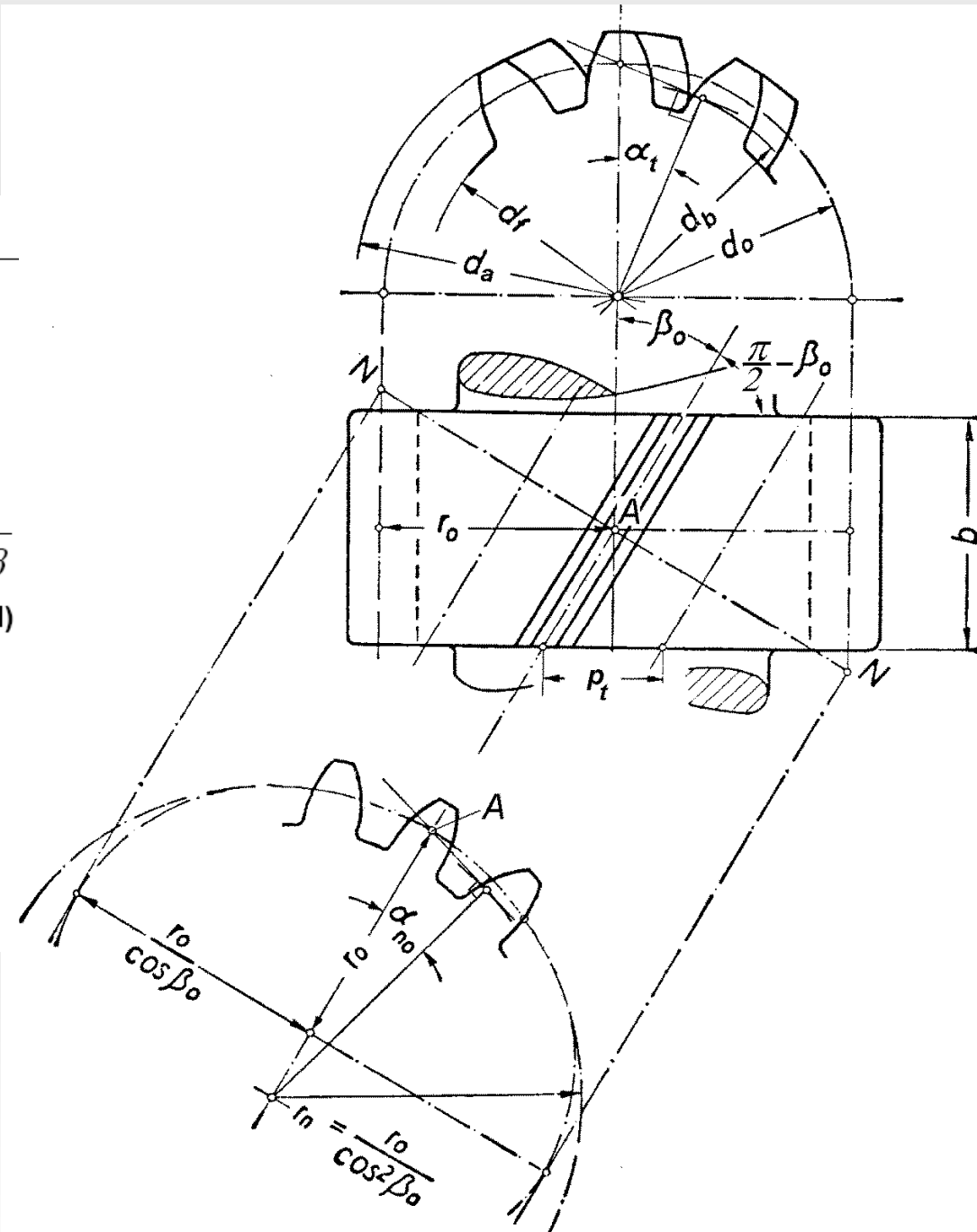
The normal section of the bevel gear, shown in this figure is an ellipse that has the equivalent radius r_{eq} in the contact point C.

$$r_{eq} = \frac{(OA)^2}{OC} = \frac{d_p}{2 \cdot \cos^2 \beta}$$

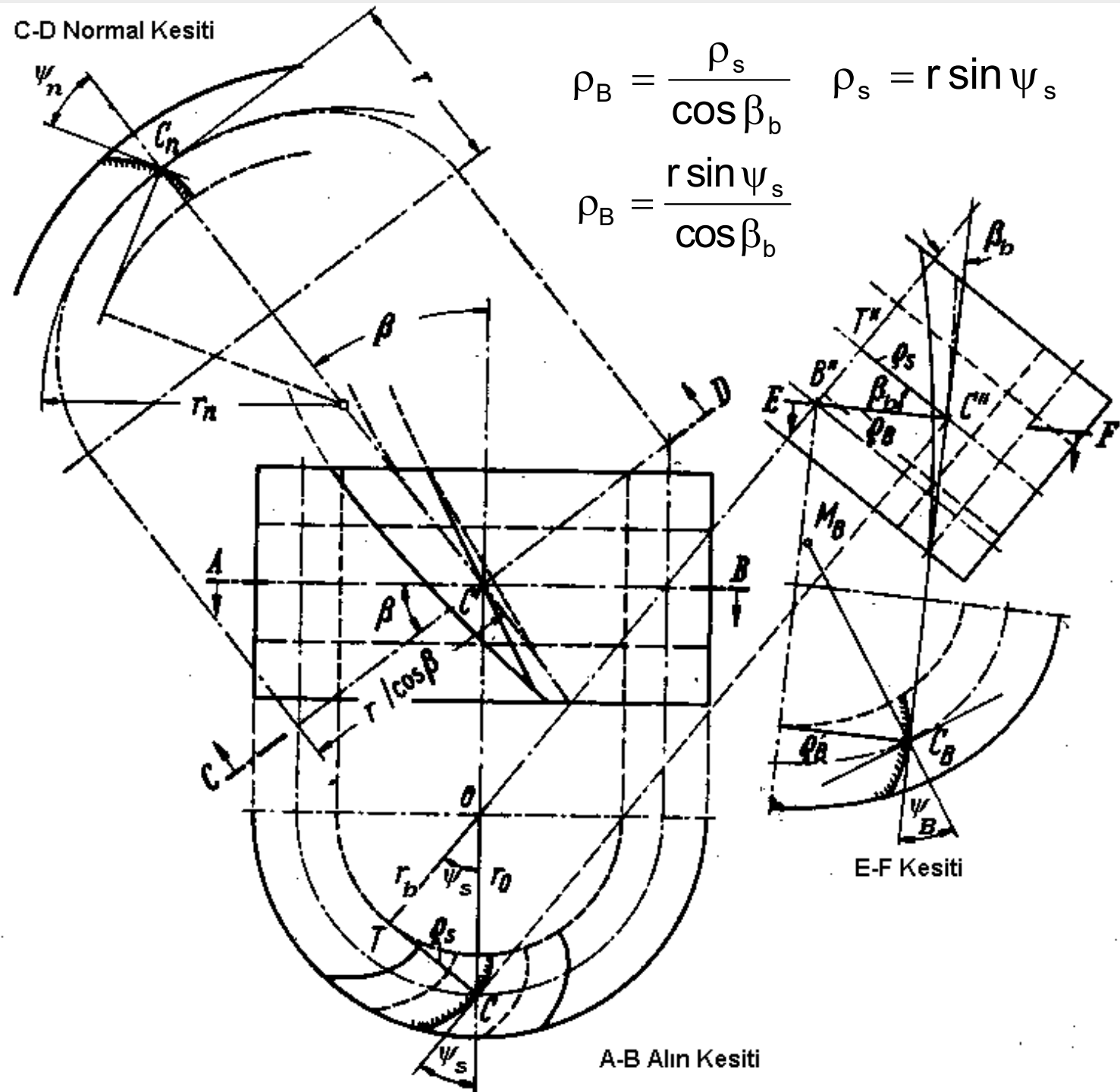
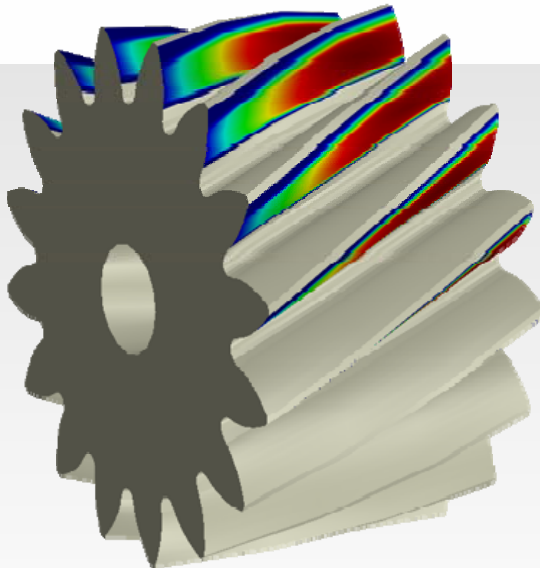
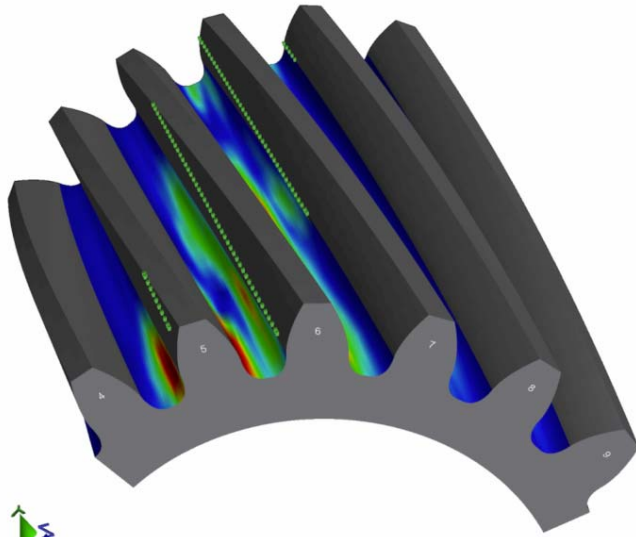
Thus, the equivalent (virtual) number of teeth is

$$z_{eq} = \frac{2 \cdot r_{eq}}{m_n} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

The virtual number of teeth can be a real one.



Helisel Dişli



Helisel Dişli

$$r_n = \frac{(\text{büyük yarıksen})^2}{\text{küçük yarıksen}} = \frac{r^2 / \cos^2 \beta}{r} = \frac{r}{\cos^2 \beta}$$

$$t_n = m_n \pi \quad z_n = \frac{2\pi r_n}{t_n} \quad r = \frac{m_s}{2} z \quad m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

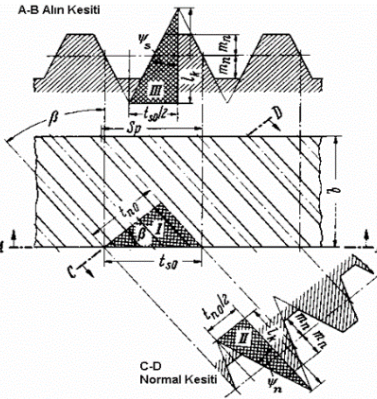
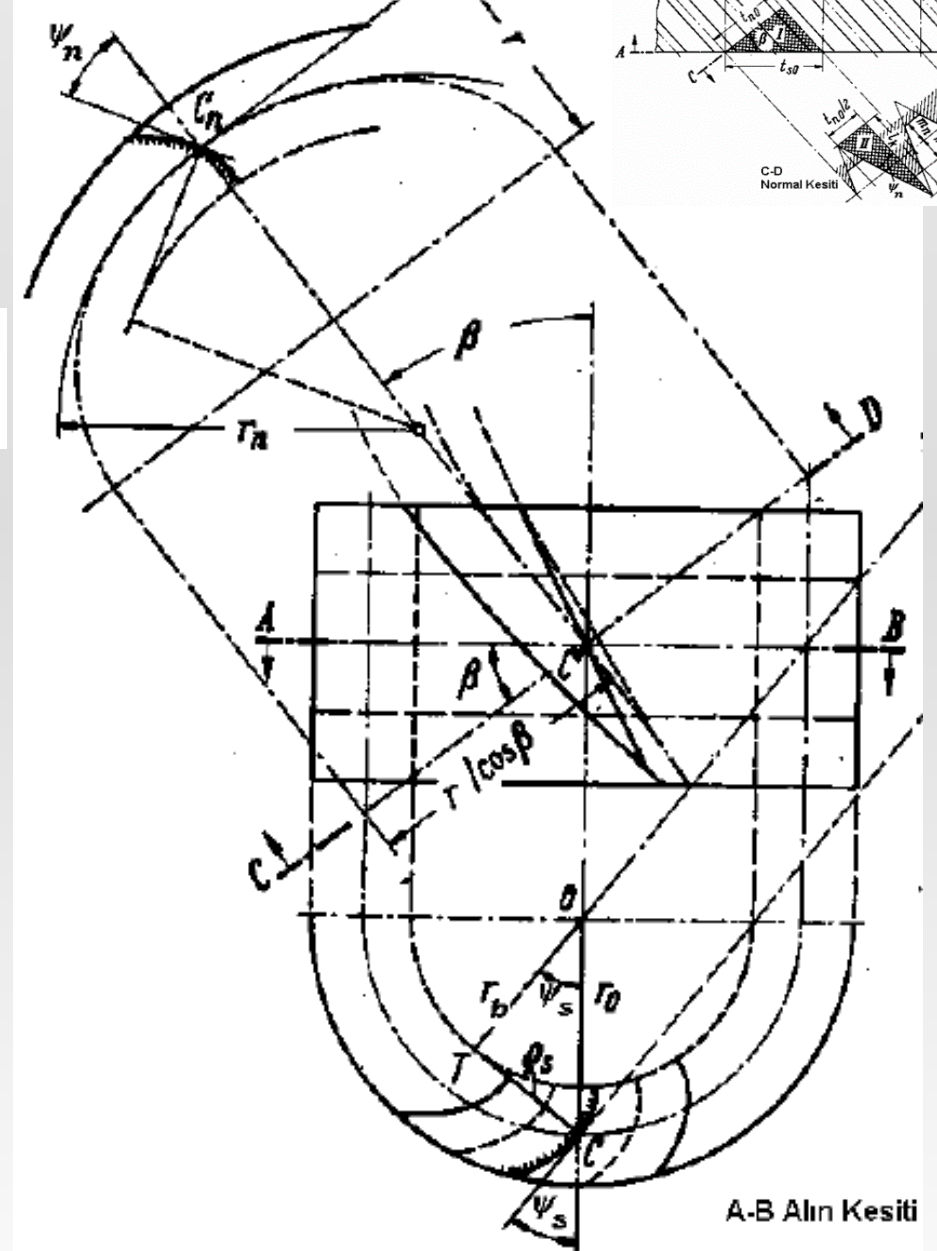
$$z_n = \frac{2\pi r}{\cos^2 \beta m_n \pi} = \frac{r}{\frac{m_s}{2} \cos^3 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

$$\rho_B = \frac{\rho_s}{\cos \beta_b} \quad \rho_s = r \sin \psi_s \quad \rho_B = \frac{r \sin \psi_s}{\cos \beta_b}$$

$$\tan \psi_B = \frac{\cos \beta_b}{\cos \beta} \tan \psi_n \quad (z_v t_b = 2\pi r_B)$$

$$z_v \approx \frac{2\pi r_B}{t_B} = \frac{2\pi r}{\cos^2 \beta_b m_n \pi} = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$$

C-D Normal Kesiti



Altan kesme olmaması için sınır diş sayısı

düz dişlideki: $z_{min} = z_{sin} = 2 / \sin^2 \psi$

ψ yerine ψ_s , ve $m_n \leq PT$ kullanarak,

$$m_s = m_n / \cos \beta \quad m_n \leq r \sin^2 \psi_s$$

$$z = 2 r / m_s \geq 2 r \cos \beta / m_n$$

$$z_{sin} \geq 2 r \cos \beta / r \sin^2 \psi_s$$

$$z_{min} = z_{sin} = 2 \cos \beta / \sin^2 \psi_s$$

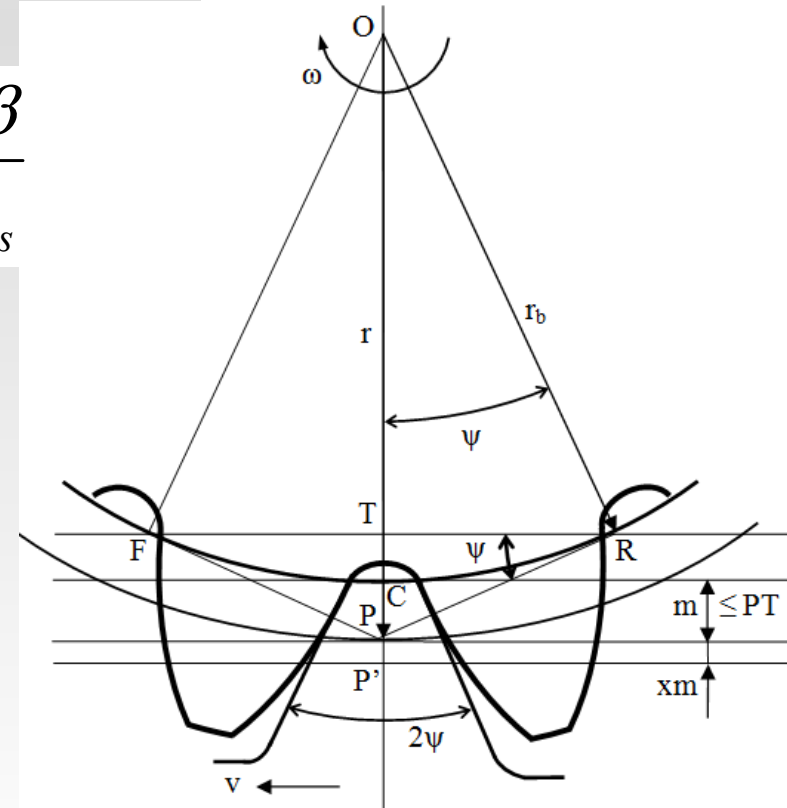
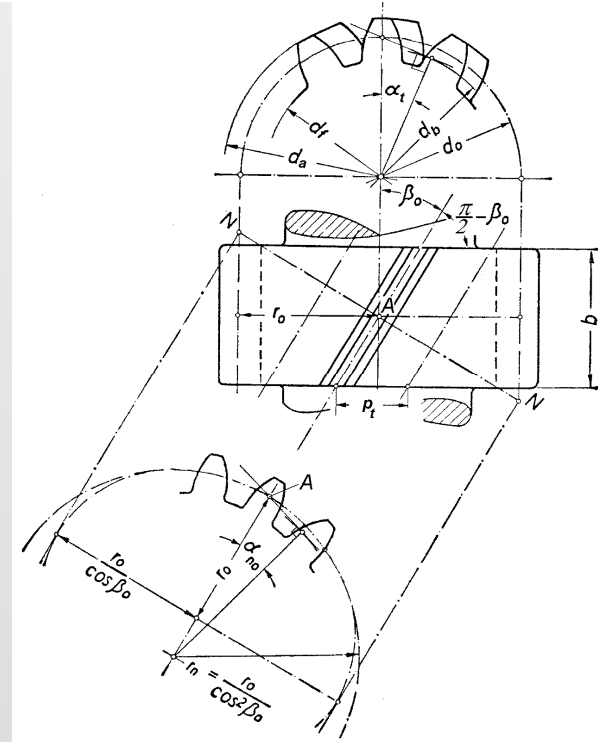
veya $z'_{sin} = (5 / 6) z_{sin}$

$$z_{sin} = \frac{2 \cos \beta}{\sin^2 \psi_s}$$

$$z'_{sin} = \frac{5}{6} z_{sin}$$

$$\psi_n = 20^\circ$$

$\beta =$	0°	10°	20°	30°	40°	45°
$z_{sin} =$	14	14	12	10	7	6



Helisel Dişli profil kaydırma

- Küçük diş sayılarında profil kaydırma yapılmalıdır. Alttan kesmenin önlenmesi için gerekli profil kaydırma $x = (z_{\sin} - z) / z_{\sin}$ $x = 1 - (z / z_{\sin})$
- Profil Kaydırma = $x m_n$ (alın kesitte $x_s m_s = x m_n$)
- Helisel alın dişlilerde de profil kaydırma sadece alttan kesilmeyi önlemek için kullanılmaz. Bunun yanında pozitif profil kaydırma ile daha uygun diş formuna ve yüksek diş dibi mukavemetine ulaşmak ve V-dişlilerin eş çalışması ile verilen bir eksen mesafesini tutturmak mümkündür.

Helisel Dişli

Düz dişliler için çıkartılan ifadeler alın kesitte helisel dişliler için de geçerlidir.

ψ_s (ψ yerine),

(s ve s') s_s ve s'_s

,.... ve

$t_s, t_{sb} = t_{se}$ (t, t_g ve t_e yerine)

konulmalıdır.

Helisel Dişli

Taksimat çapındaki diş kalınlığı : $s' = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \psi_n \right)$

Herhangi bir r_y yarıçapındaki diş kalınlığı:

$$s_y = 2r_y \left(\frac{1}{Z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \psi_n \right) - (ev\psi_{sy} - ev\psi_s) \right)$$

ψ_{sy} şu ifadeden elde edilir:

$$r_b = r \cos \psi_s$$

$$\cos \psi_{sy} = \frac{r}{r_y} \cos \psi_s$$

Herhangi bir çaptaki taksimat :

$$t_{sy} = t_s \frac{r_y}{r} = t_s \frac{\cos \psi_s}{\cos \psi_{sy}}$$

Temel dairesi üzerindeki kalınlık : $t_{sb} = t_s \cos \psi_s$

Helisel V çarkların eş çalışması

Diş sayıları ve profil kaydırma faktörleri verilmişse :

$$ev\psi_{sv} = 2 \frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2} \tan \psi_n + ev\psi_s$$

$$a = (r_1 + r_2) \frac{\cos \psi_s}{\cos \psi_{sv}} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \psi_{sv}} \frac{\cos \psi_s}{\cos \beta} = \frac{a^*}{\cos \psi_{sv}} c^*$$

$$c^* = \frac{\cos \psi_s}{\cos \beta}$$

$$a^* = (r_1 + r_2) = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2}$$

$$x_1 + x_2 = \frac{(Z_1 + Z_2)(ev\psi_{sv} - ev\psi_s)}{2 \tan \psi_n}$$

Diş sayıları ve eksenler arası mesafe verilmişse

$$\cos \psi_{sv} = \cos \alpha_{sv} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2a} \frac{\cos \psi_s}{\cos \beta} = \frac{a^*}{a} c^*$$

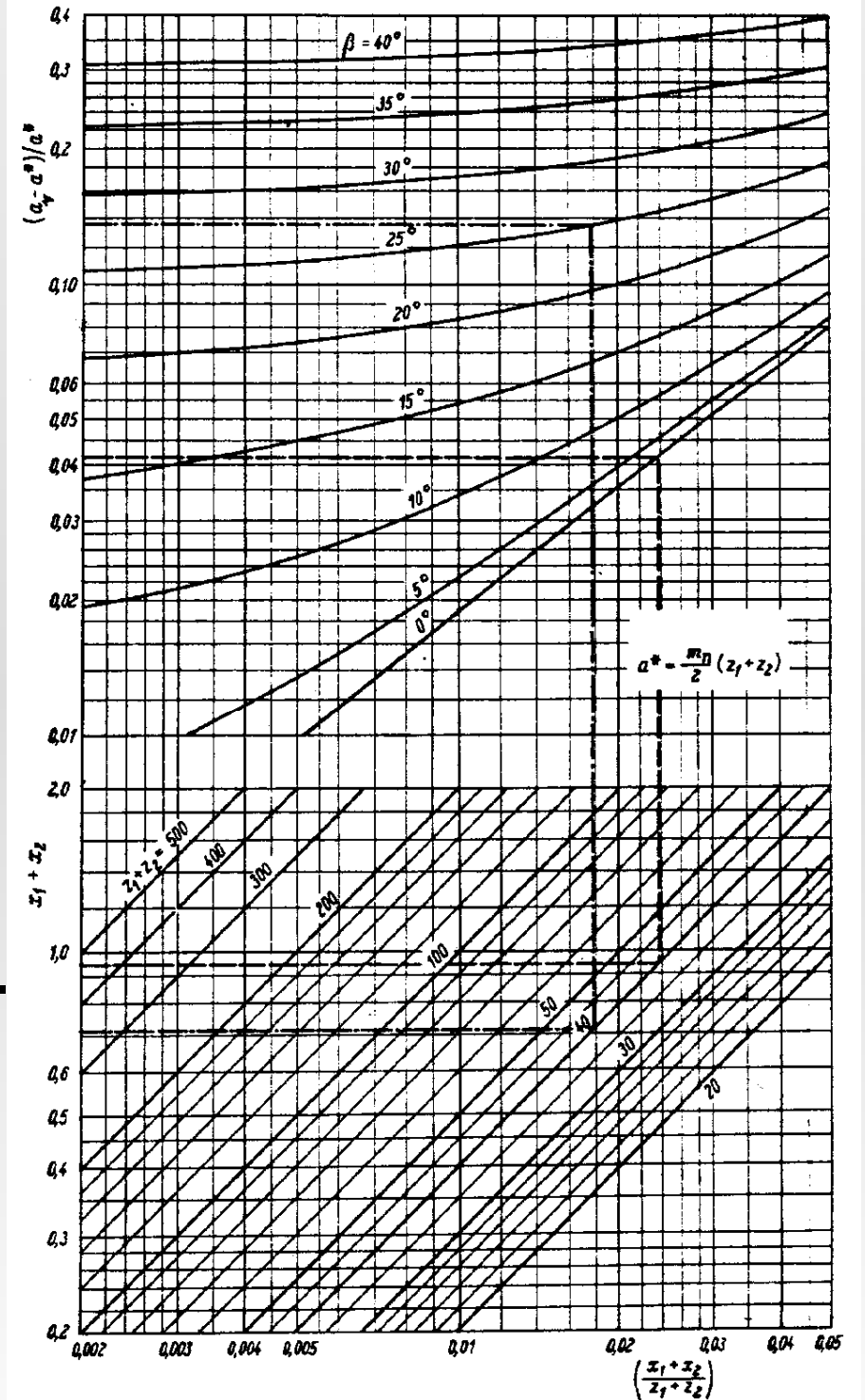
Helisel Dişli

Yaklaşık ve Kontrol Hesapları için Diyagram

Diş sayısı z yerine virtüel
diş sayısı z_v alınmalıdır .

$x_1 + x_2 \approx 1$ (0,7-1,3) tavsiye edilir.

$$Z_1 + Z_2 \approx \cos \beta (Z_1 + Z_2)_{\beta = 0^\circ}$$



Helisel Dişli

Diş Sayıları Toplamına göre Modül ve Eksen Mesafesi

Modül	Eksen Mesafesi, a (mm)					
(mm)	80	100	125	160	200	250
2	78	98	123	158	198	248
2,5	62	78	98	126	158	198
3	52	65	82	105	131	165
4	38	48	61	78	98	123
5	30	38	48	62	78	98
6		32	40	52	65	82
8			30	38	48	61
10				30	38	48

Diş Sayıları
Toplamı

Helisel Dişli boyutları

Dişdibi yarıçapı :

$$r_{d1} = r_1 - (m_n + s_k) + m_n x_1$$

$$r_{d2} = r_2 - (m_n + s_k) + m_n x_2$$

Dişbaşı yarıçapı :

$$r_{t1} = a - r_2 + m_n (1 - x_2)$$

$$r_{t2} = a - r_1 + m_n (1 - x_1)$$

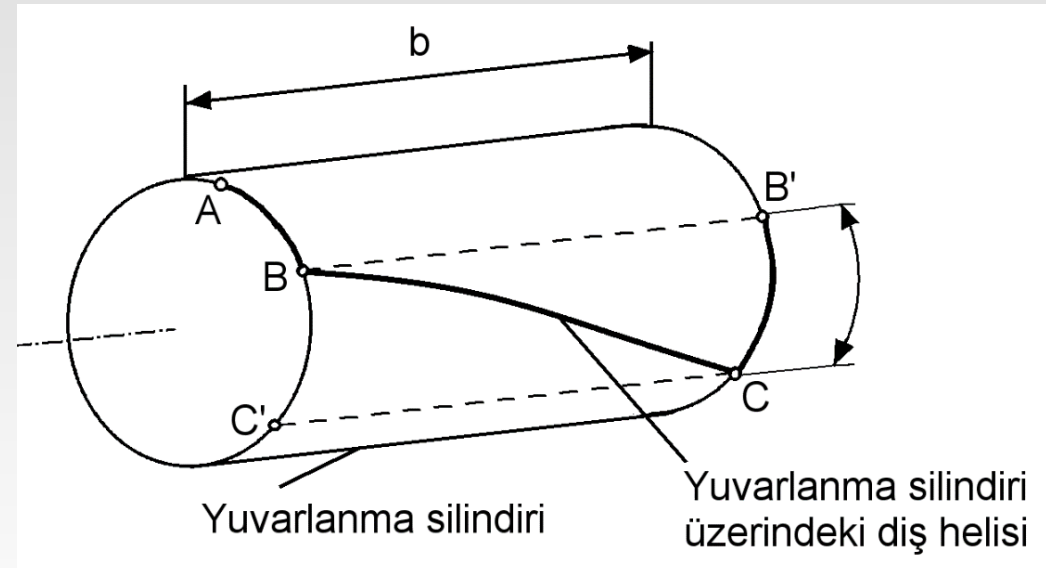
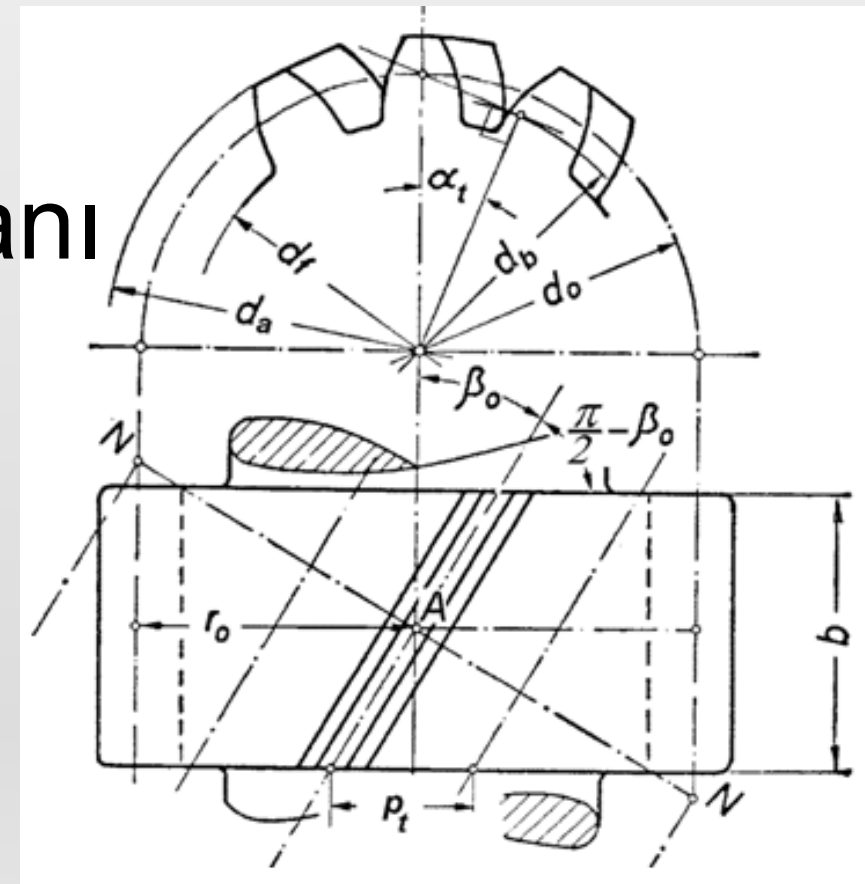
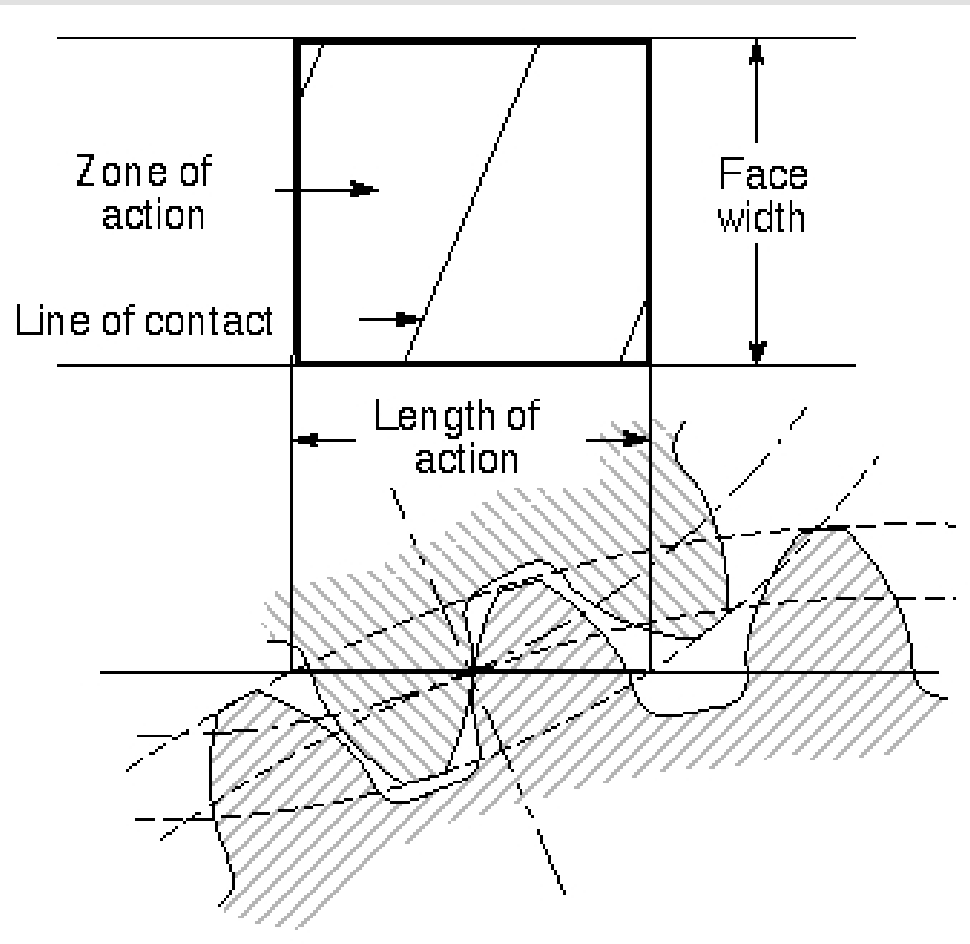
Temel dairesi yarıçapı

$$r_{b1} = \frac{m_n}{2} z_1 c^*$$

$$r_{b2} = \frac{m_n}{2} z_2 c^*$$

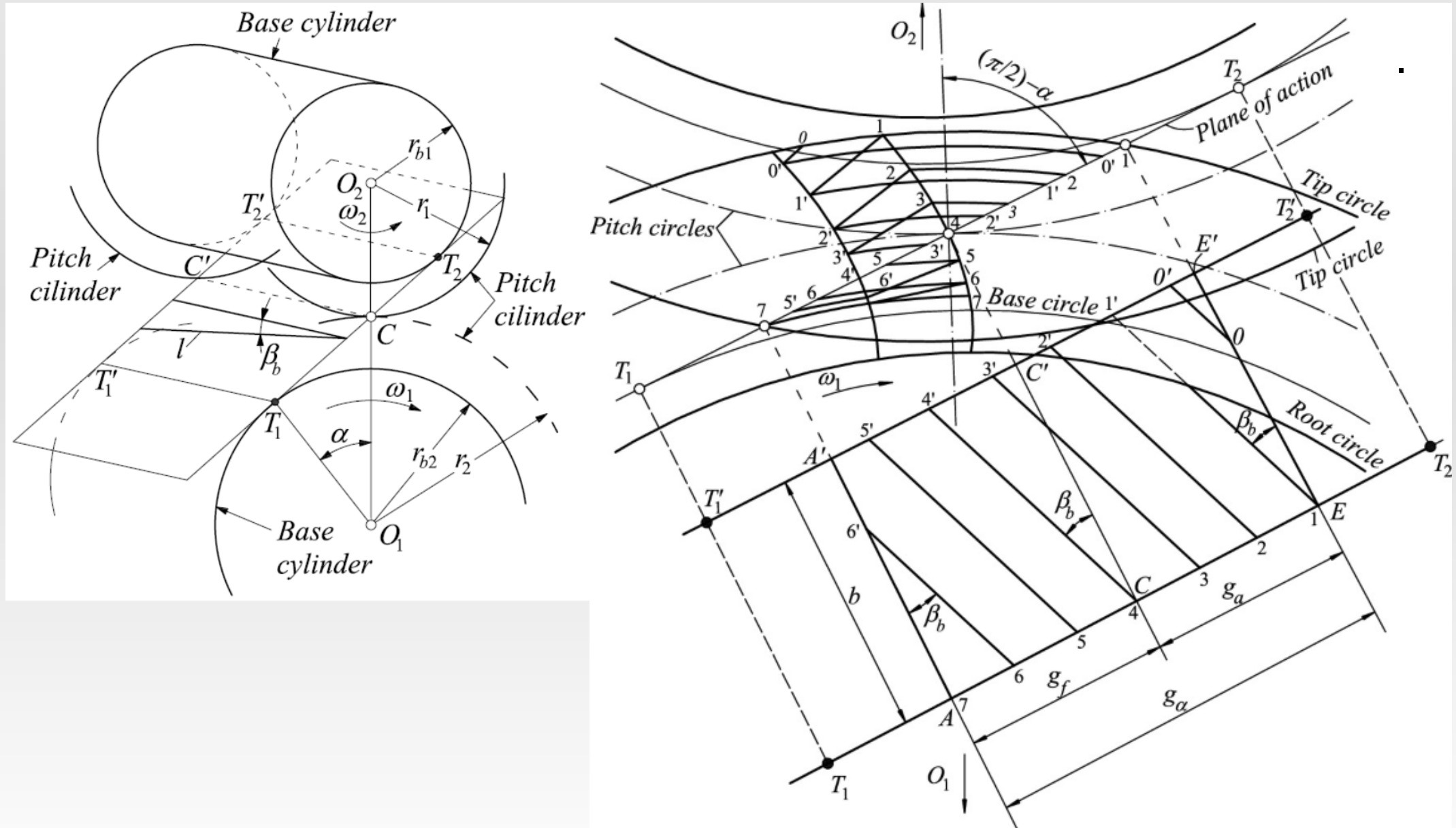
$$c^* = \frac{\cos \psi_s}{\cos \beta}$$

Helisel Dişli kavrama oranı



Helisel dişli çiftinde kavrama

Helical gear pair, plane of action



$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos \psi} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos \psi} \right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \psi \right]$$

Helisel Dişli kavrama oranı

Helisel alın dişli mekanizmalarında kavrama oranı alın kesitteki profil kavrama oranı (ε) ve bindirme kavrama oranı (ε_{sp}) olarak ikiye ayrılır. $\varepsilon_{top} = \varepsilon + \varepsilon_{sp}$

$$\varepsilon = \frac{g}{t_{se}} = \frac{g}{t_{sb}} = \frac{\overline{T_1 E}}{t_{sb}} + \frac{\overline{T_2 A}}{t_{sb}} - \frac{\overline{T_1 T_2}}{t_{sb}} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a$$

Düz dişlilerdeki hesap tarzı ile

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{2r_{t1}}{m_n c^*} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{2r_{t2}}{m_n c^*} \right)^2 - z_2^2} - \sqrt{\left(\frac{2a}{m_n c^*} \right)^2 - (z_1 + z_2)^2} \right)$$

$$c^* = \frac{\cos \psi_s}{\cos \beta}$$

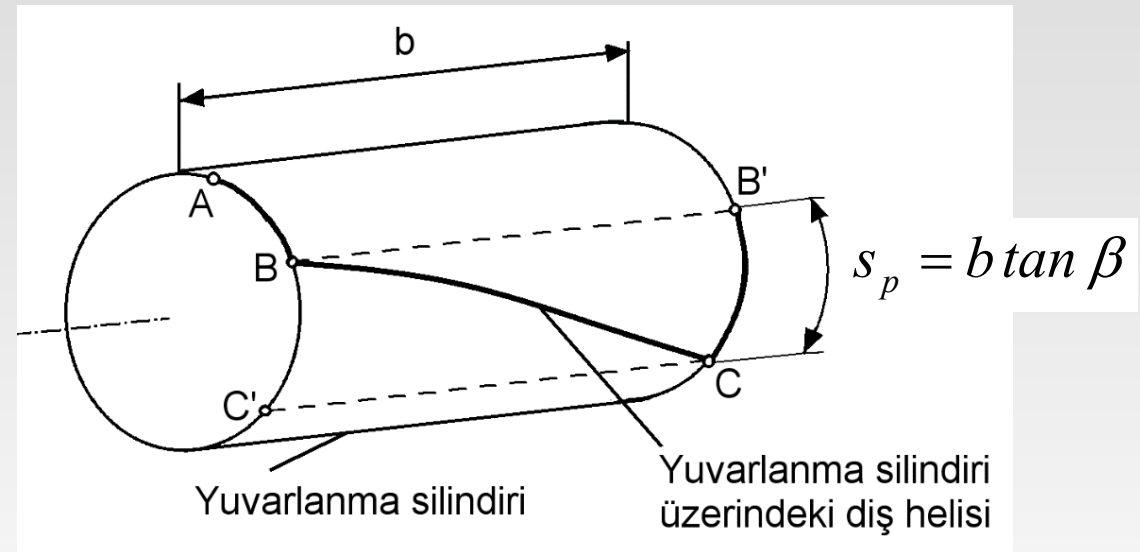
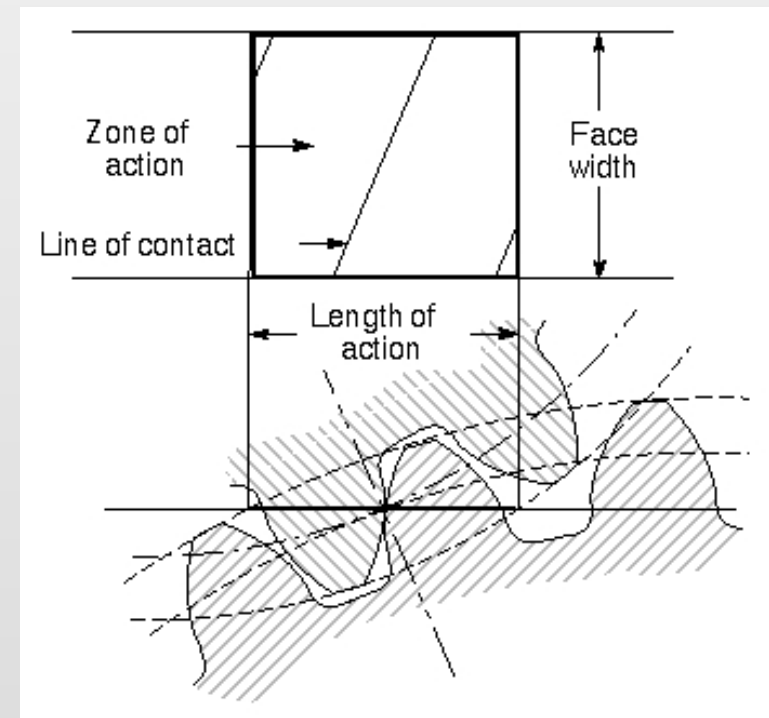
Helisel Dişli kavrama oranı

Bindirme kavrama oranı ϵ_{sp} ,
diş genişliğinin, aksenel taksimata
oranı veya bindirmenin alın
taksimatı t_s 'ye oranı olarak tanımlanır.

Bindirme s_p , şekilden,

$$s_p = b \tan \beta$$

$$\epsilon_{sp} = \frac{s_p}{t_s} = \frac{b \tan \beta}{t_n / \cos \beta} = \frac{b \sin \beta}{m_n \pi}$$



$$z_n = \frac{2\pi r}{\cos^2 \beta m_n \pi} = \frac{r}{\frac{m_s}{2} \cos^3 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{q_{k1}}{z_1^2}} \sqrt[3]{\frac{2M_{d1}}{\frac{b}{d_1} \sigma_{e\check{g}em1}}}$$

Helisel Dişli Dişdibi Mukavemeti

$$M_{d1} = f_B \frac{P}{\omega_1}$$

$$\sigma_{eg} = \frac{F_t}{bm_n} q_k$$

$$z_v = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$$

$$\sigma_{eg1} = \frac{F_t}{b_1 m_n} q_{k1} \leq \sigma_{e\check{g}em1}$$

$$\sigma_{eg2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} q_{k2} \leq \sigma_{e\check{g}em2}$$

$$F_t = \frac{M_{d1}}{r_1} = \frac{2M_{d1}}{d_1}$$

$$d_1 = m_s z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{q_{k1} \cos^2 \beta}{z_1^2}} \sqrt[3]{\frac{2M_{d1}}{(b/d_1) \sigma_{e\check{g}em1}}}$$

Daha iyi kavrama oranları için, helisel dişlilerde $q_\varepsilon = 1/\varepsilon$ kavrama oranı faktörü gözönüne alınmalıdır.

$$\sigma_{egem} = \frac{F_t}{bm_n} q_k q_\varepsilon$$

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i}} \sqrt{\frac{\cos \psi_v}{\sin \psi_v \cos^2 \psi}}$$

$$m \geq \frac{1}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{0,7EM_{d1}}{(b/d_1)p_{em}^2} \frac{i+1}{i} y_c^2}$$

Helisel Dişli Yüzey Mukavemeti

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i}} y_c$$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

burada yuvarlanma noktası faktörü

$$m_n \geq \frac{\cos \beta}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{0,7EM_{d1}}{(b/d_1)p_{eml}^2} \frac{i+1}{i} y_c^2}$$

$$y_c = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \psi_s} \frac{\cos \psi_{sv}}{\sin \psi_{sv}}}$$

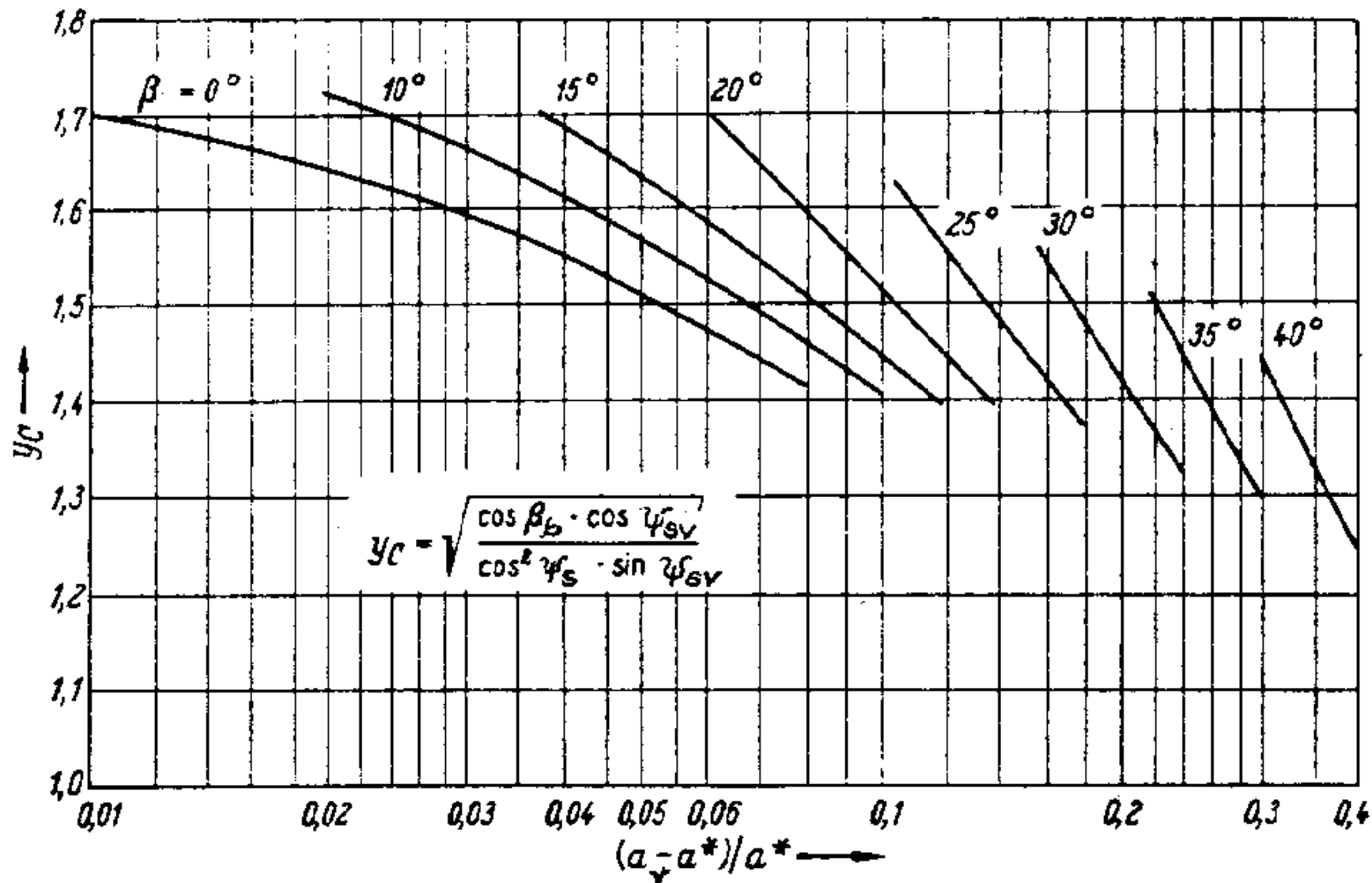
Helisel alın dişlilerde kuvvet dağılımı iki veya daha fazla diş çiftine ait olduğu için diş uzunluğu faktörü y_L hesaplara katılır

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i}} y_c y_L$$

$$y_L = \sqrt{1/\varepsilon}$$

Helisel Dişli diş uzunluğu faktörü

$$y_L = \sqrt{1/\varepsilon}$$



Helisel Alın Dişli Çarka Gelen Kuvvetler

Teğetsel kuvvet:

$$F_t = \frac{M_d}{r}$$

Eksenel kuvvet:

$$F_A = F_t \tan \beta$$

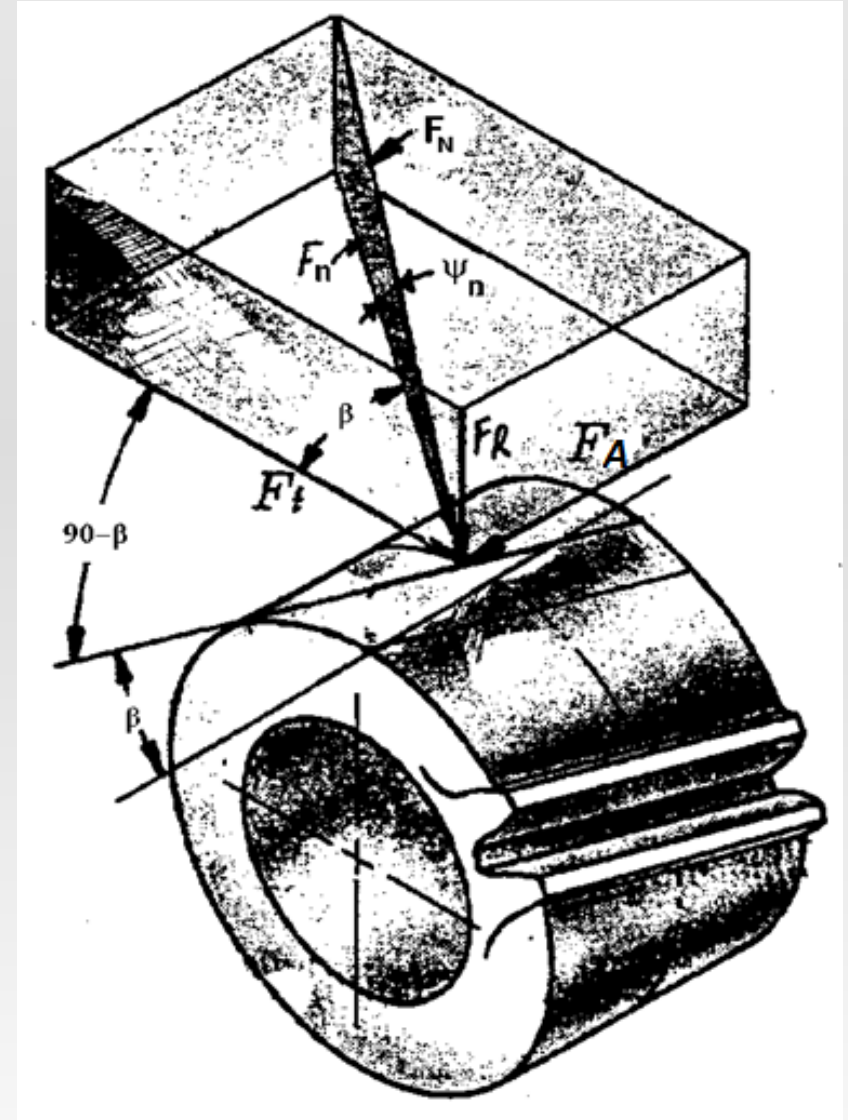
Normal kuvvet:

$$F_n = F_t / \cos \beta$$

Radyal kuvvet:

$$F_R = F_n \tan \psi_n$$

$$F_R = F_t \frac{\tan \psi_n}{\cos \beta}$$



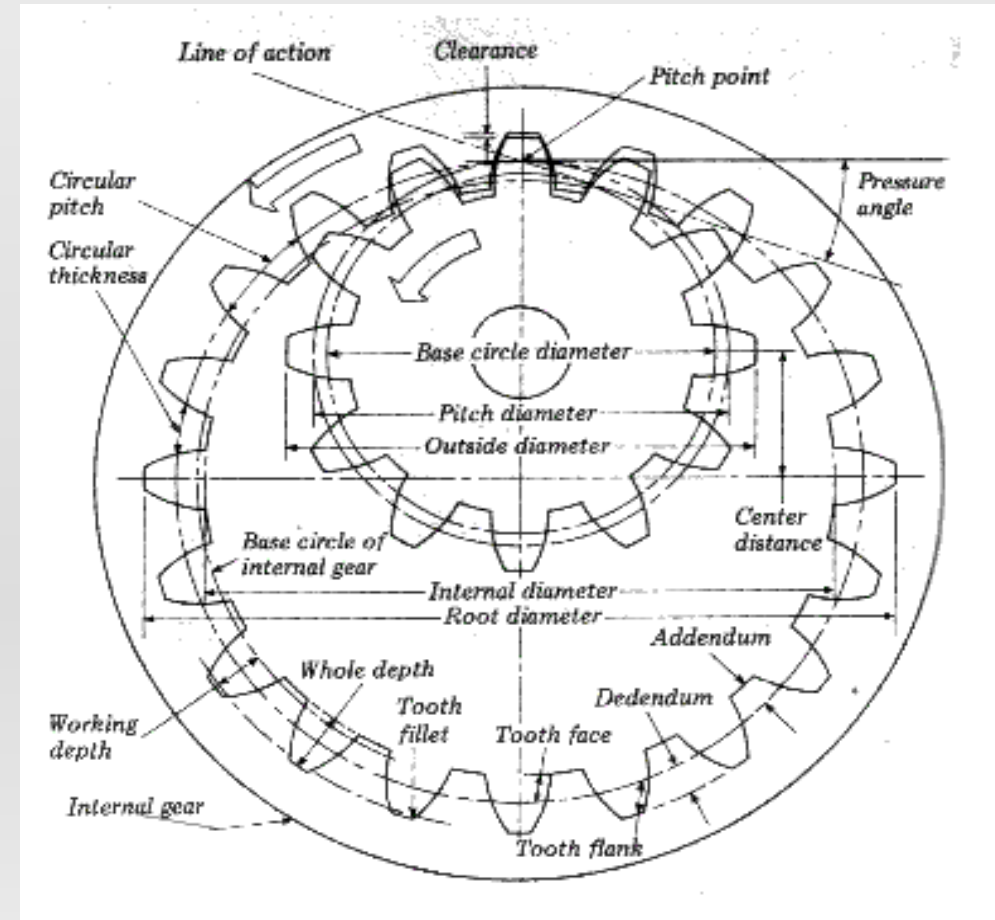
İç Helisel Alın Dişliler

z_1 ve z_2 verilmişse

$$a^* = \frac{m_n}{2} (z_2 - z_1)$$

$$c^* = \frac{\cos \Psi_s}{\cos \beta} \quad \cos \psi_{sv} = \frac{a^*}{a} c^*$$

$$a_v = r_{es2} - r_{es1}$$



$$x_2 - x_1 = \frac{(Z_2 - Z_1)(\text{ev}\psi_{sv} - \text{ev}\psi_s)}{2 \tan \psi_n},$$

İç Helisel Alın Dişliler

x_1 , x_2 , z_1 ve z_2 verilmişse

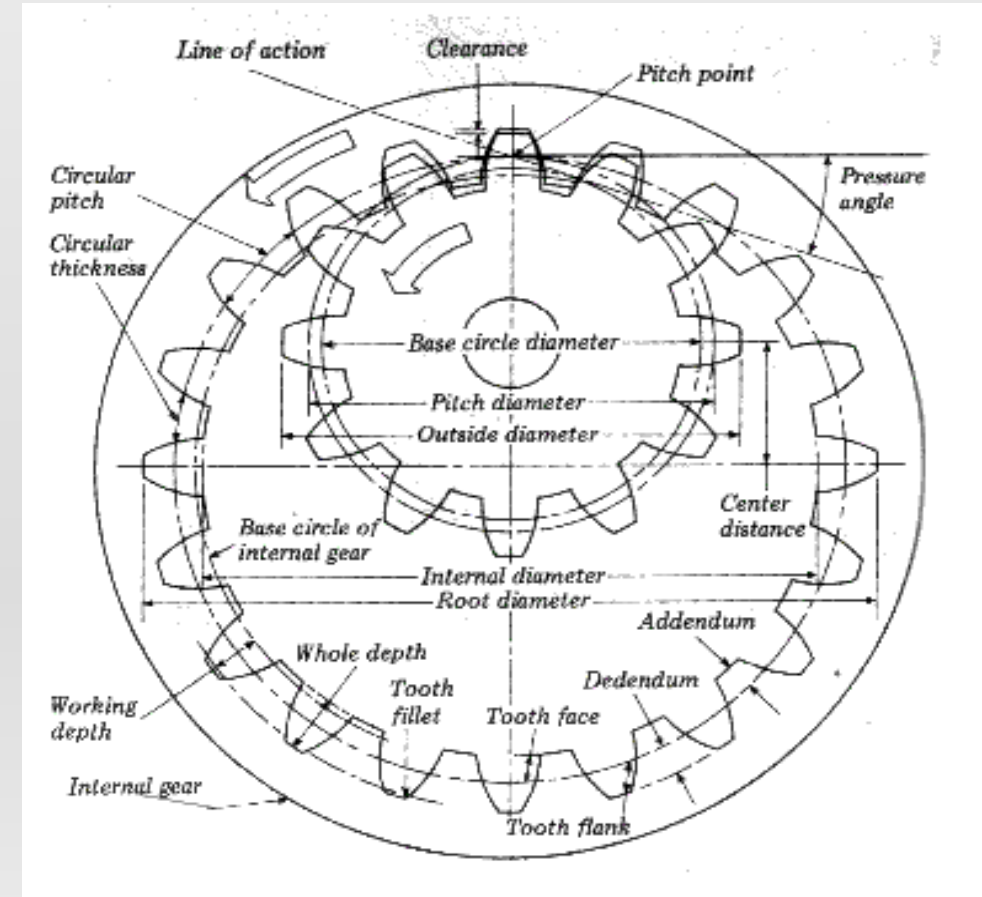
$$ev\psi_{sv} = 2 \frac{x_2 - x_1}{Z_2 - Z_1} \tan \psi_n + ev\psi_s$$

$$a = \frac{a^*}{\cos \psi_{sv}} c^*$$

$$m_n = \frac{\cos \beta}{z_1} \sqrt[3]{\frac{0,7EM_{d1}}{(b/d_1)p_{em}^2} \frac{i-1}{i} y_c^2}$$

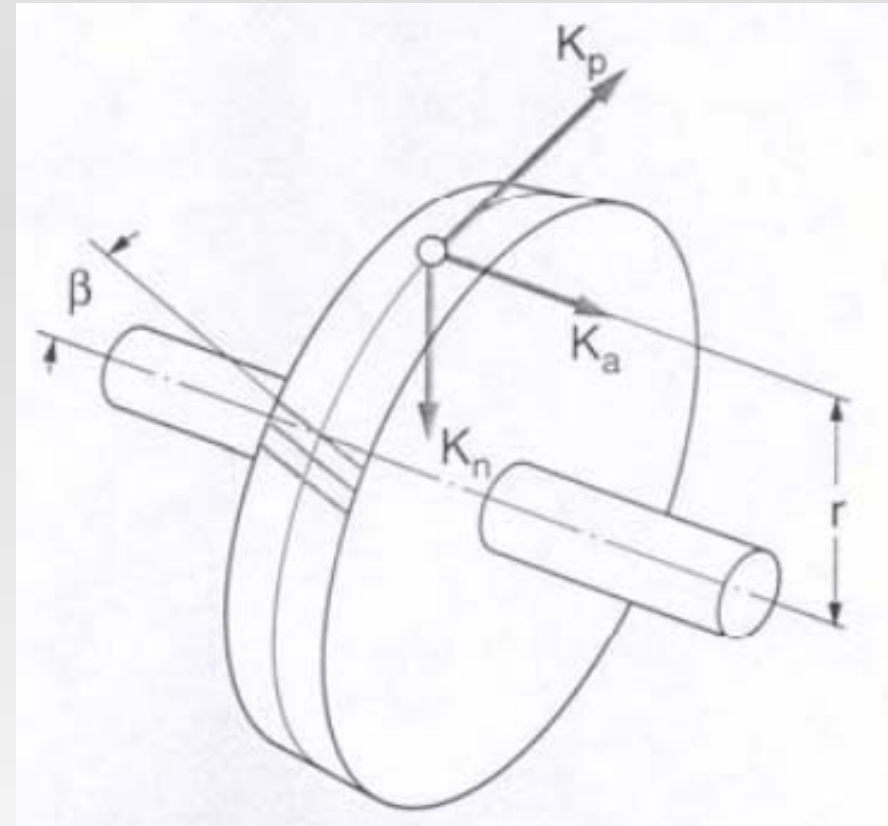
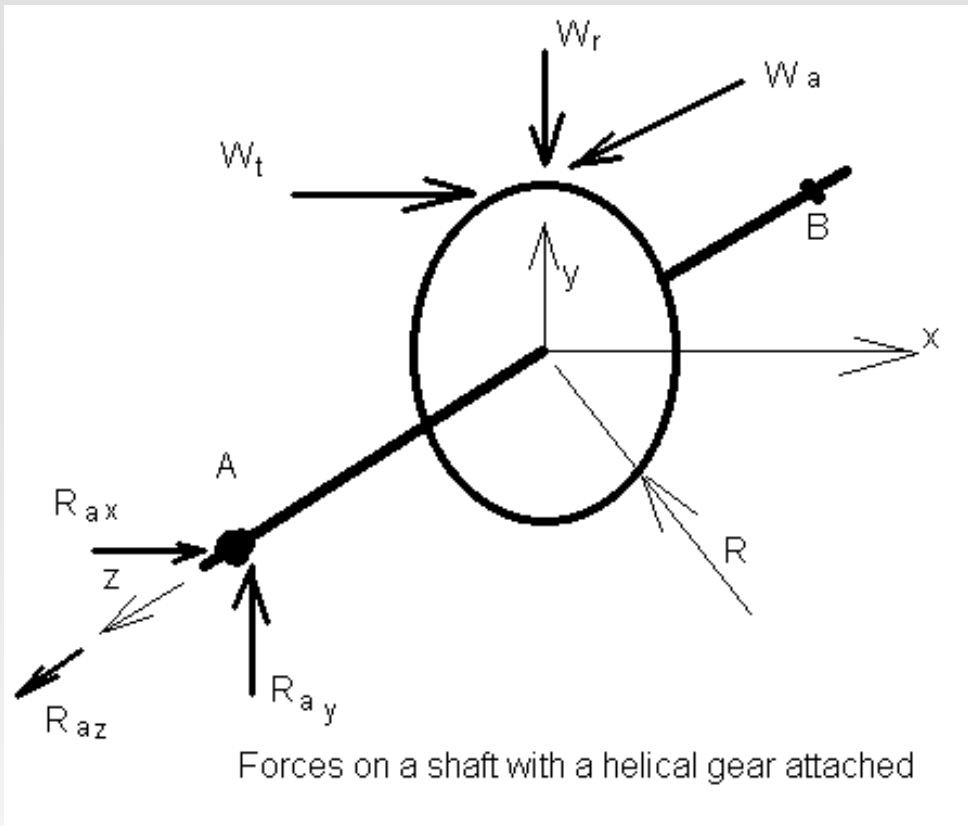
$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i-1}{i} y_c}$$

$$y_c = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \psi_s \cos \psi_s}}$$



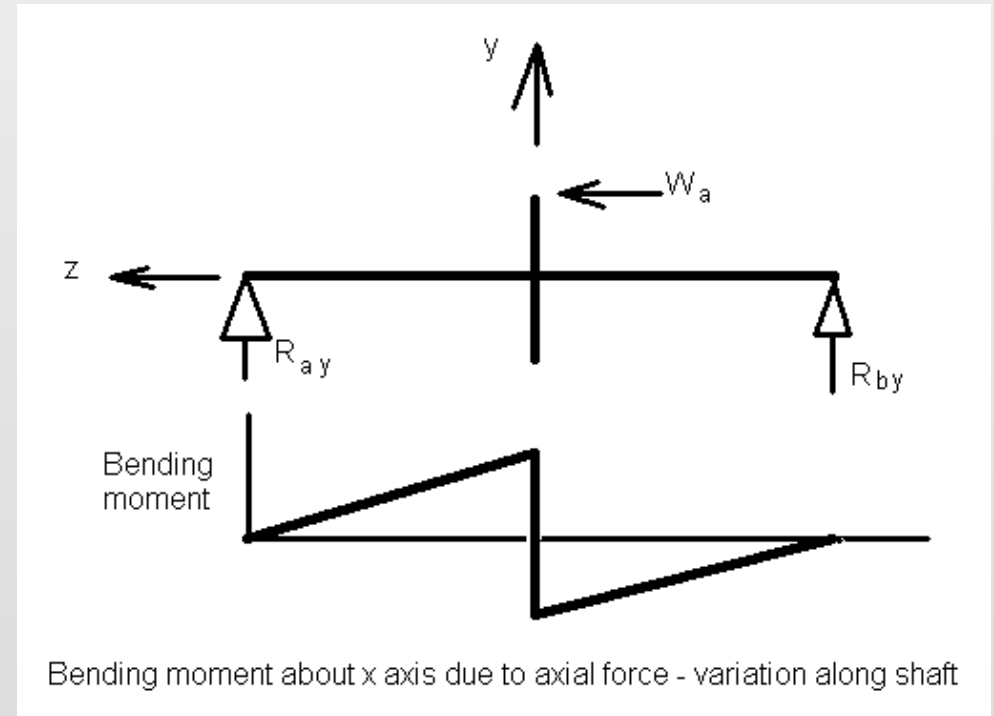
Helisel Dişli çark miline gelen kuvvetler

Yatak Kuvvetleri , Eğilme Momentleri

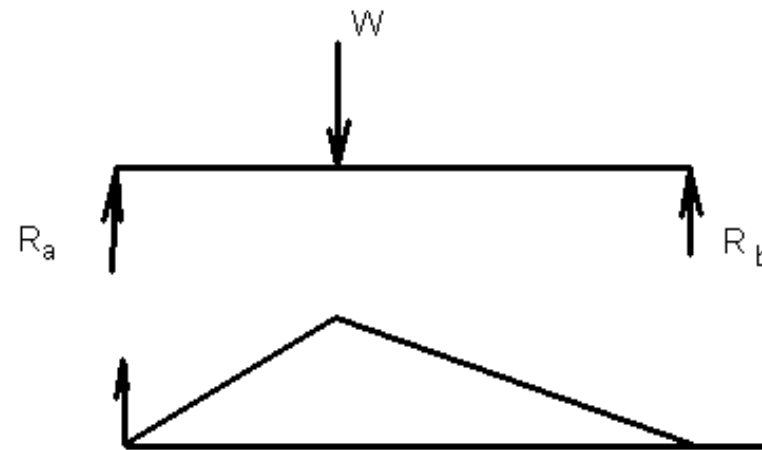


Helisel dişli çark miline gelen kuvvetler

Kesme kuvvet sebebiyle
eğilme moment diyagramı



Radyal kuvvetler
sebebiyle eğilme
moment diyagramı



General shape of bending moment diagrams due to transmitted and radial forces

Helisel dişli
çarklar

iki kademeli

helisel

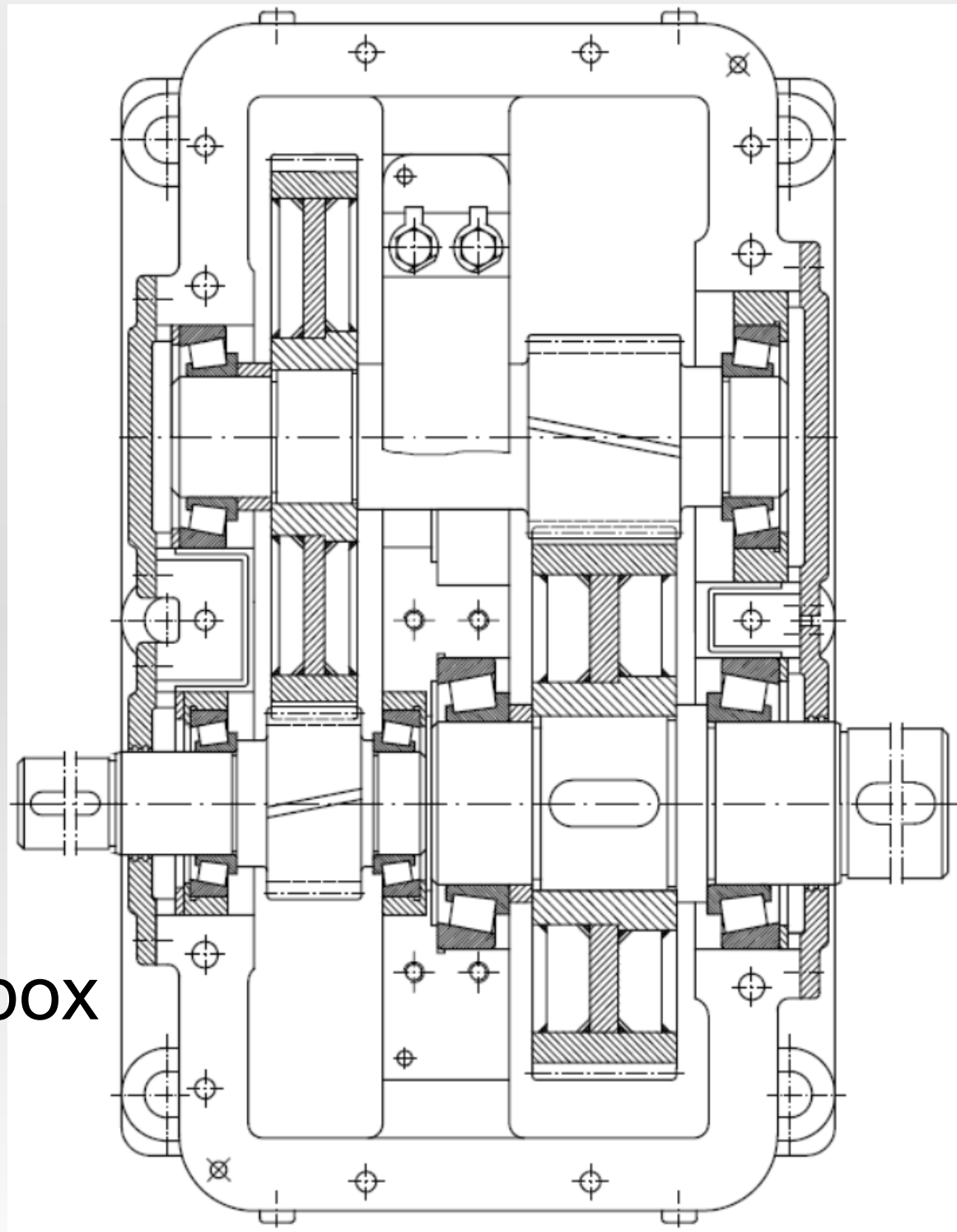
dişli kutusu

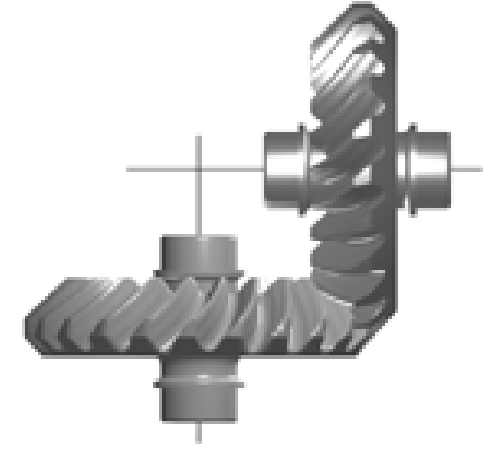
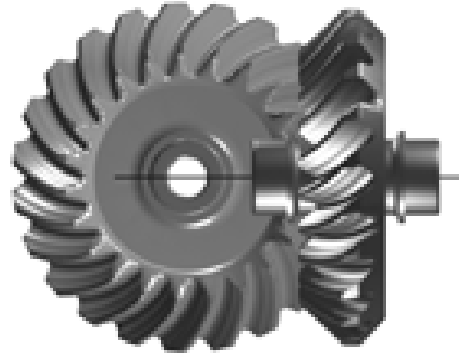
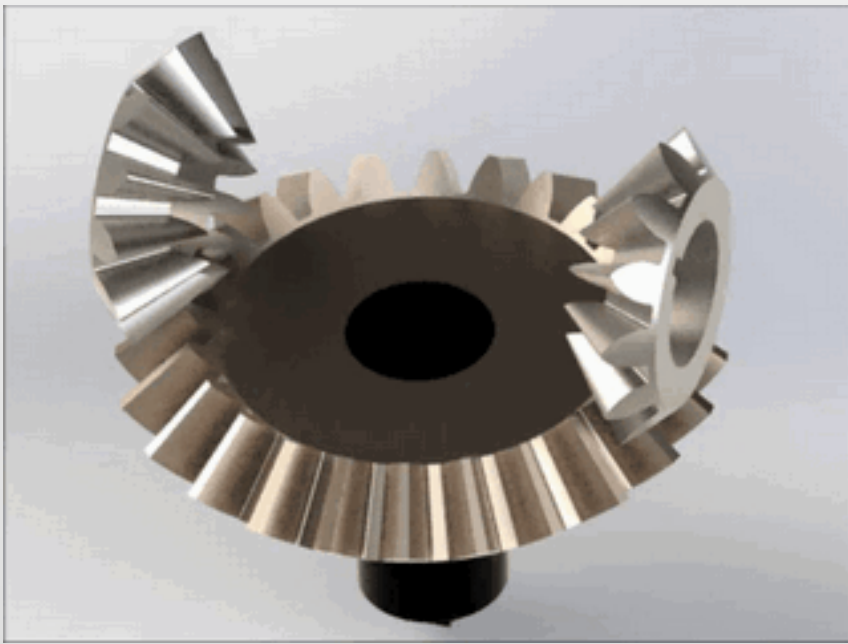
(redüktör)

two step

helical gear box

reducer





Bölüm 4 (section 4) Konik Dişli Çark Mekanizmaları (Bevel Gears , Worm Gears)

Prof. Dr. Hikmet Kocabaş

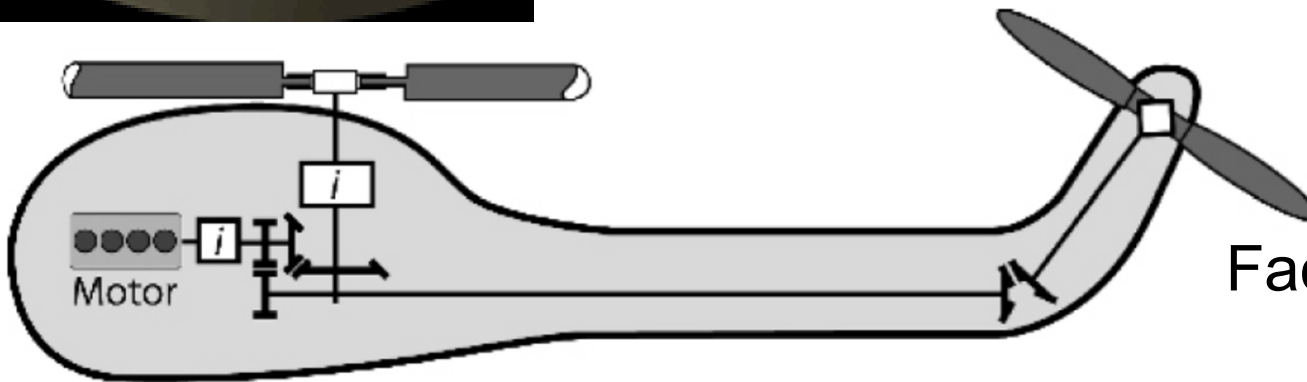
İstanbul Teknik Üniversitesi (İ.T.Ü.)

Makina Fakültesi

Istanbul Technical Univ.

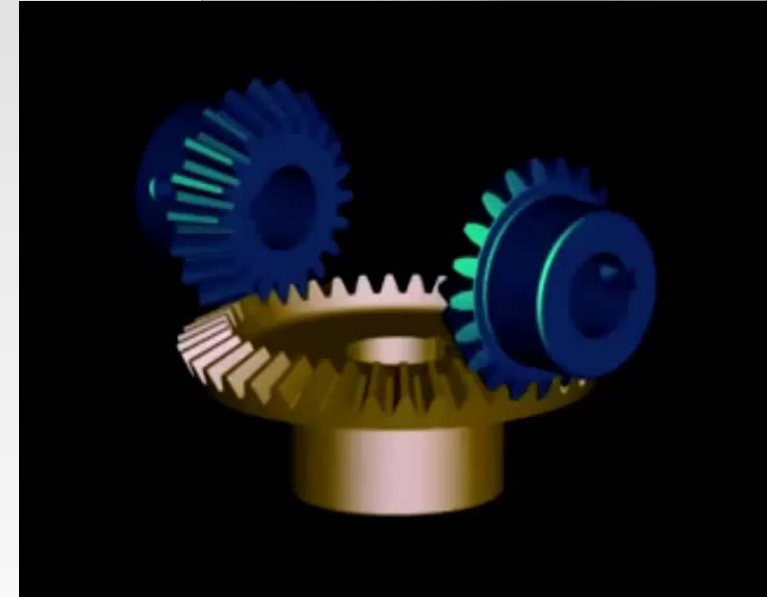
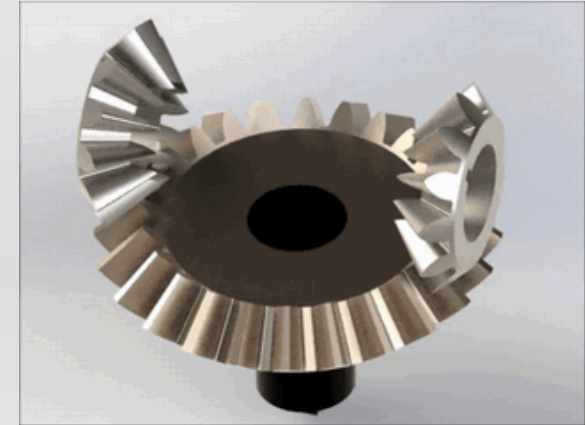
ITU

Faculty of Mechanical Engg.



Bölüm 4 Konik dişli çarklar

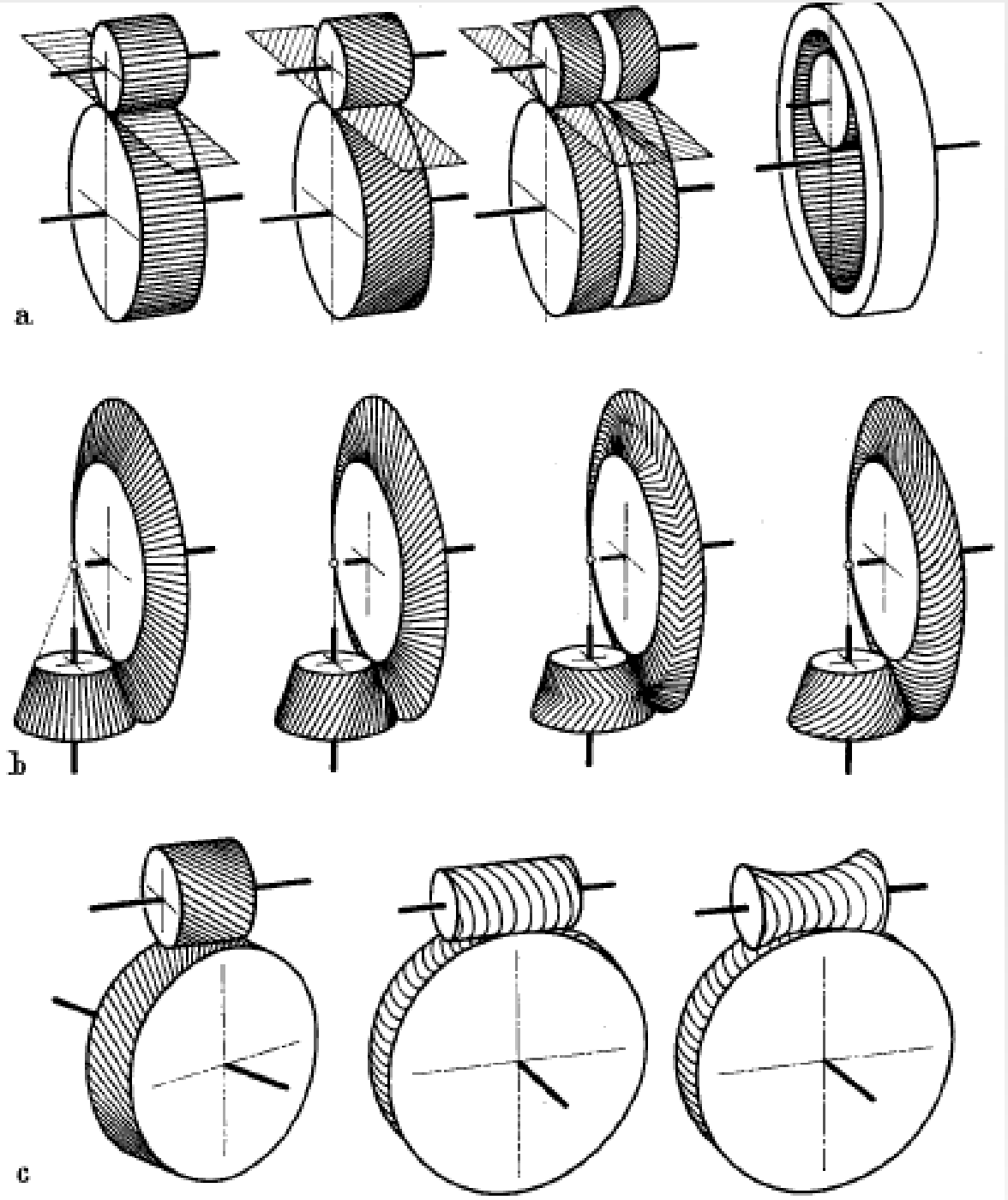
1. Düz Dişli Çark Kinematiği, Profil Kaydırma
2. Dişli Çark Mukavemet Kontrolü
3. Helisel Dişli Çark Mekanizmaları
- 4. Konik Dişli Çark Mekanizmaları**
5. Spiral Dişli Çark Mekanizmaları
6. Sonsuz Vida Mekanizmaları
7. Düz-, V-, Dişli-Kayış-Kasnak
8. Zincir-Dişli Mekanizmaları



Dişli Çark mekanizmaları

dişlerin birbirini kavraması sayesinde, dönme hareketini ve döndürme momentini şekil bağı ile mecburi hareketli olarak ileten elemanlardır.

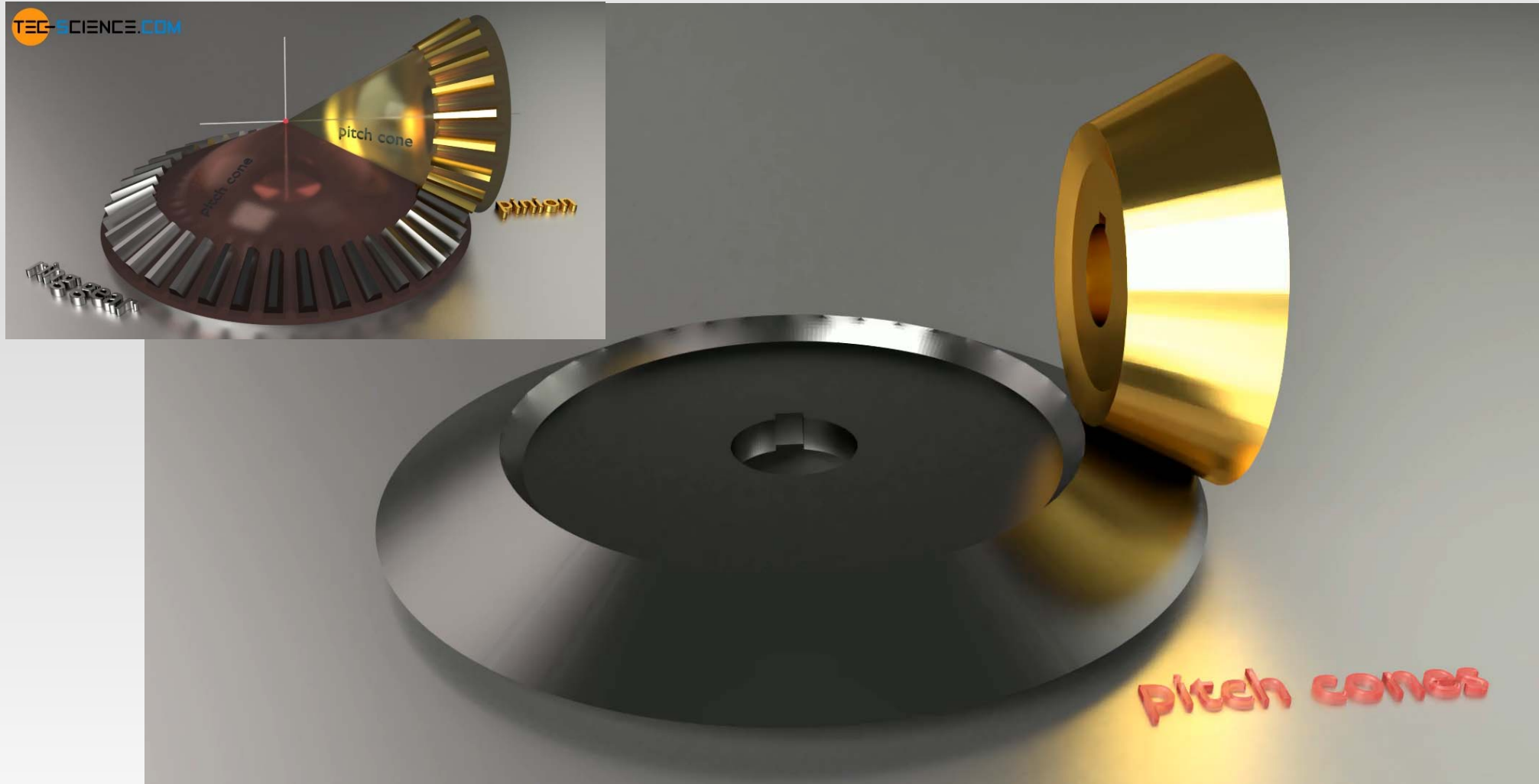
Paralel, kesişen veya aykırı eksenlerde farklı dişli çark mekanizmaları kullanılır.



Konik Dişli Çark taksimat konileri

Bevel gear pitch cones

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-pitch-cones.mp4>

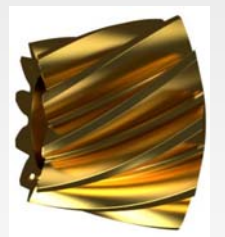
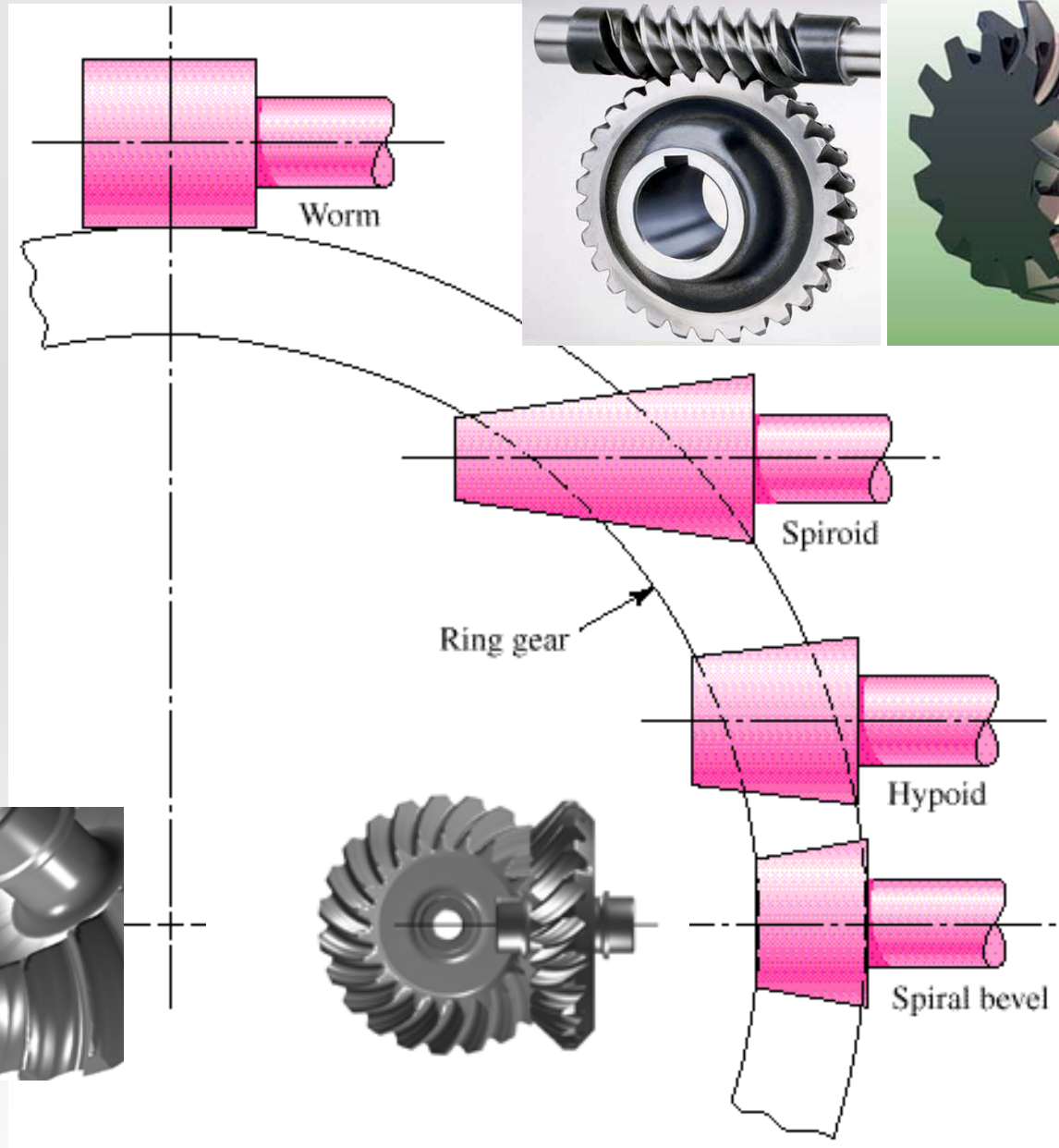
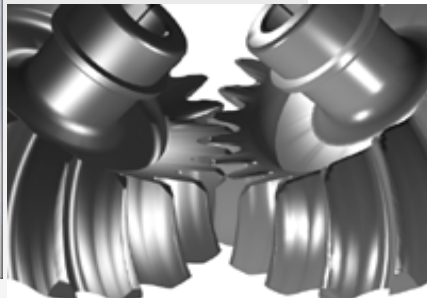
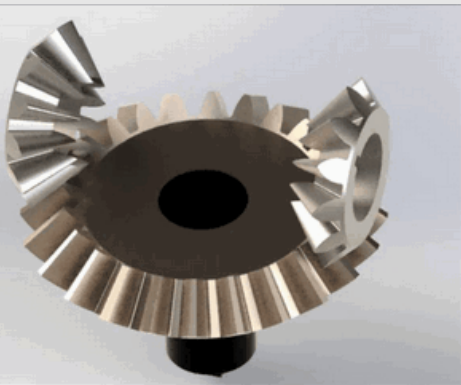


Konik Dişli Çark Mekanizmaları

Helical Gears



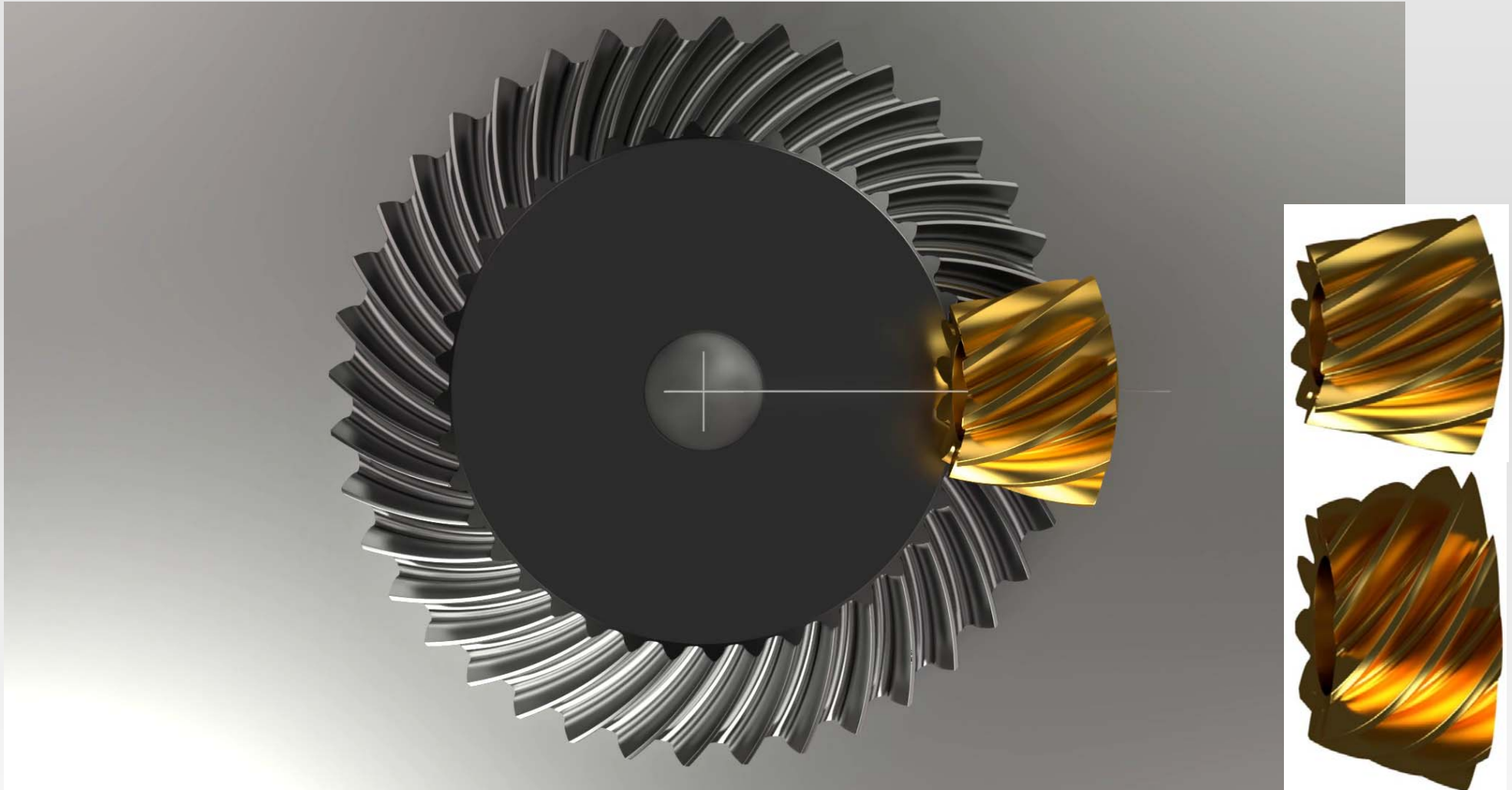
Bevel Gears



Spiral ve Hipoid konik dişli eksen kaydırma

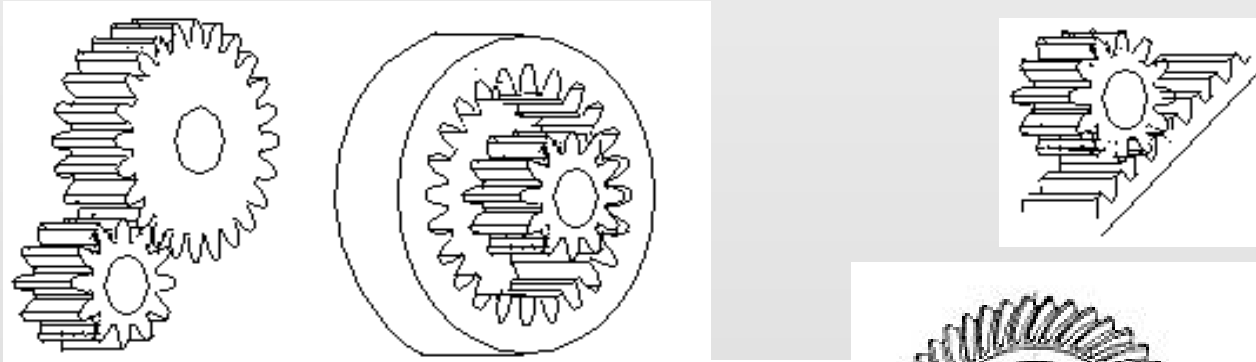
Spiral and Hypoid bevel gear axis shifting

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-hypoid-gear-axis-shifting.mp4>

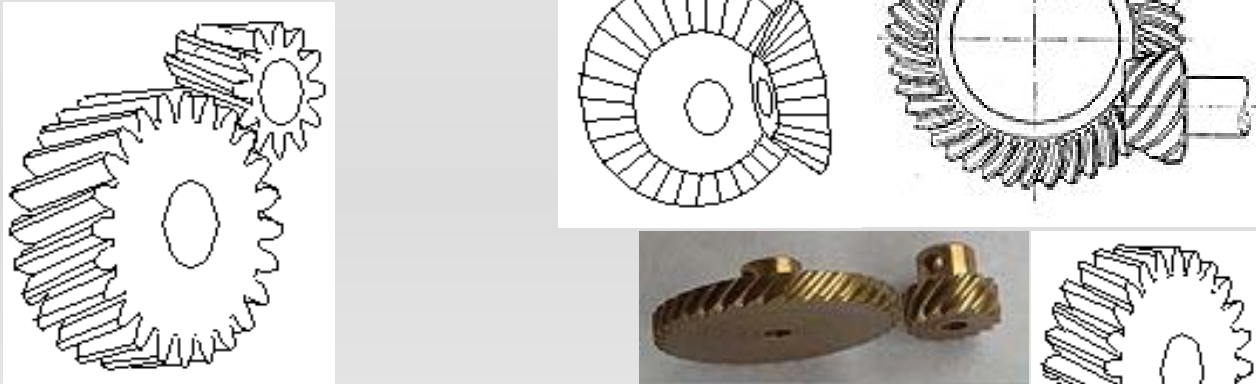


Dişli Çark Mekanizmaları

- Düz dişliler :
iç ve dış dişli
(Spur gears
external contact
Internal contact)



- Parallel helical gears



- *Herringbone*
gears (or
double-helical
gears)



- Çubuk dişli ve
pinyon (Rack
and pinion)

- Düz konik dişli
(Straight Bevel
gears)

- (Spiral bevel
gears)

- Spiral dişliler
(Crossed
helical gears)

- Hypoid gears

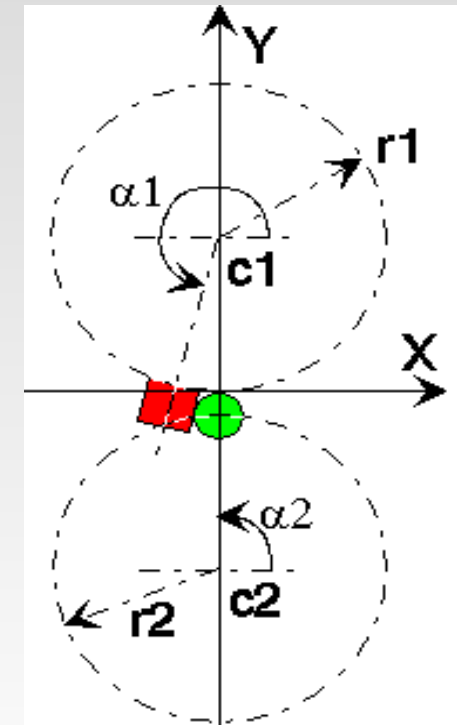
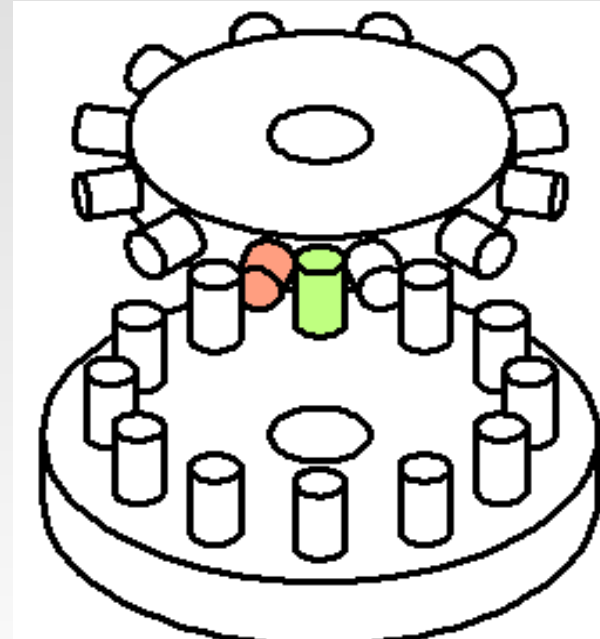
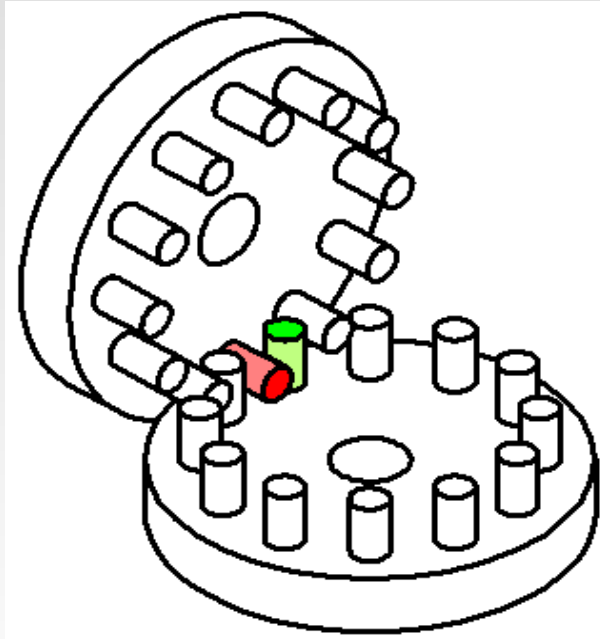
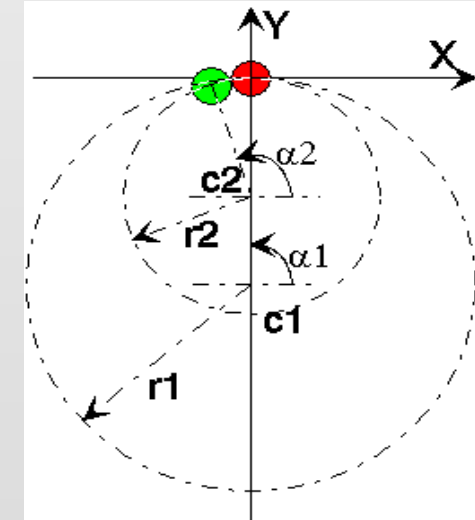
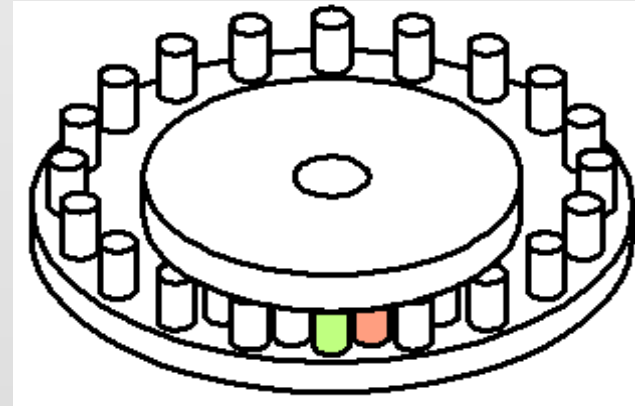
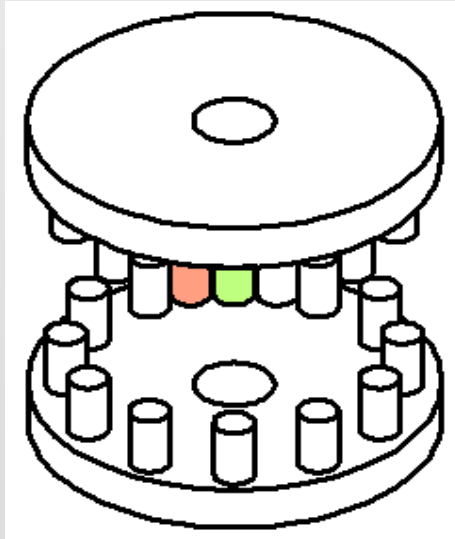
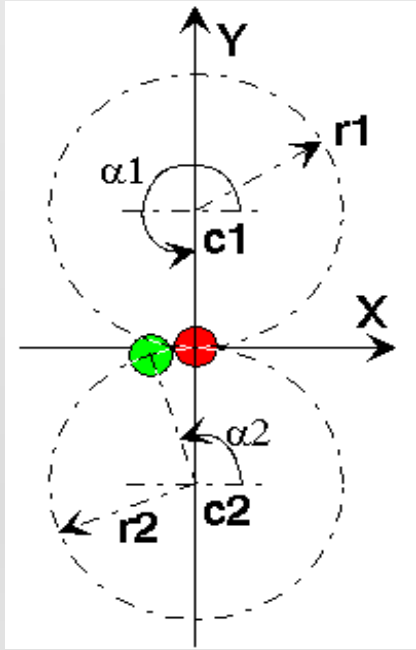
- Sonsuz vida ve
dişli çark (worm
and worm
gear)



- Düz
- İç planet
- Konik

Ağaç dişliler

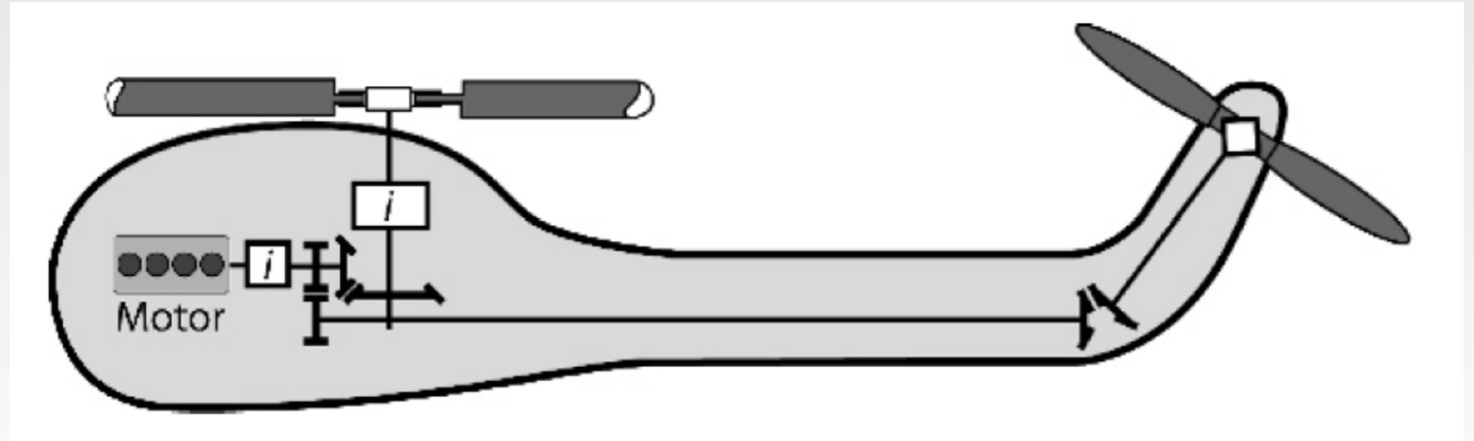
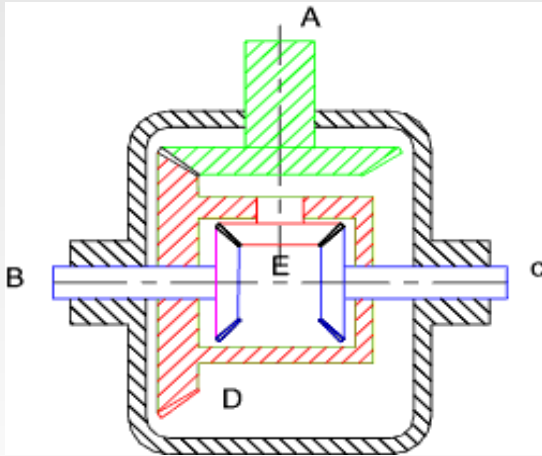
Dimensioning Wooden Gears - continued



Konik Dişli Çark Mekanizmaları

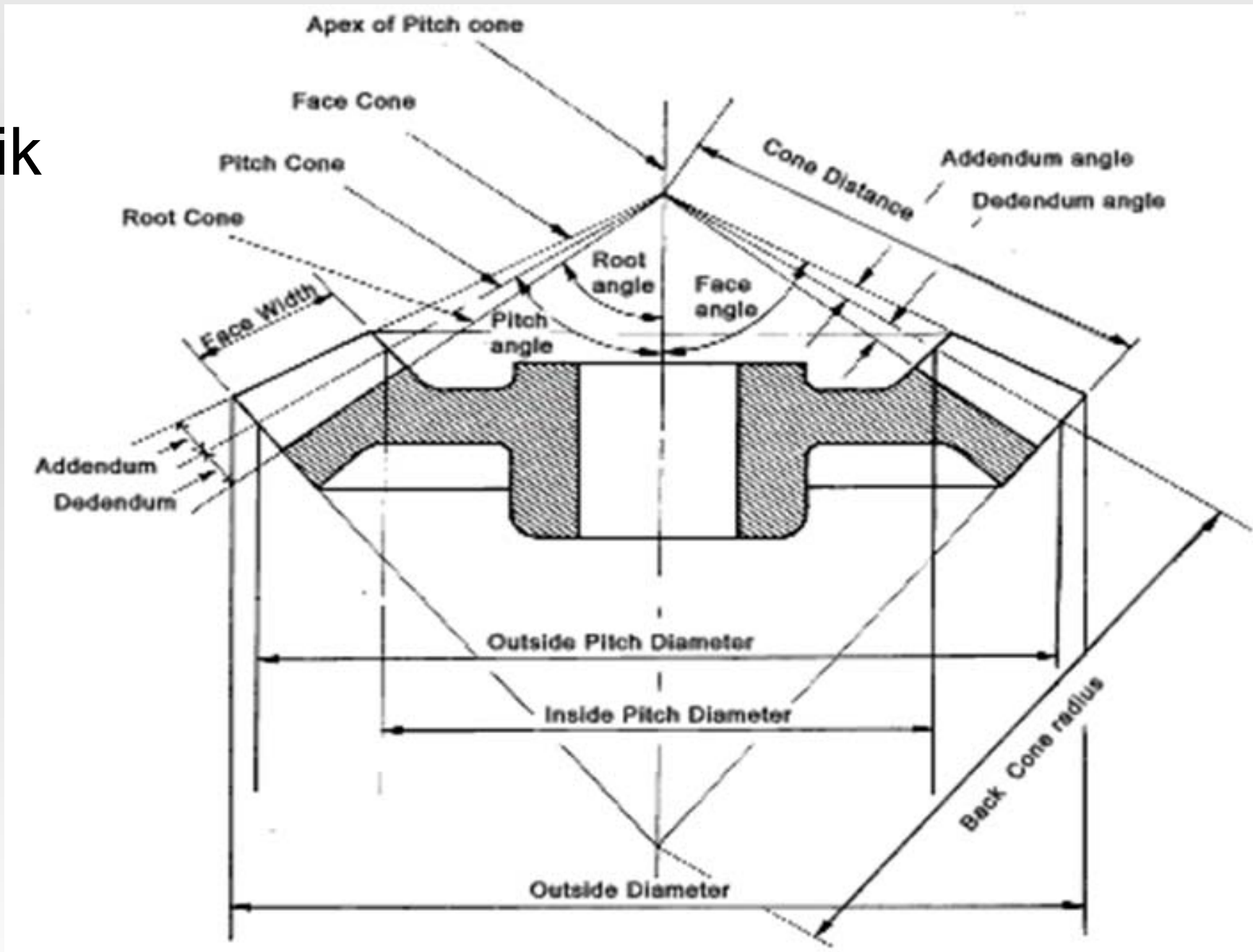
Hareketi, eksenini döndüren milin eksenini ile kesişen başka bir mile aktarmak ve gerektiğinde hız dönüşümü de sağlamak amacıyla kullanılan mekanizmalar, konik dişli çark mekanizmalarıdır.

Bu mekanizmalar da alın dişli çark mekanizmaları gibi **yuvarlanma mekanizmaları** grubuna girer.



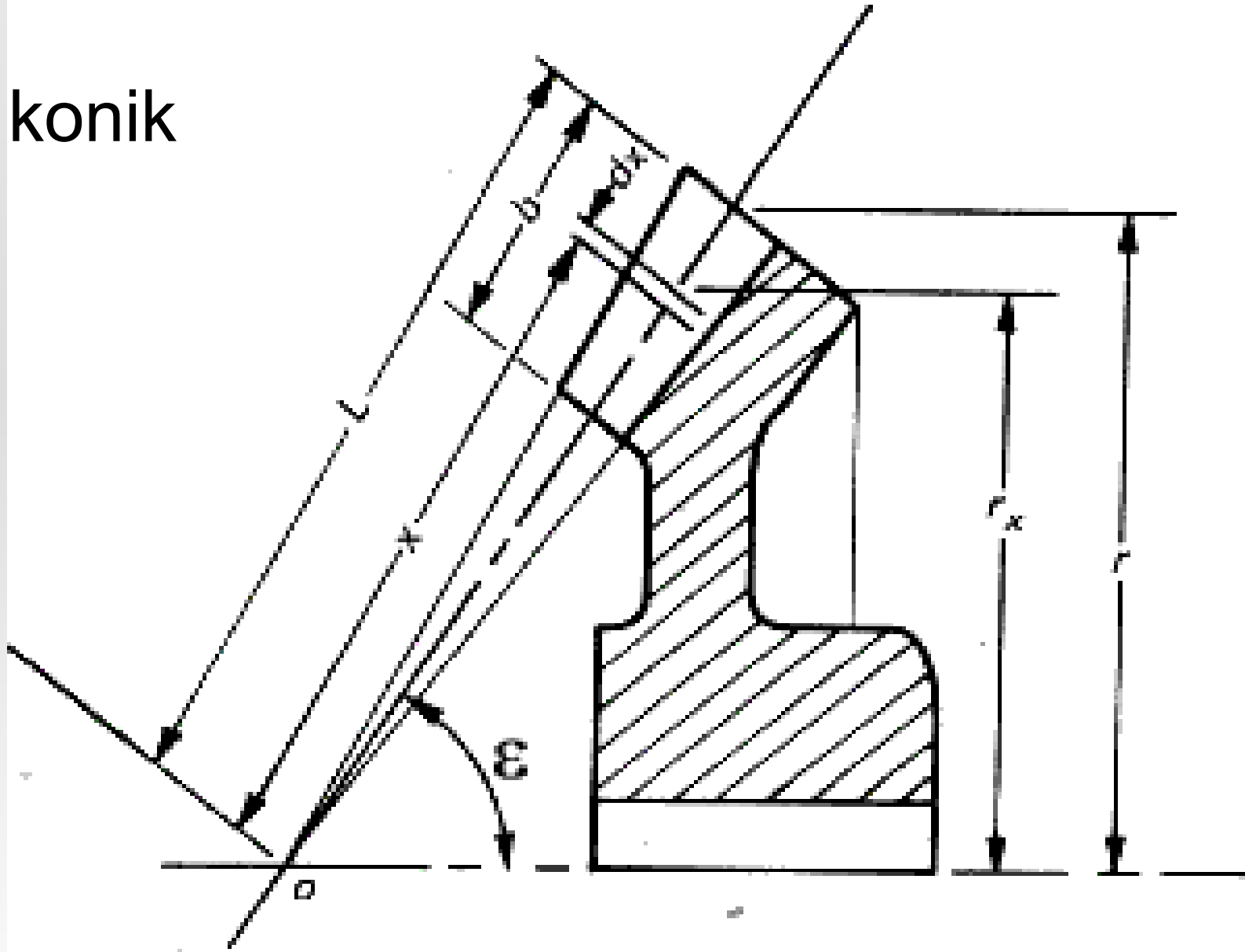
Konik Dişli Çark Mekanizmaları

düz konik
dişli

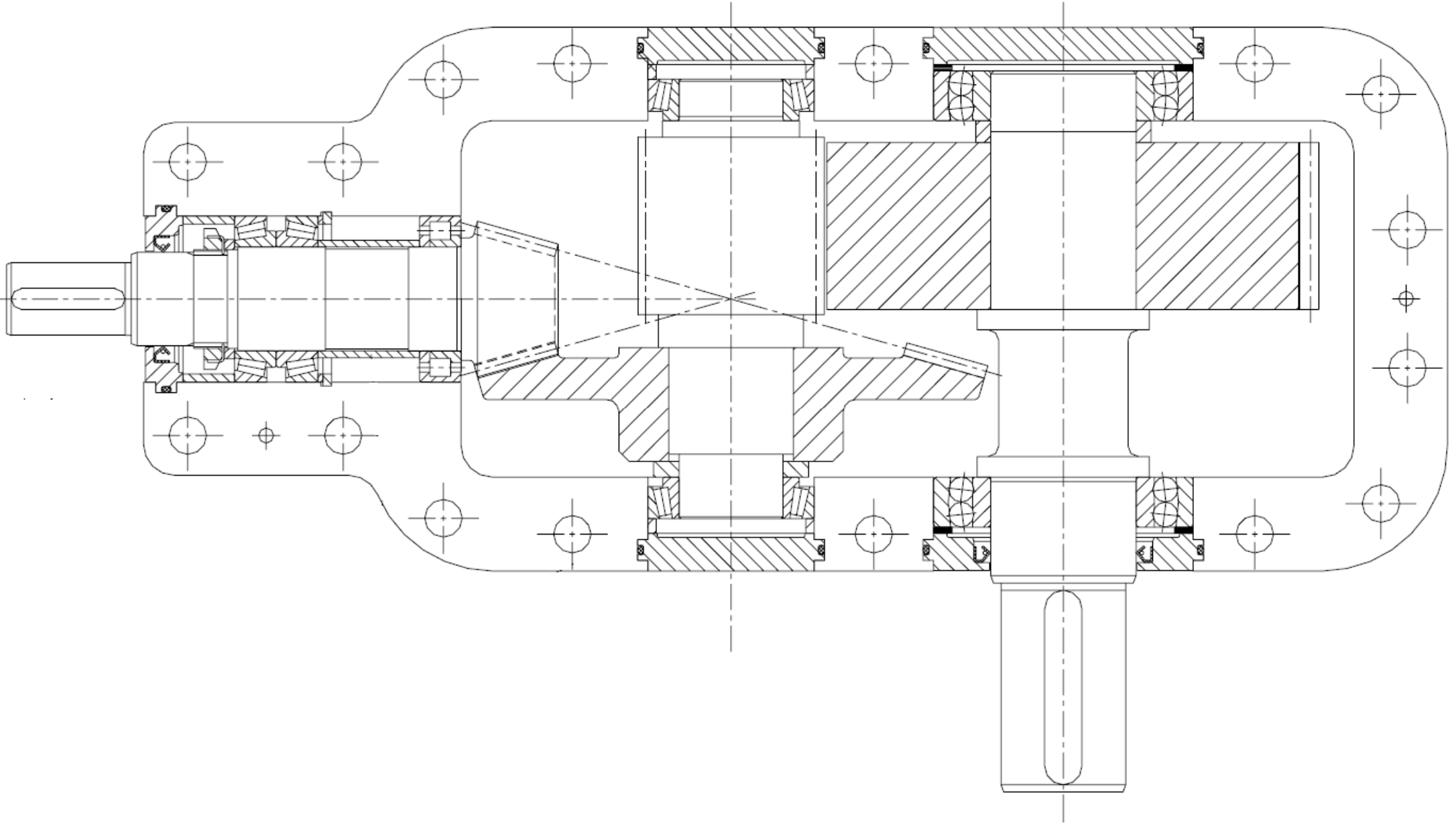


Konik Dişli Çark Mekanizmaları

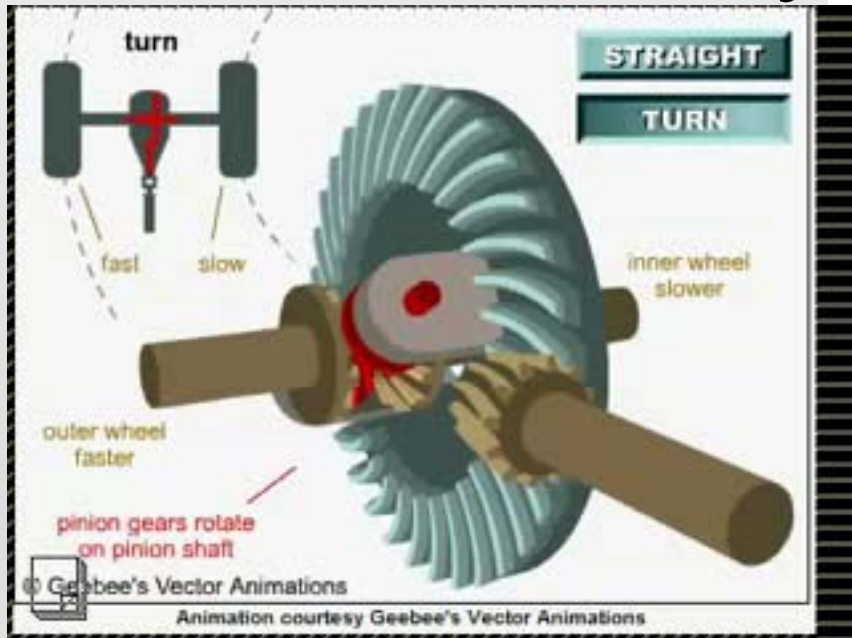
düz konik
dişli



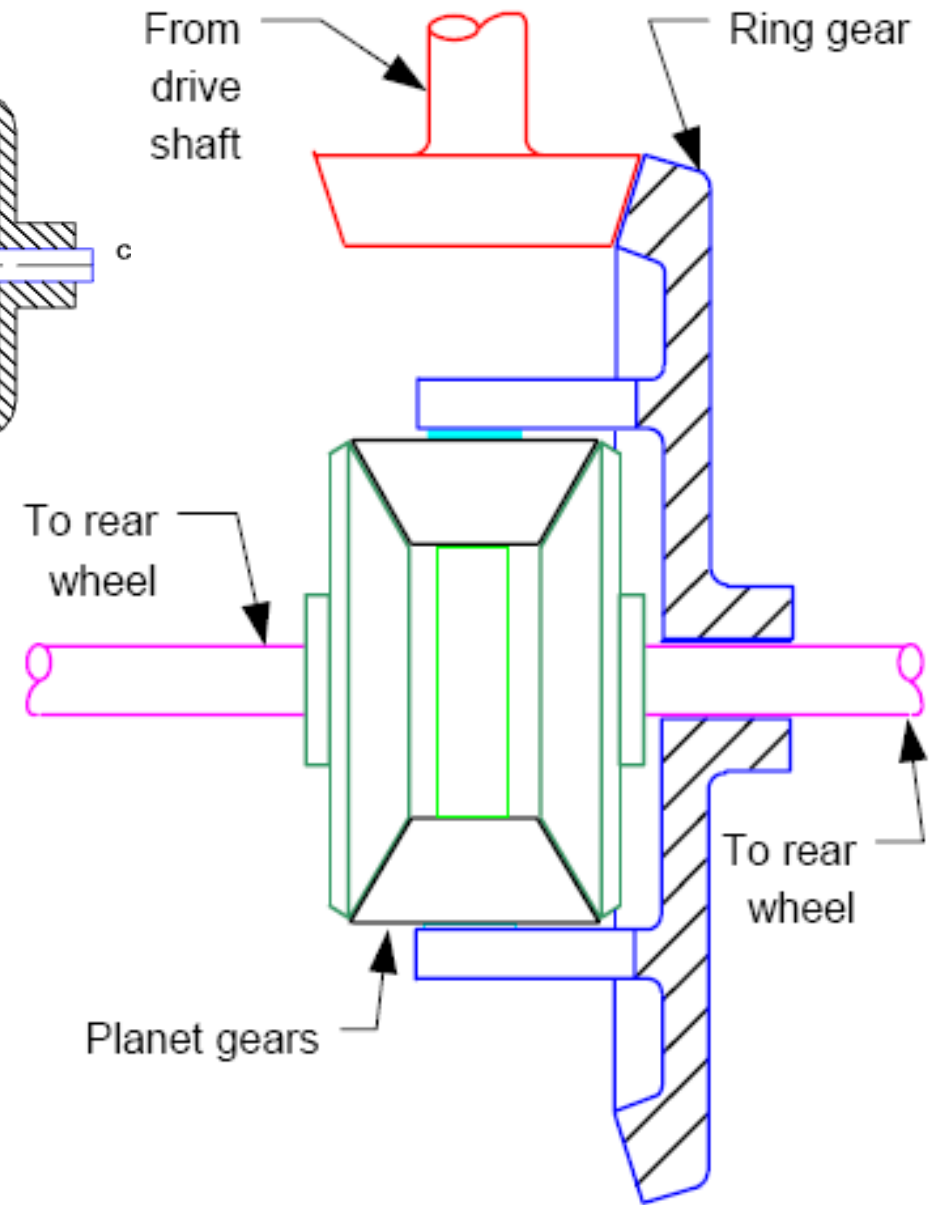
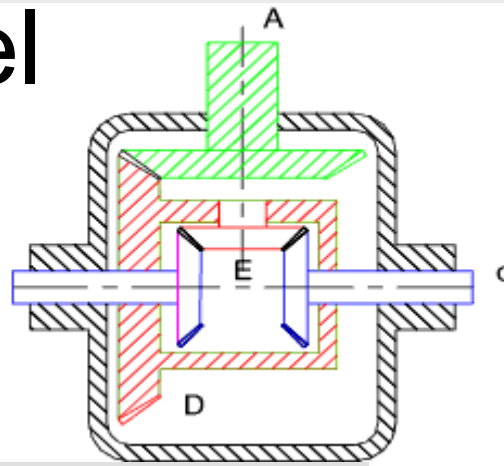
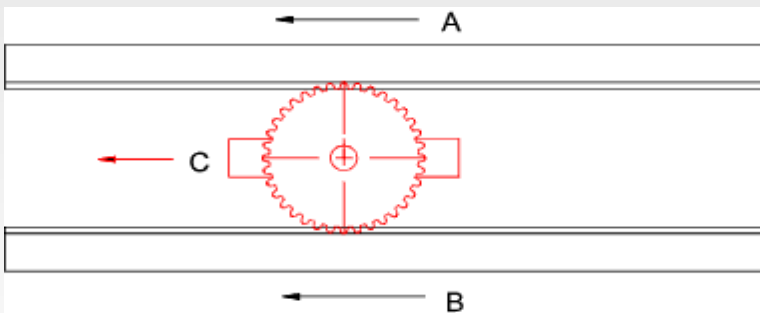
Konik ve Düz Dişli Redüktör



konik diferansiyel

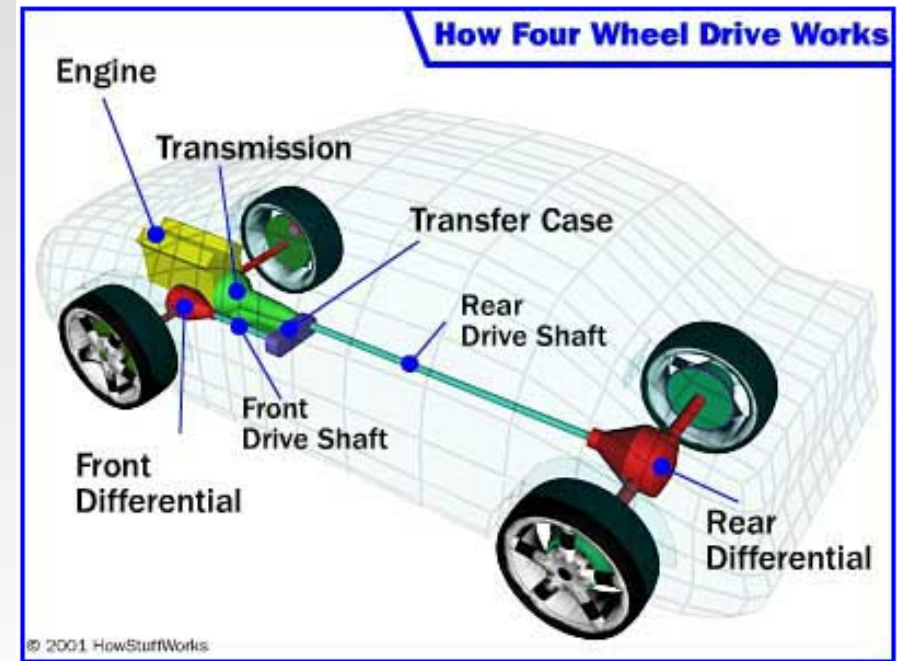
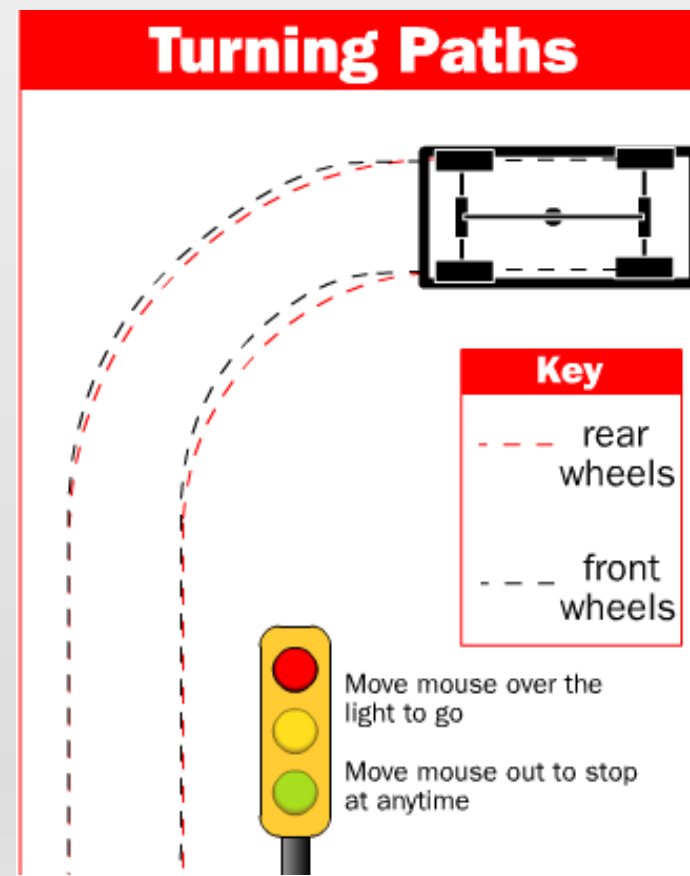


doğrusal (lineer) diferansiyel

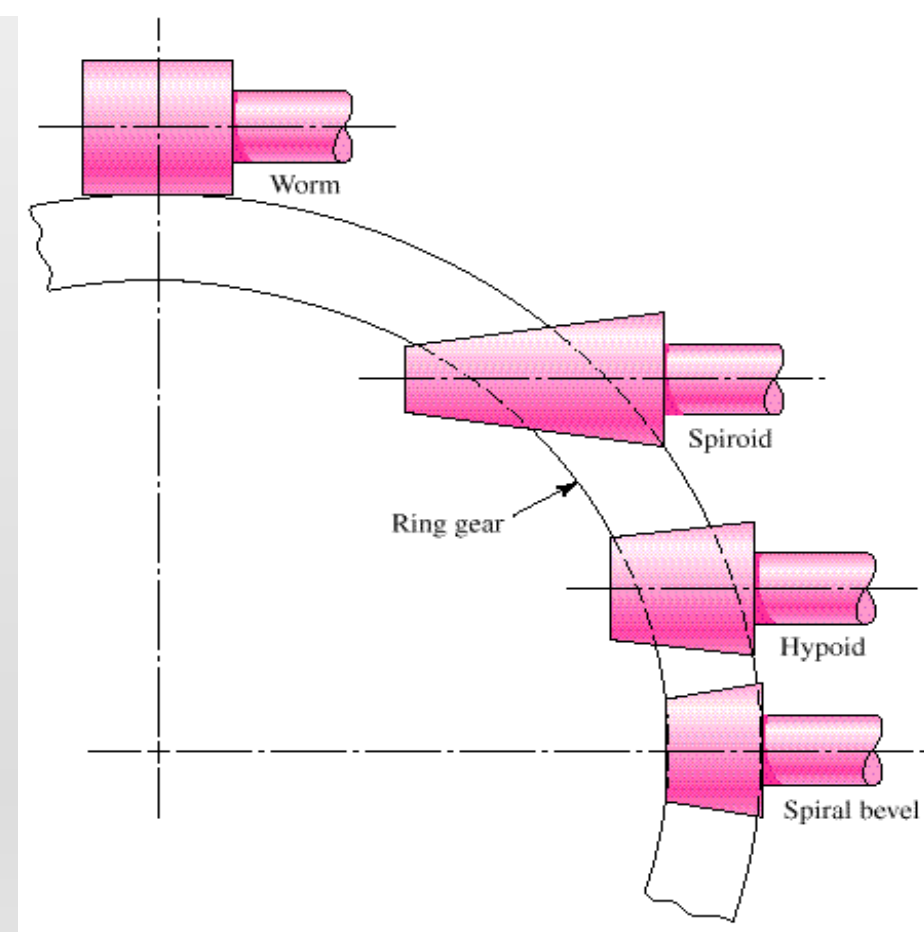
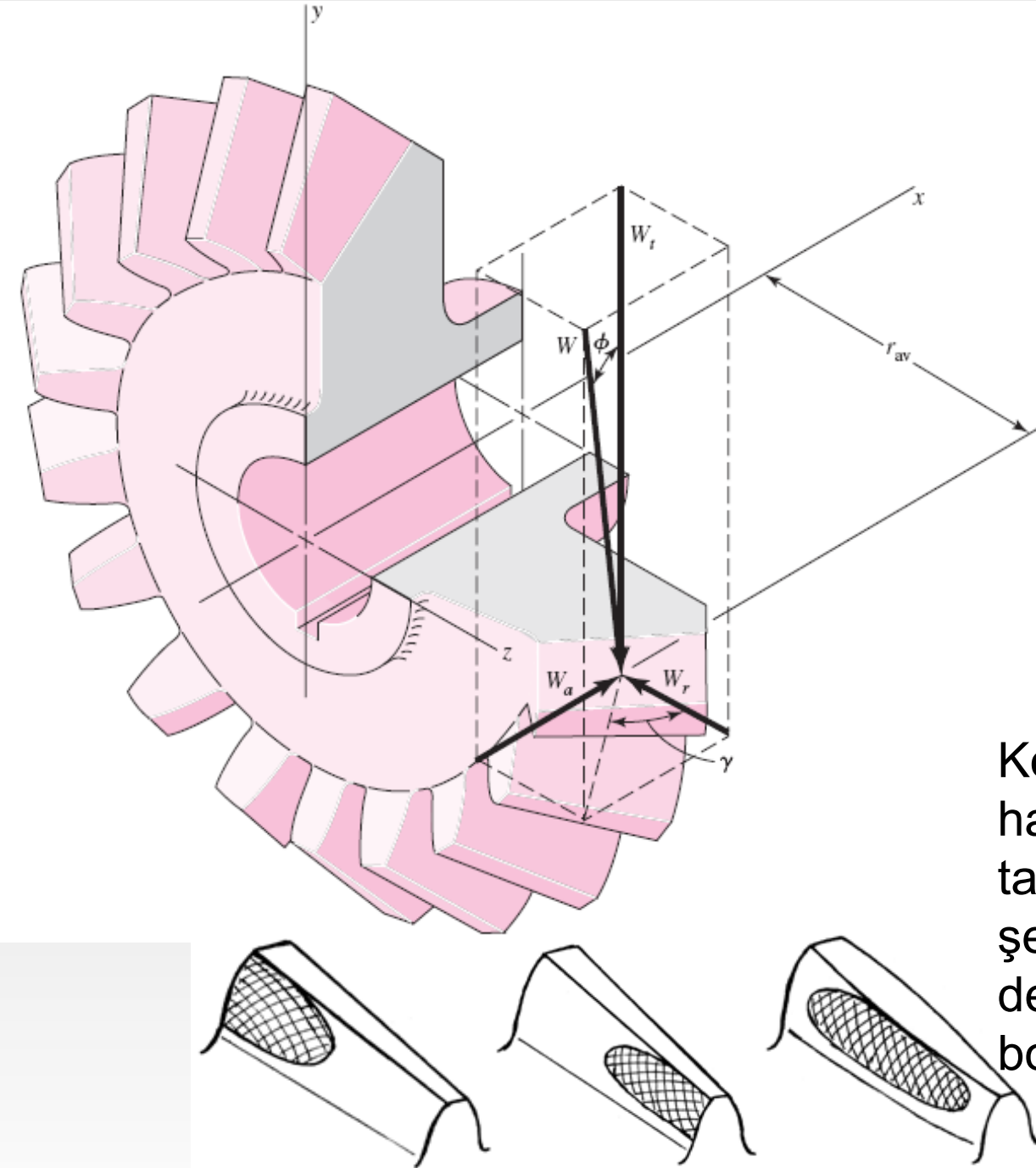


Konik diferansiyel planet dişli kutusu

Motor gücünü kullanan
tahrik edilen
tekerleklerin, yol
dönüşlerinde farklı
mesafe gidebilmesi için,
farklı hızlarda
dönmesine izin veren
diferansiyel dişli kutusu
kullanılır.

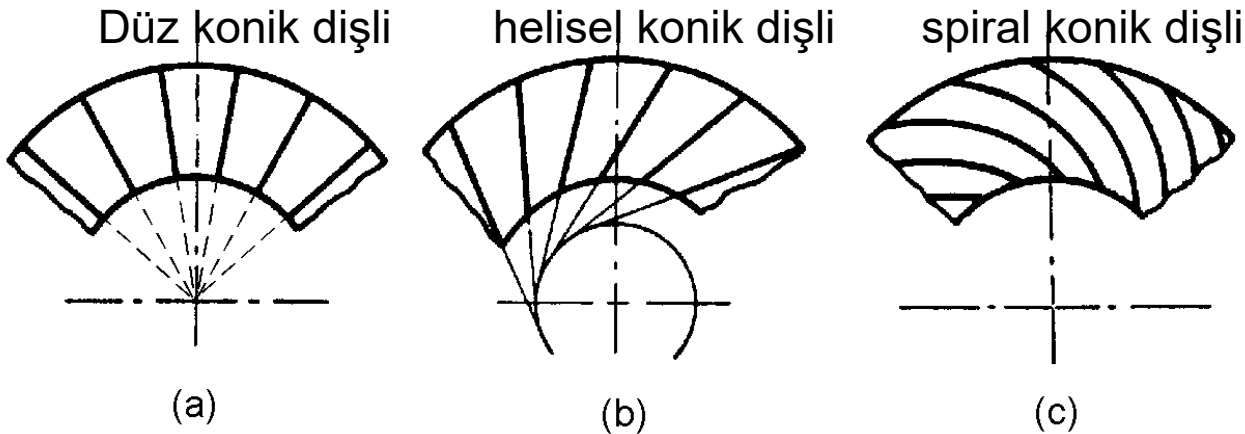
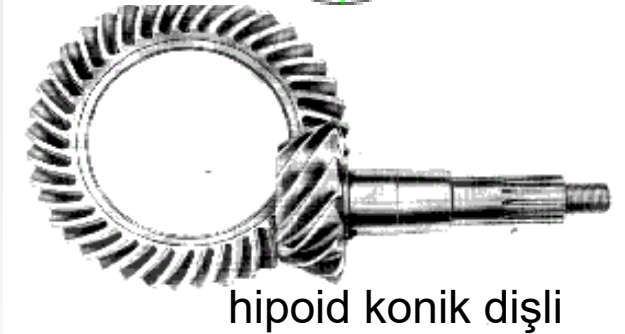
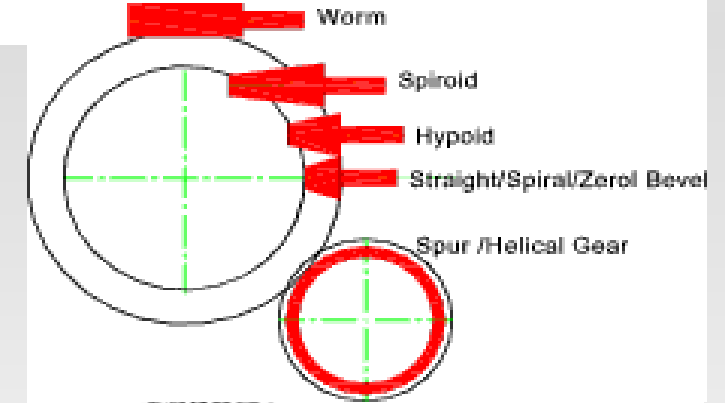
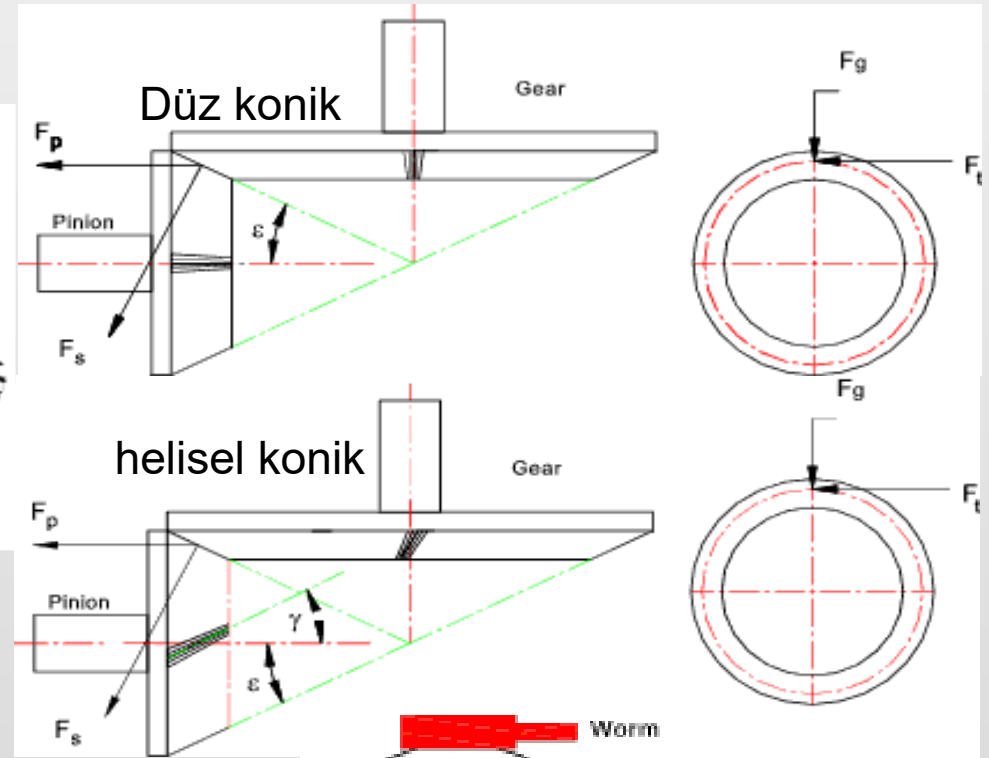


konik dişlideki kuvvetler

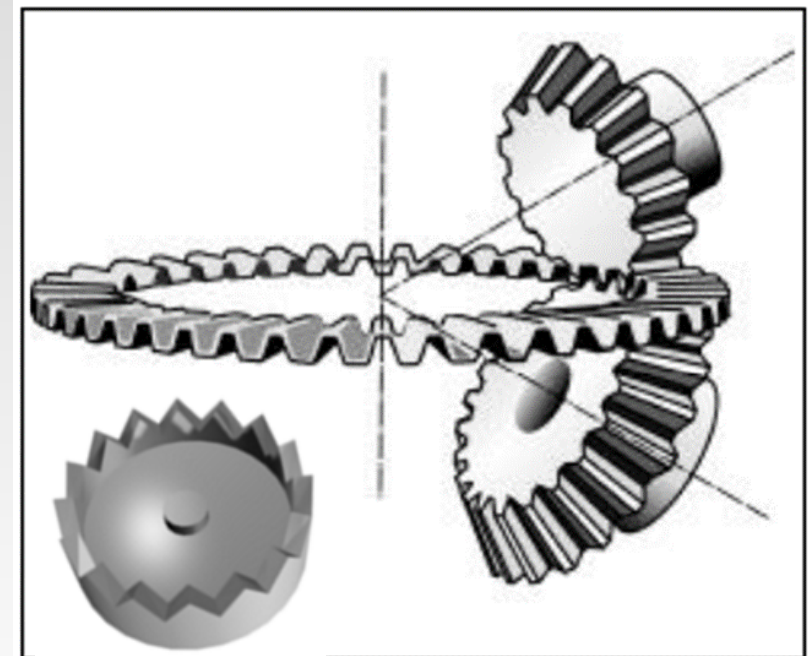
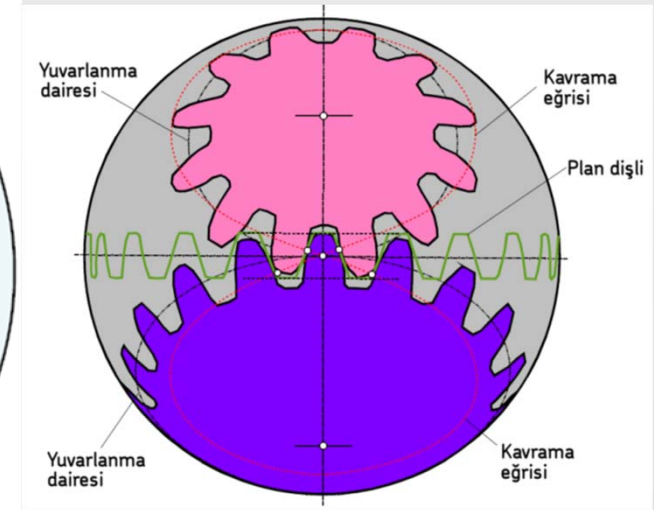
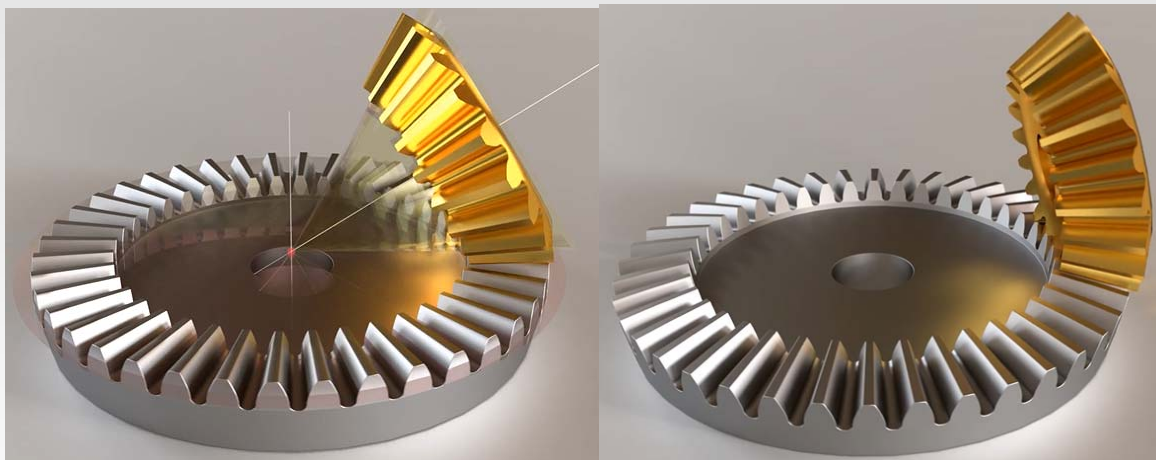


Konik dişli mekanizmalarında, montaj hataları ve sistemdeki mil, yatak ve taşıyıcı gövde gibi parçalardaki elastik şekil değişimleri sonucu oluşan dengesiz kenar temasının çözümü için bombeli diş ve temas alanı kullanılır.

Konik Dişli Çark Mekanizmaları



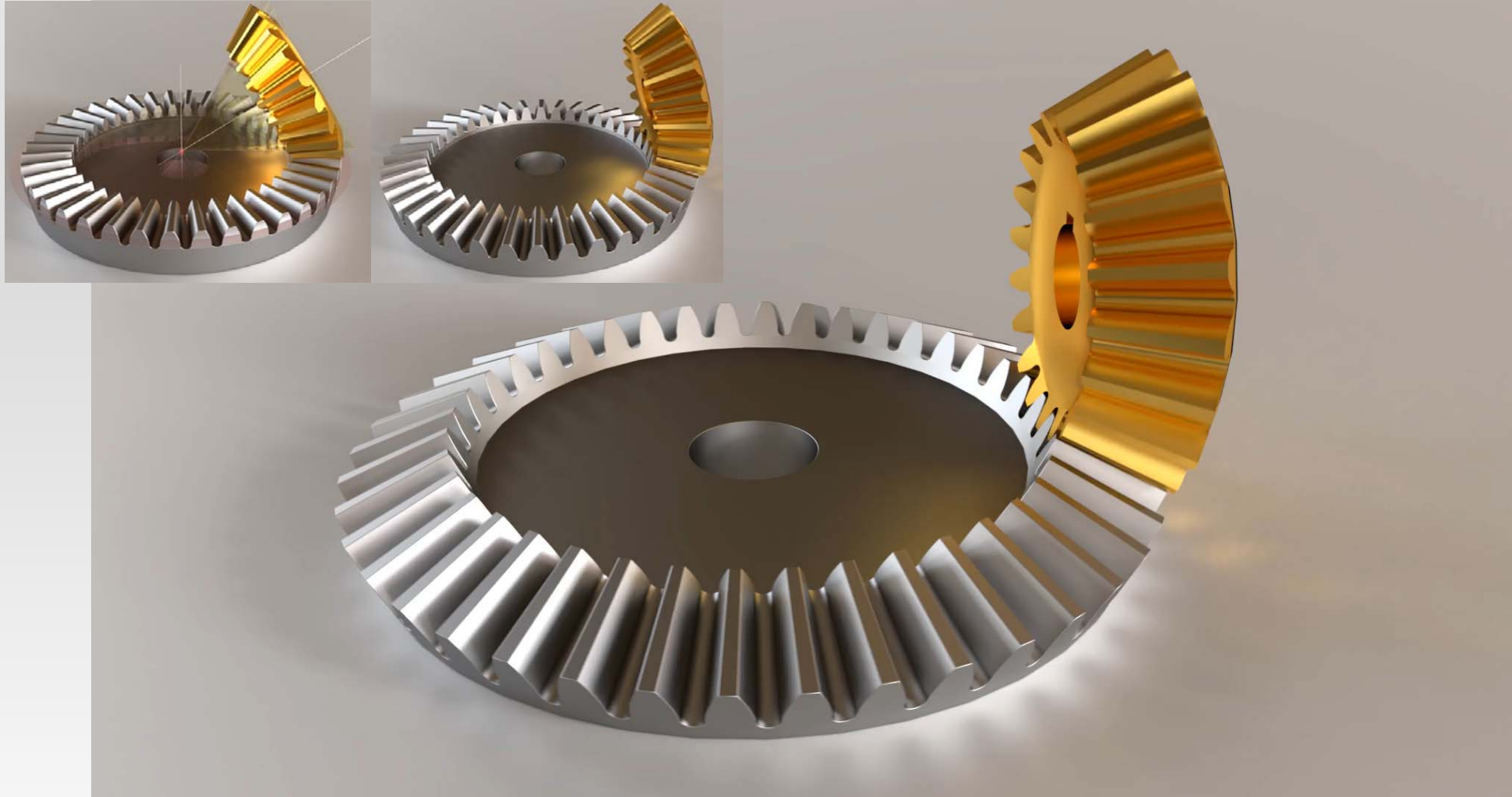
taç dişli (crown gear)



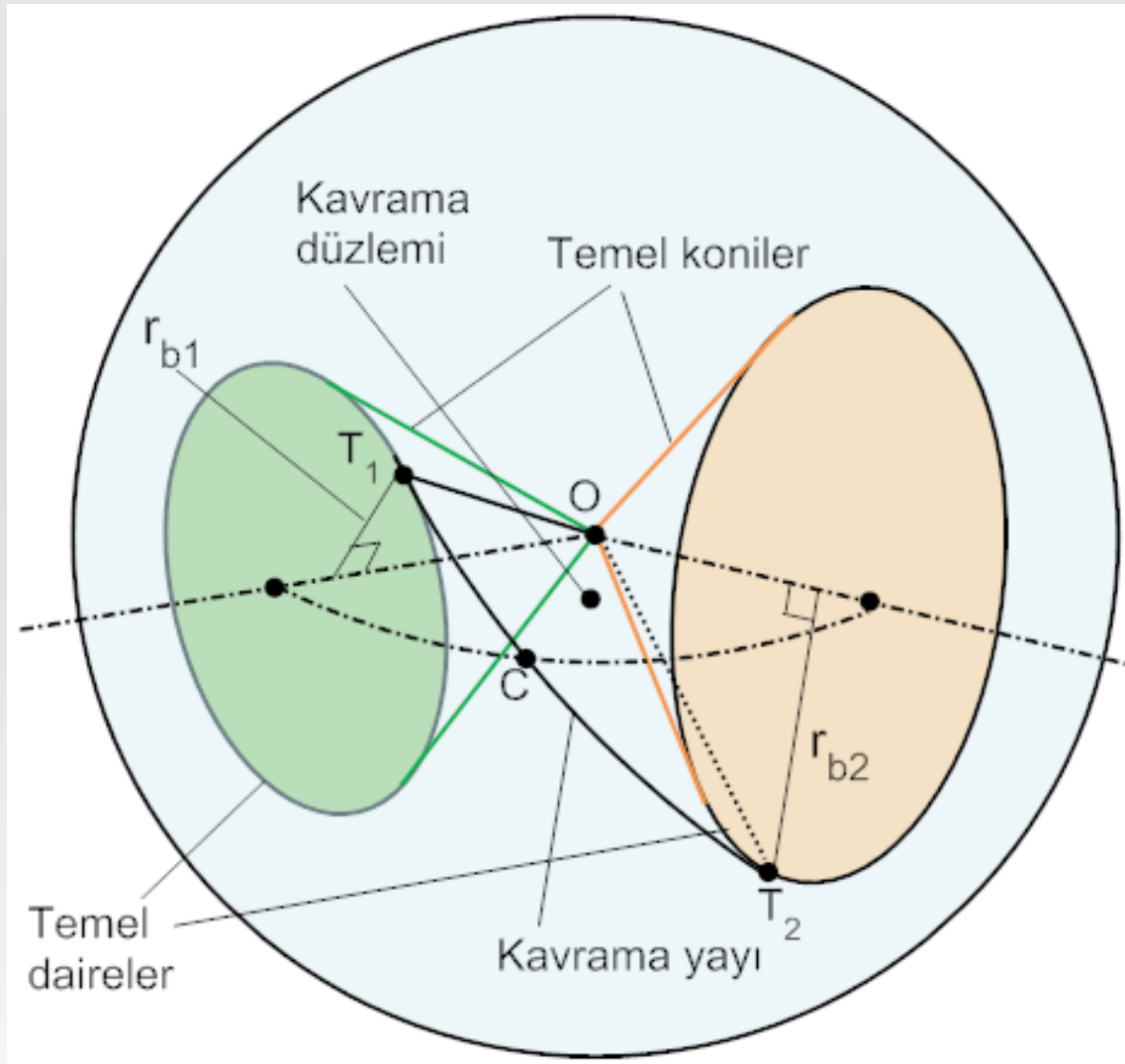
Düz konik ta dişli ark

Bevel planar crown gear

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2019/02/en-bevel-planar-crown-gear.mp4>



Küresel evolvent profilli konik dişliler



Temel daire taksimatları aynı olmak üzere bütün küresel evolvent profilli konik dişliler birbirleri ile eşleştirilerek çeşitli mekanizmalar yapılabilir. Takım dişli özelliği bu profil için söz konusudur. Eksenler arası açıdaki sapmalar da kinematik düzgünlüğü bozmaz.

Konik Helisel Dişli Çark Mekanizmaları

Bevel Gears
(helical)



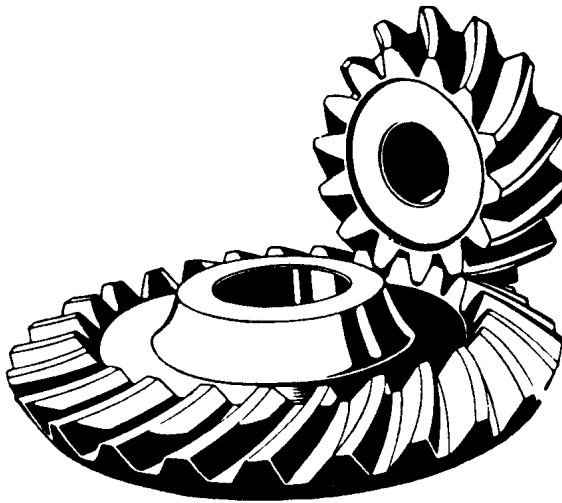
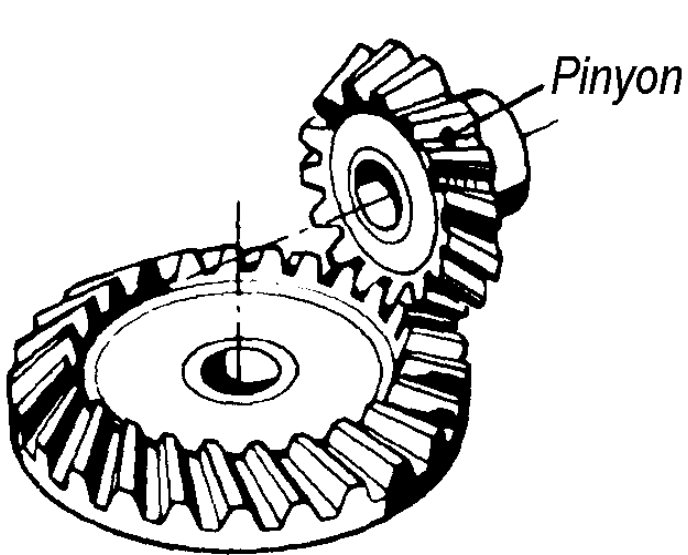
FIGURE 12-3 (b)

Bevel Gears
(helical)

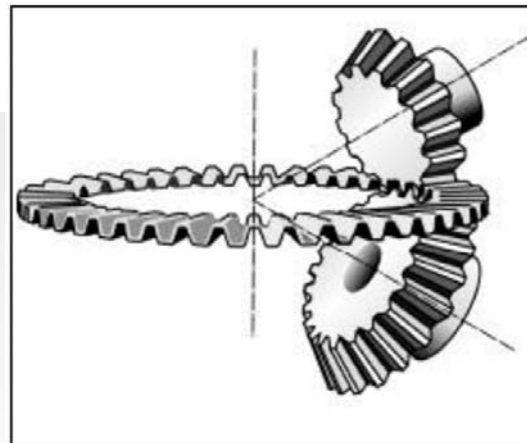
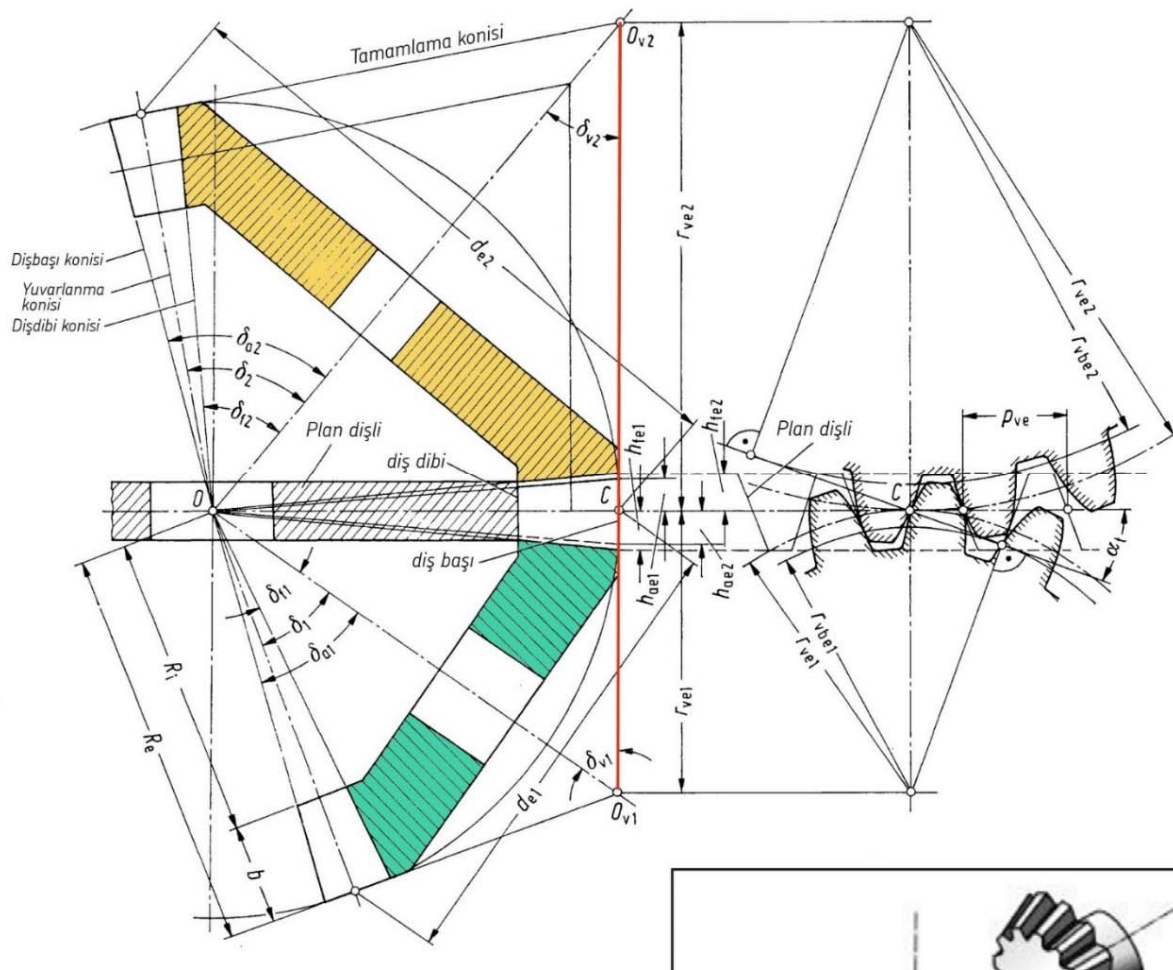
- Shafts at right angles and intersecting
- Teeth like helical gears



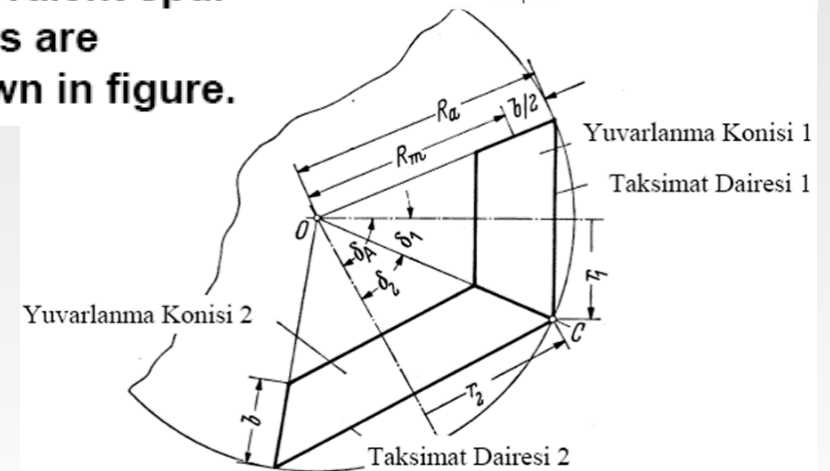
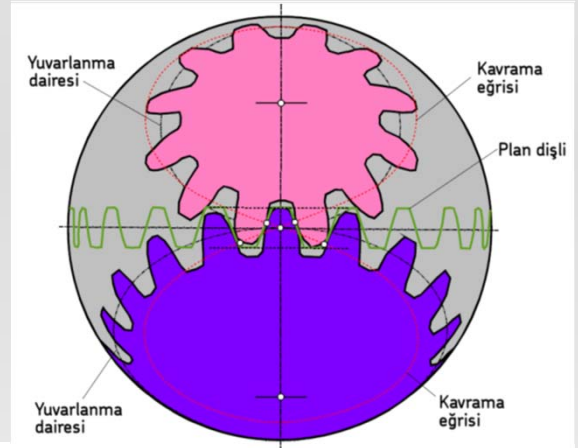
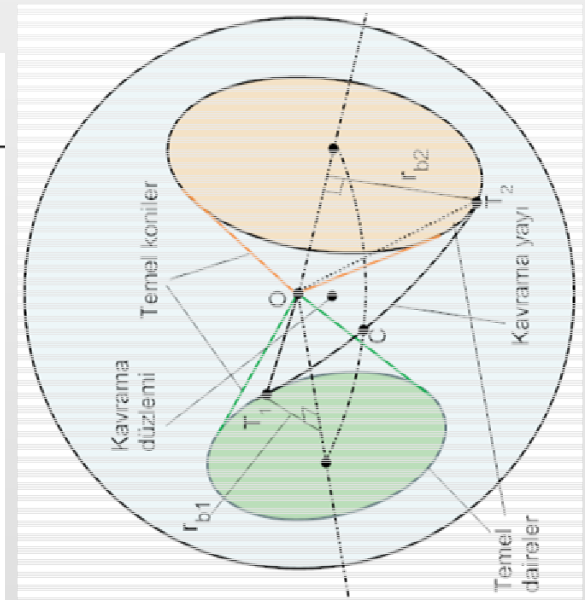
Photo Courtesy: www.howstuffworks.com



BEVEL GEARS



When intersecting shafts are connected by gears, the pitch cones with angles δ_1 and δ_2 are tangent along common generatrix. The generatrices of external (back) cones and those of pitch cones are perpendicular. Equivalent spur gears are shown in figure.



BEVEL GEARS

Characterising the geometry of bevel gears as those of an equivalent spur gear appearing is called Tredgold's approximation. The equivalent (virtual) number of teeth are

$$z_{eq1} = \frac{2\pi \cdot r_{ve1}}{p}$$

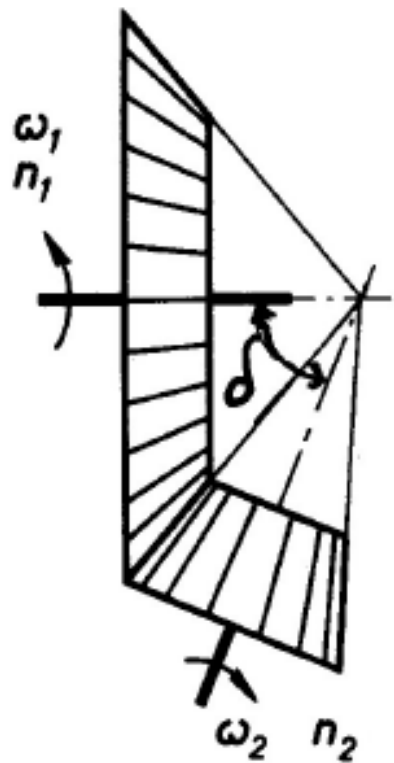
$$z_{eq2} = \frac{2\pi \cdot r_{ve2}}{p}$$

In case of the helical bevel gears the second reduction, as in case of cylindrical helix gears, is to be performed.

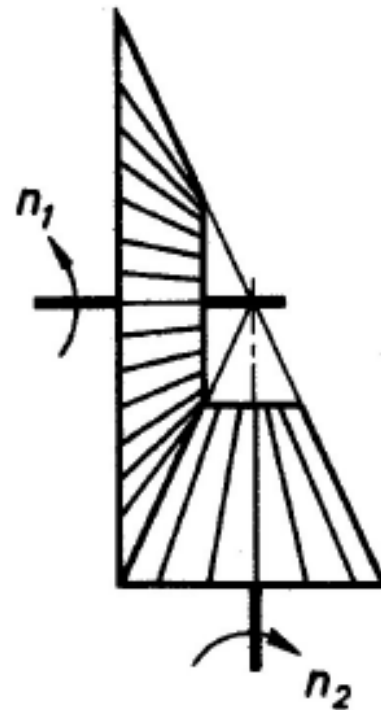
For strength considerations the imaginary spur gears for the mean cones are to be taken into consideration.

BASIC GEAR TYPES

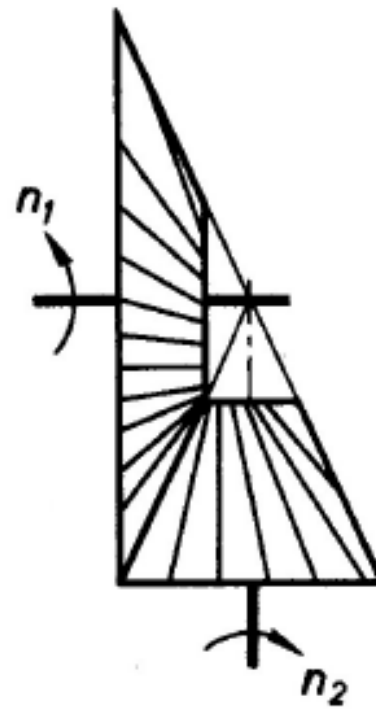
Gears with intersecting axes



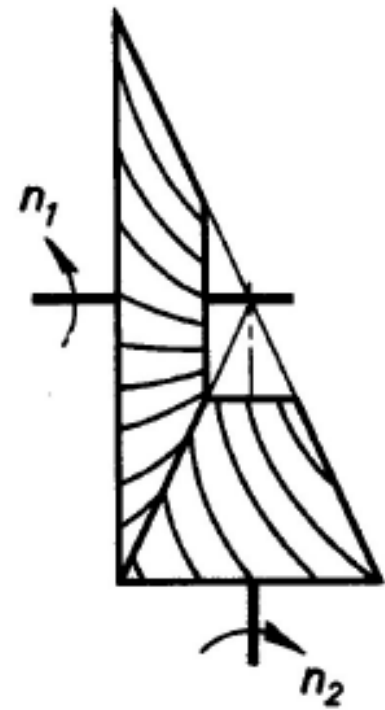
Straight bevel gears (axes at angle δ)



Straight bevel gears (perpendicular axes)



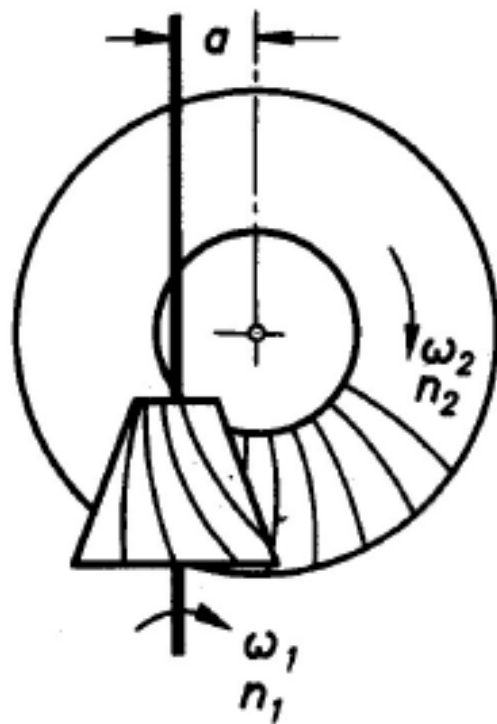
Helical bevel gears



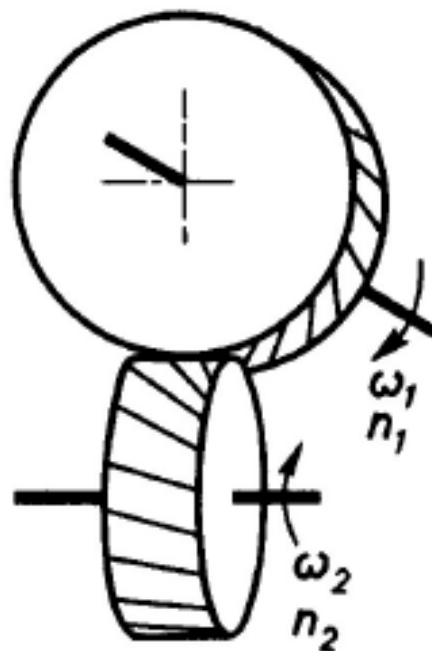
Spiral bevel gears (also involute and circular ones)

BASIC GEAR TYPES

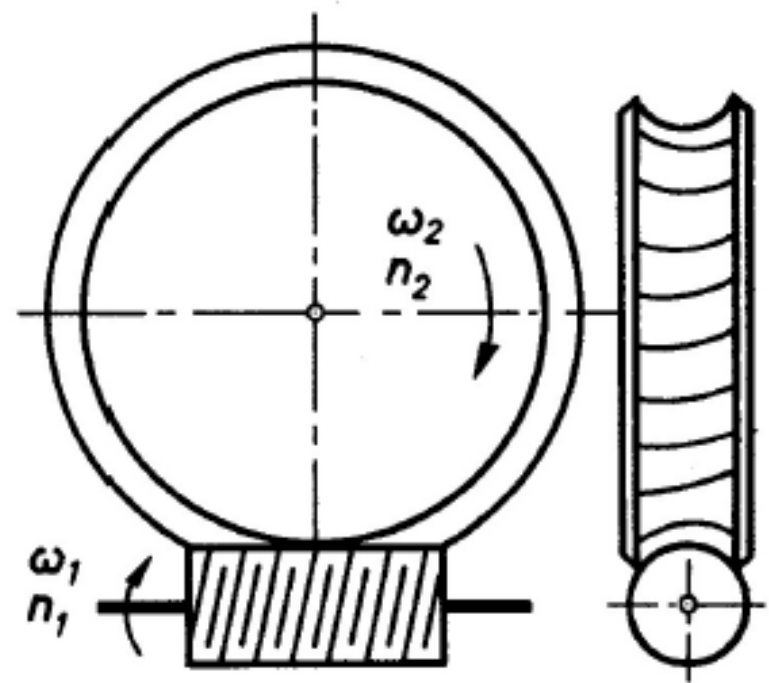
Gears with non-intersecting axes



Hypoid
gears



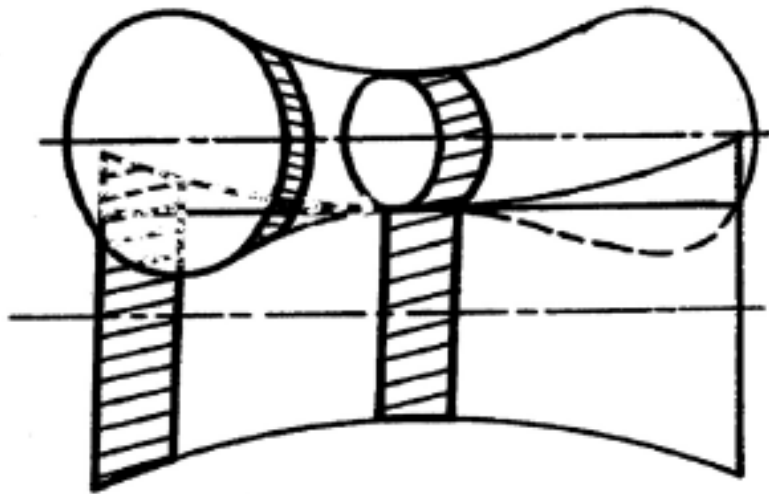
Crossed-helical
gears



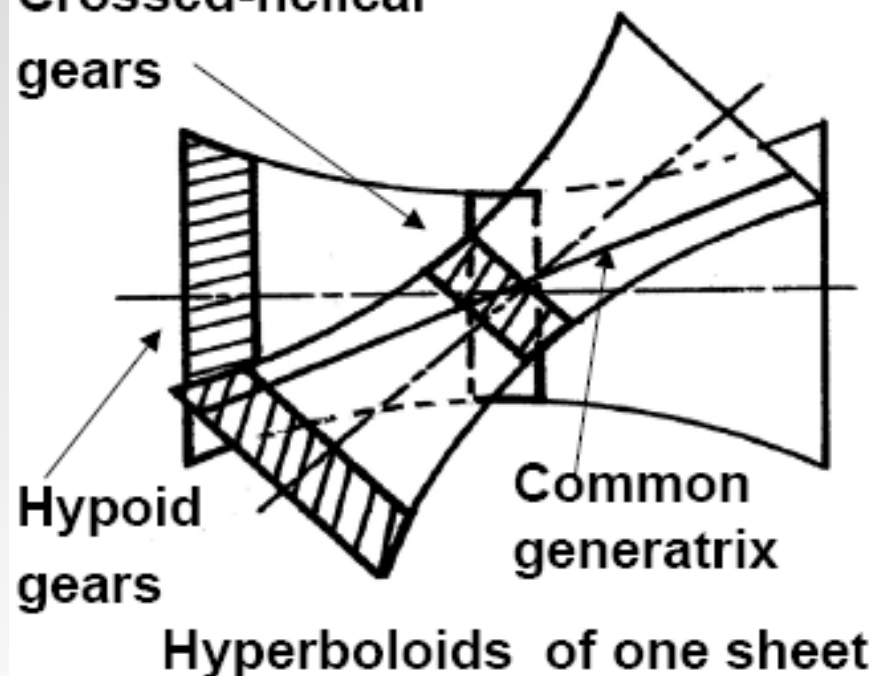
Worm
gears

BASIC GEAR TYPES

Model for hypoid and crossed helical gears

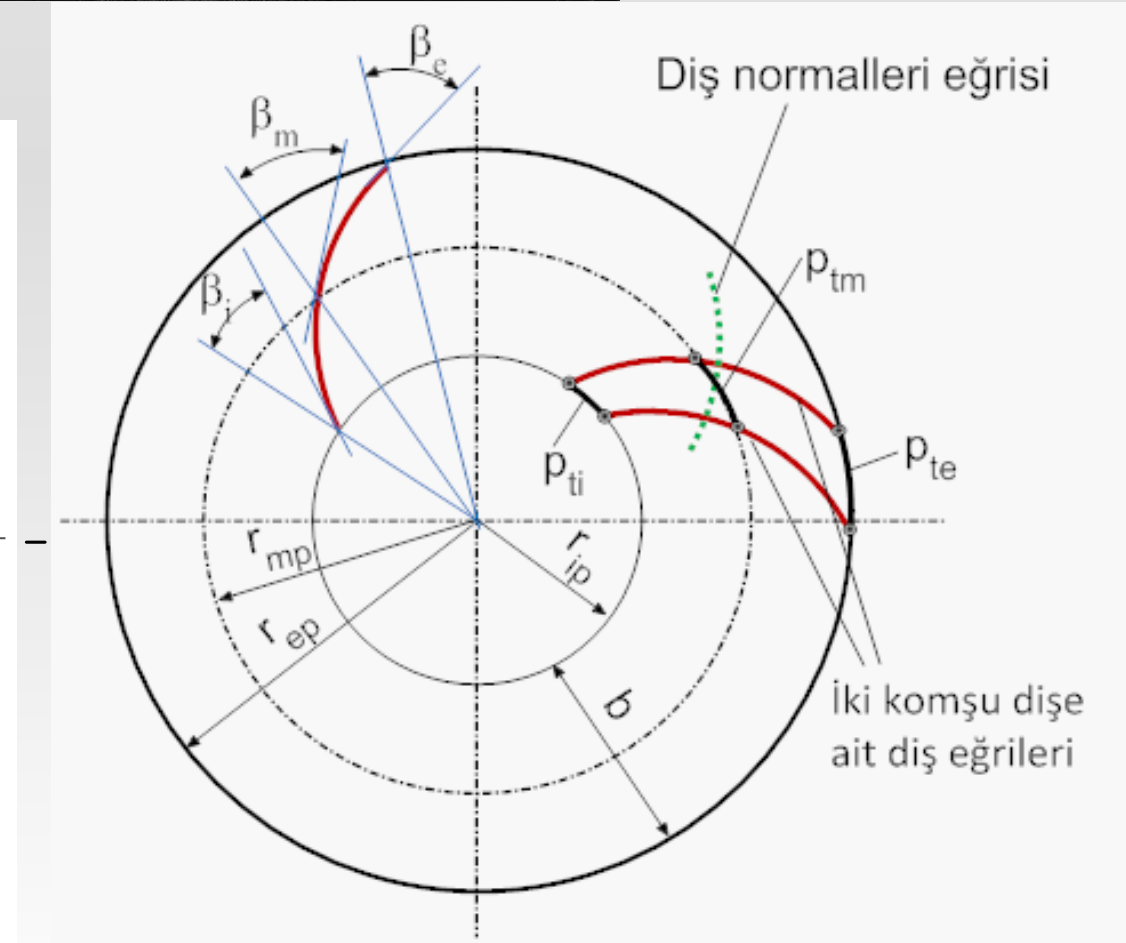
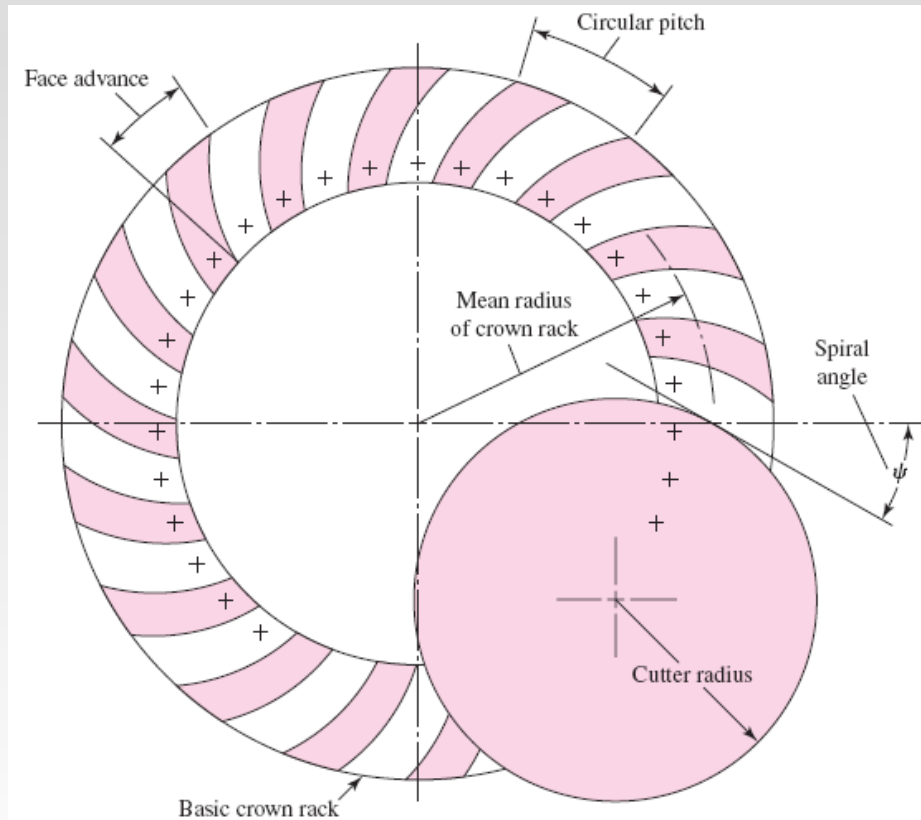
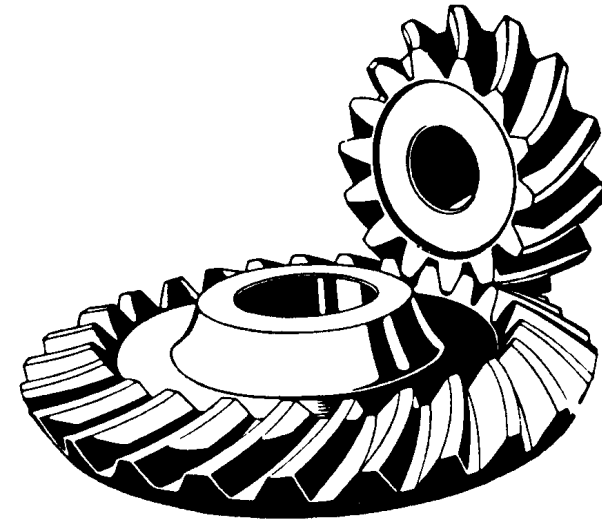
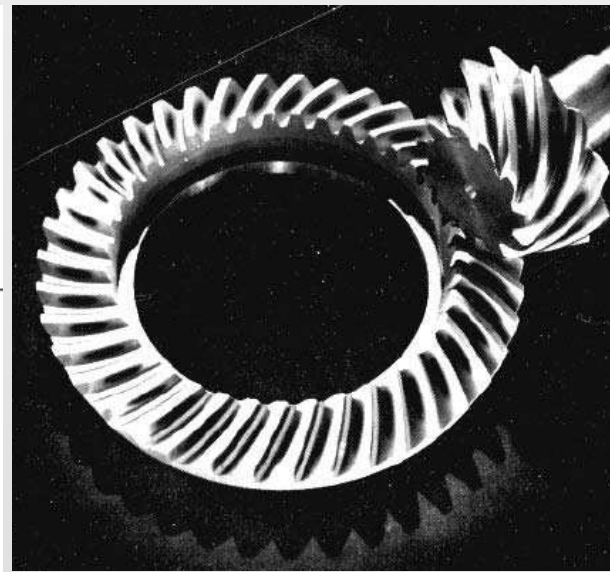
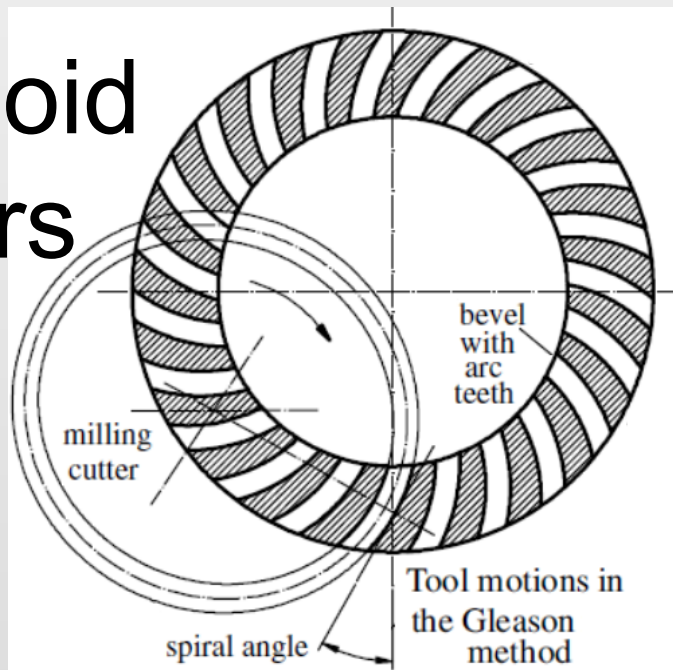


Crossed-helical
gears

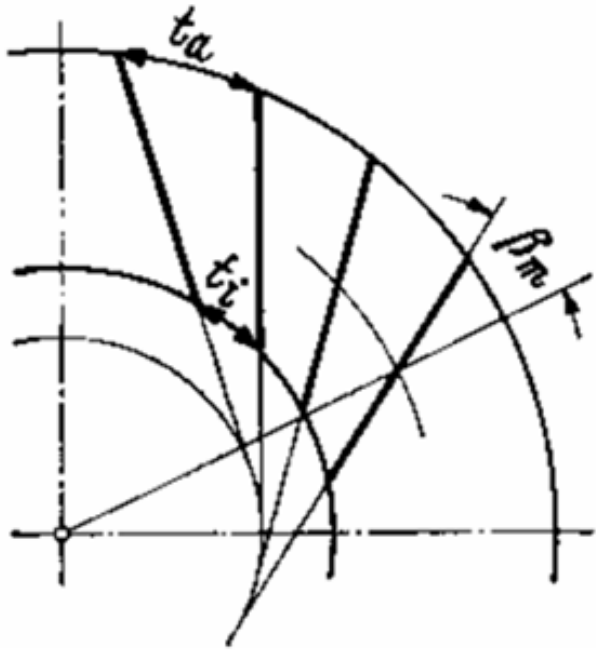


Hyperboloid of one sheet
(quadric surface or quadric)
contains straight lines

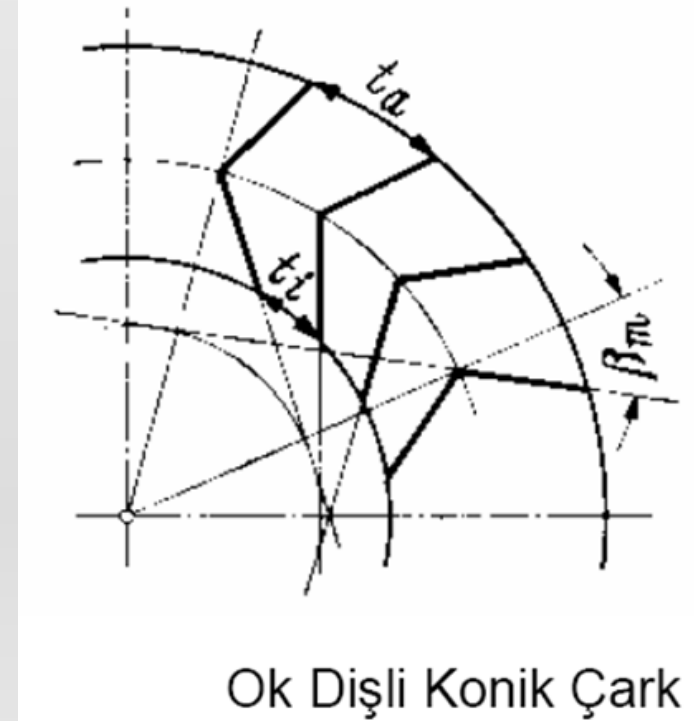
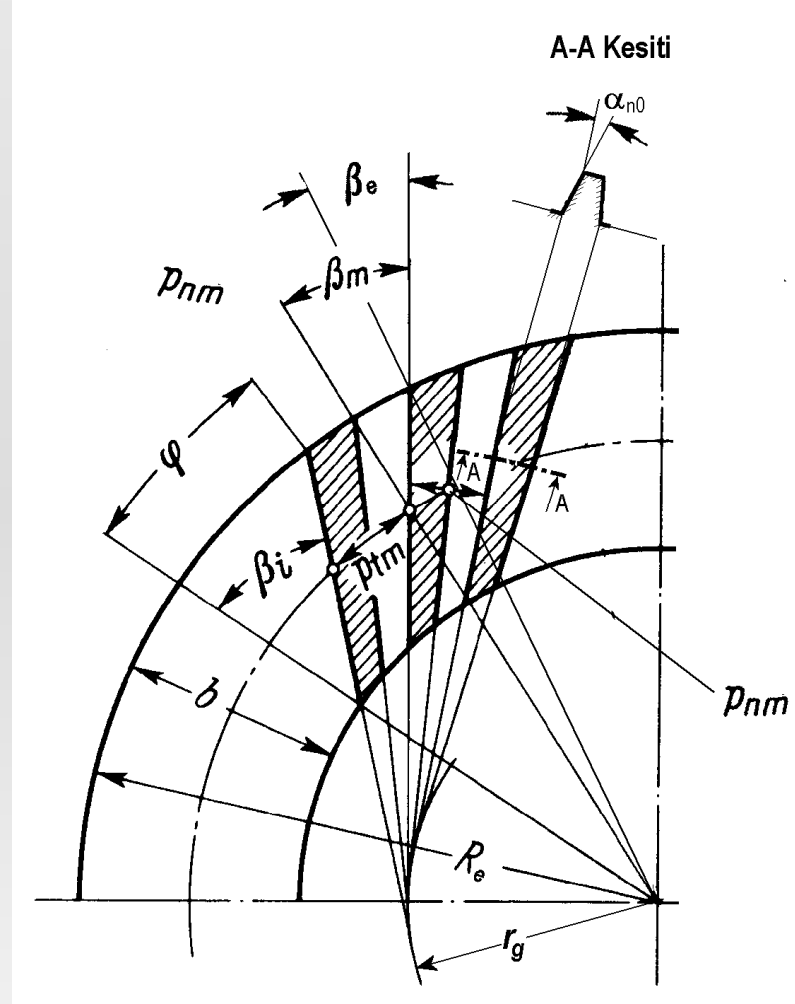
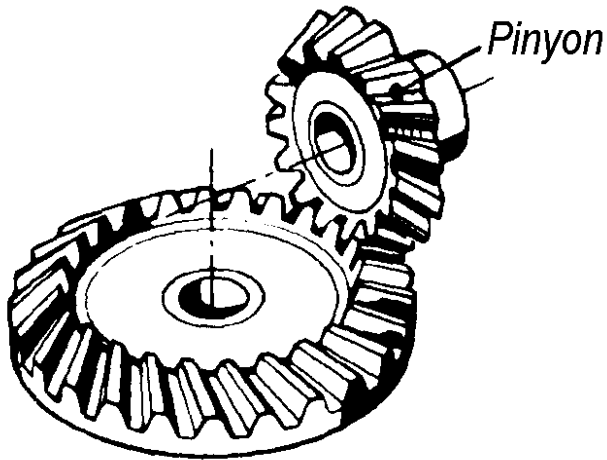
Hypoid gears



Helisel Dişli Konik ve Ok Dişli Konik Çark

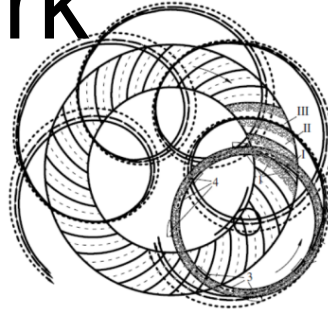
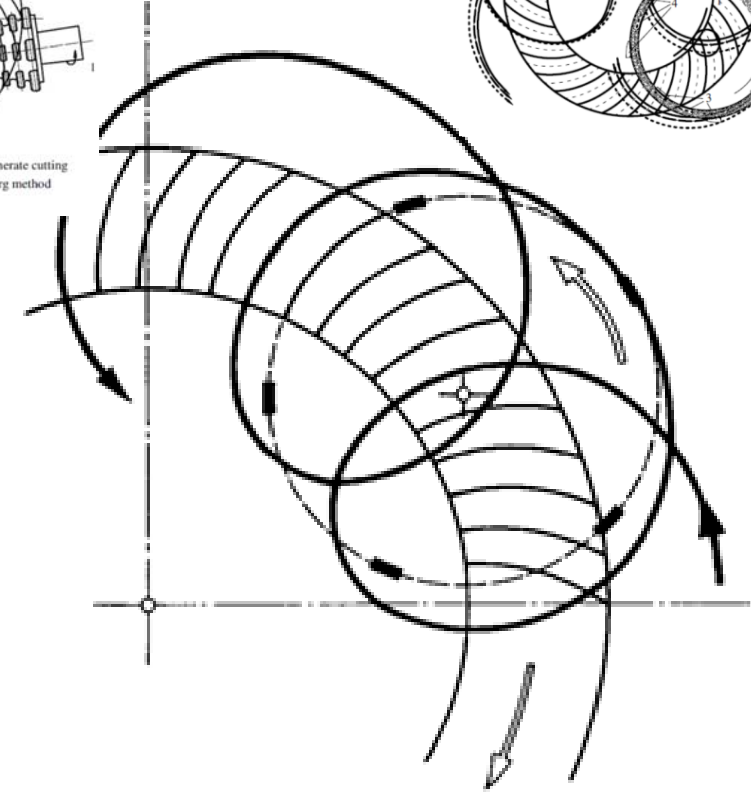
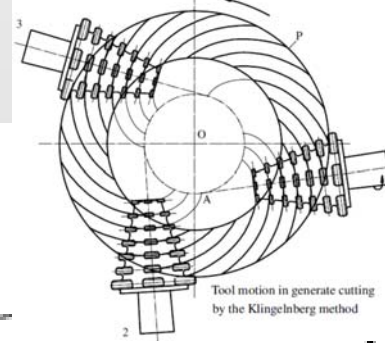
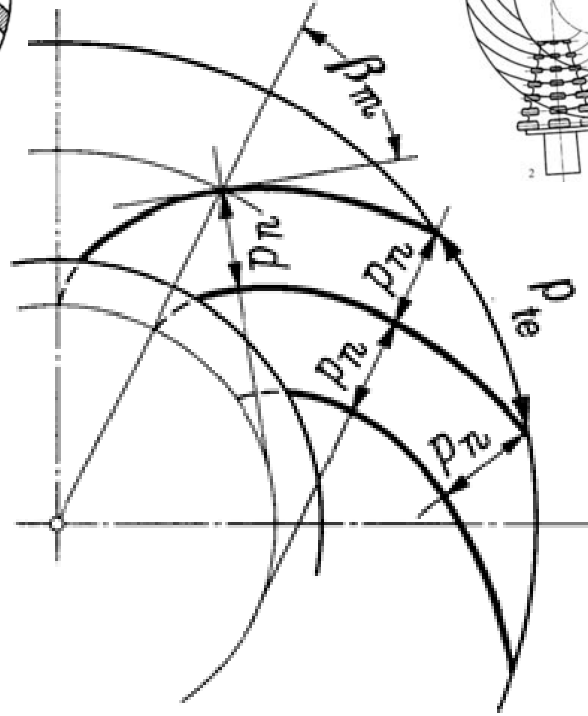
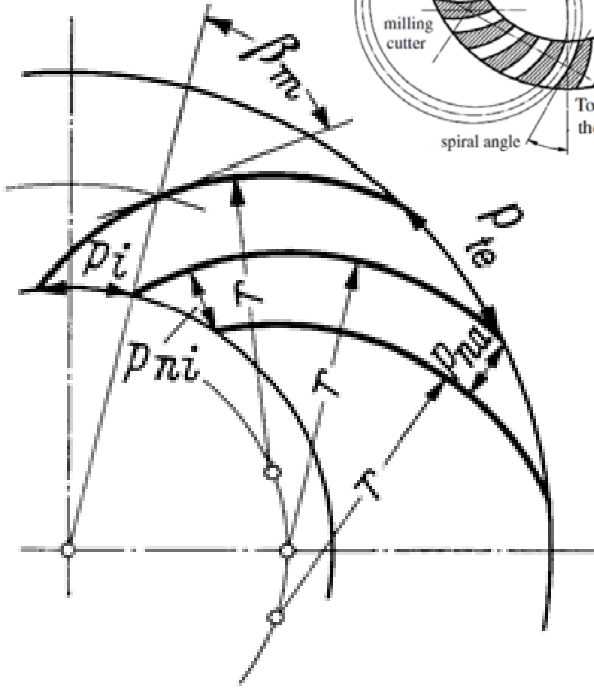
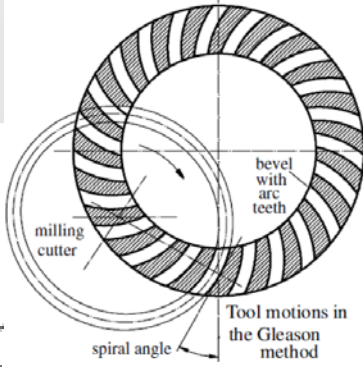


Helisel Dişli Konik Çark



Ok Dişli Konik Çark

Dairesel, Evolvent, Episikloid Konik Çark

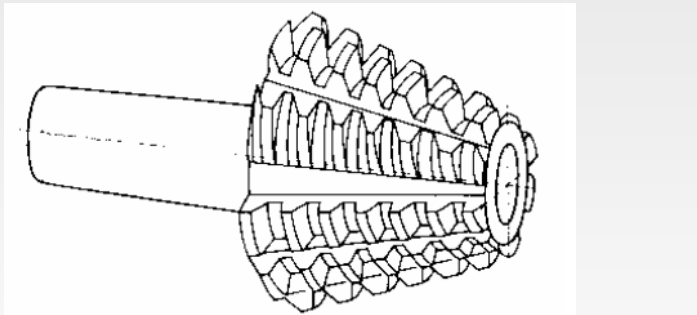
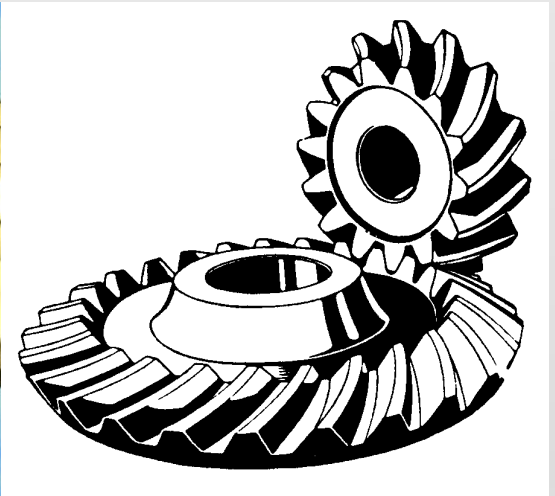
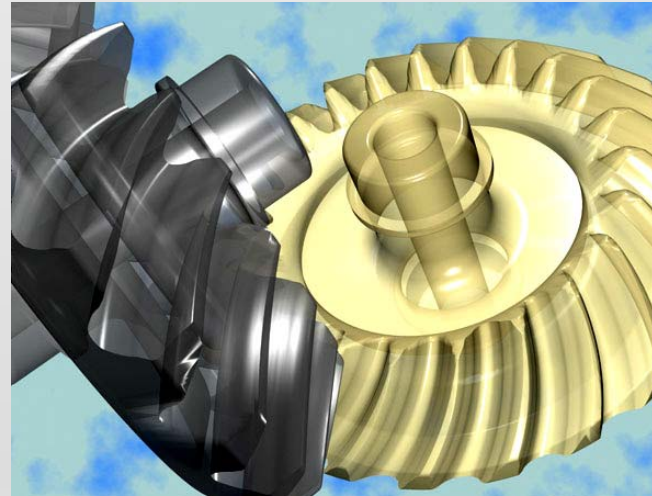
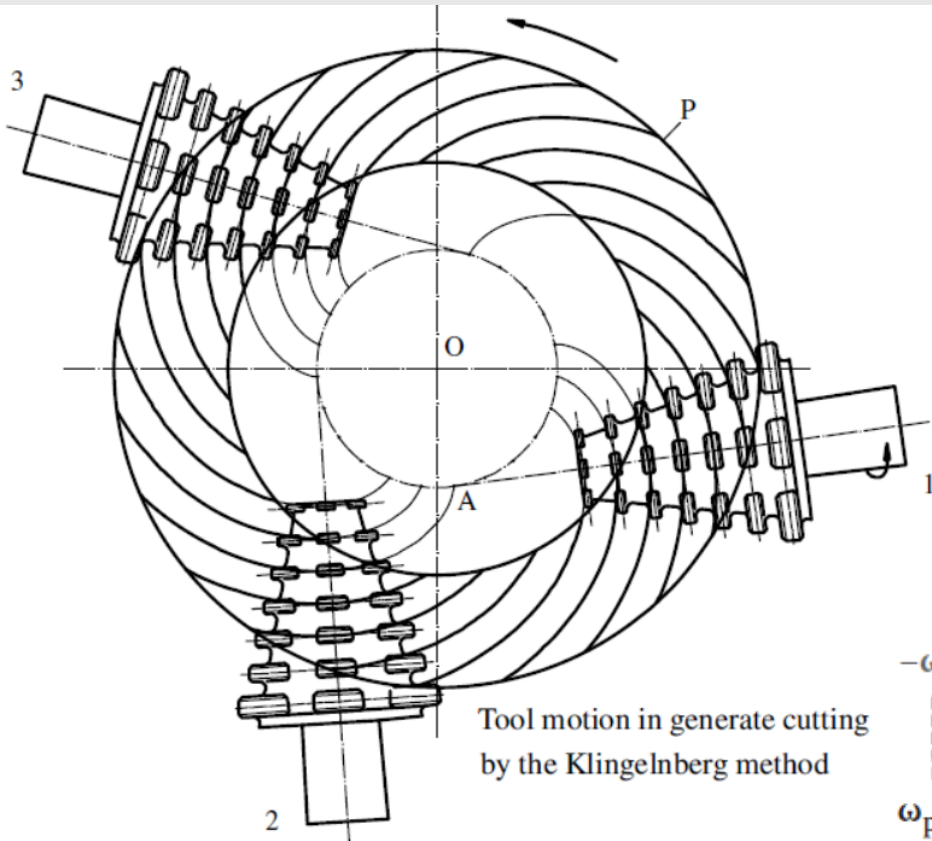


a) Dairesel (Gleason)
yan yüzey

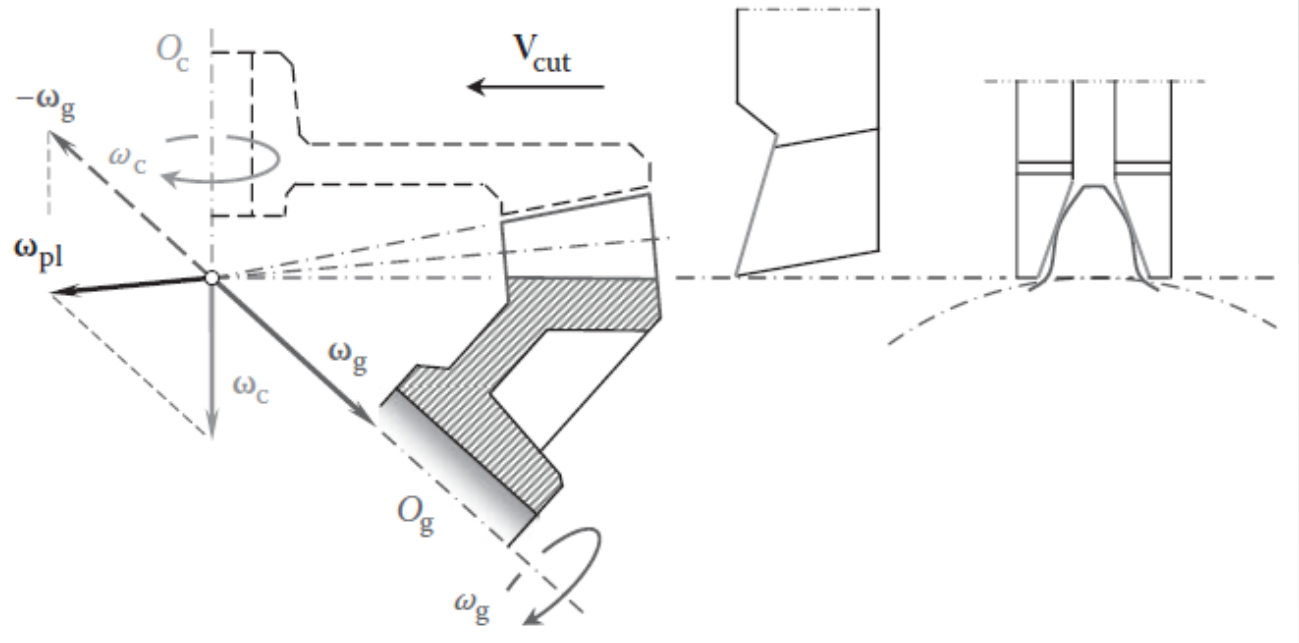
b) Spiral (Klingenberg)
Evolvent yan yüzey

c) Elloid (Oerlikon)
Episikloid yüzey

Konik Sonsuz Vida Formunda Freze bıçak

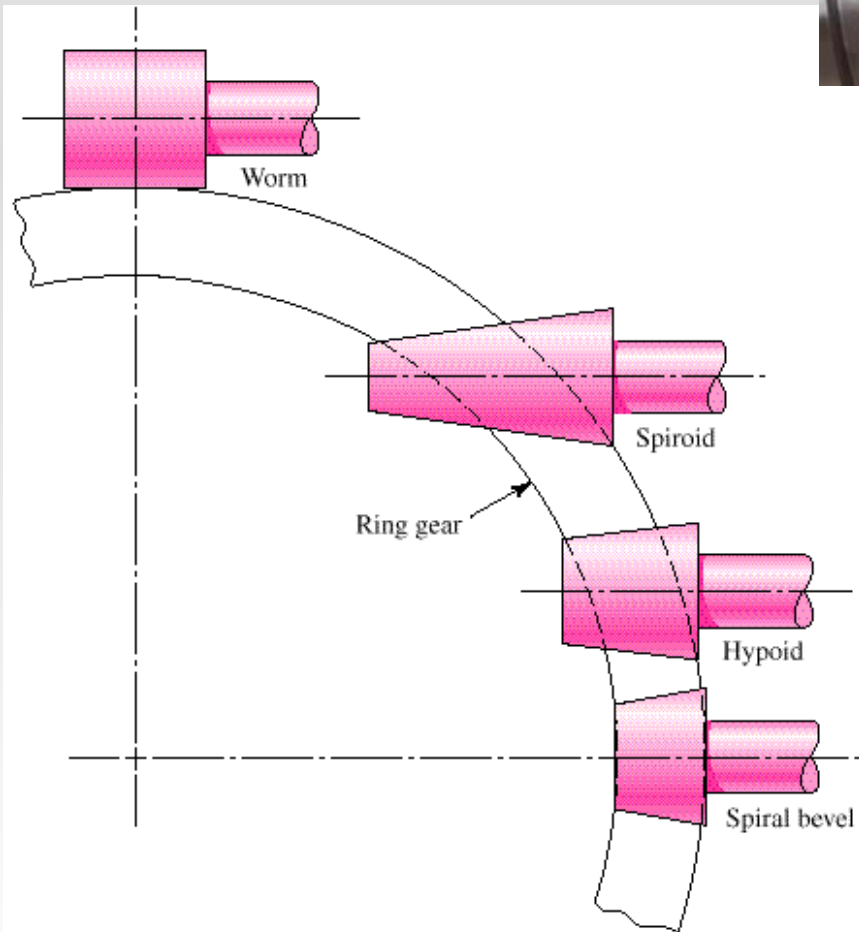
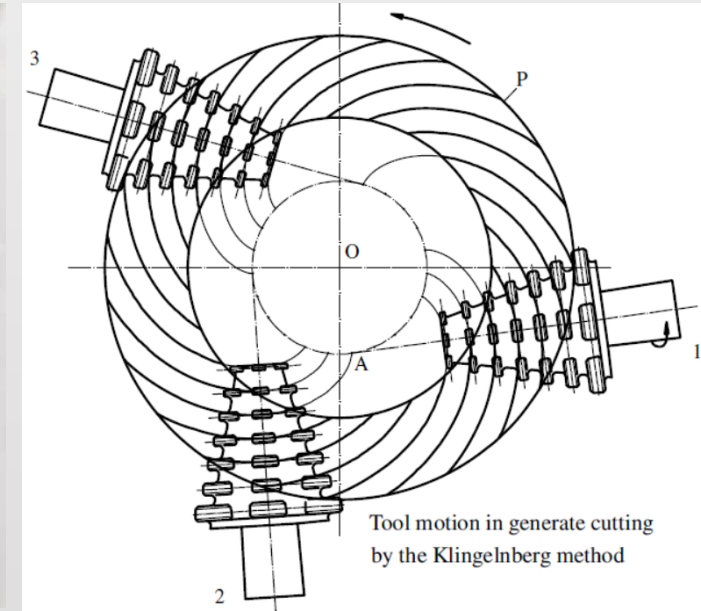


Konik Sonsuz Vida Formunda Freze

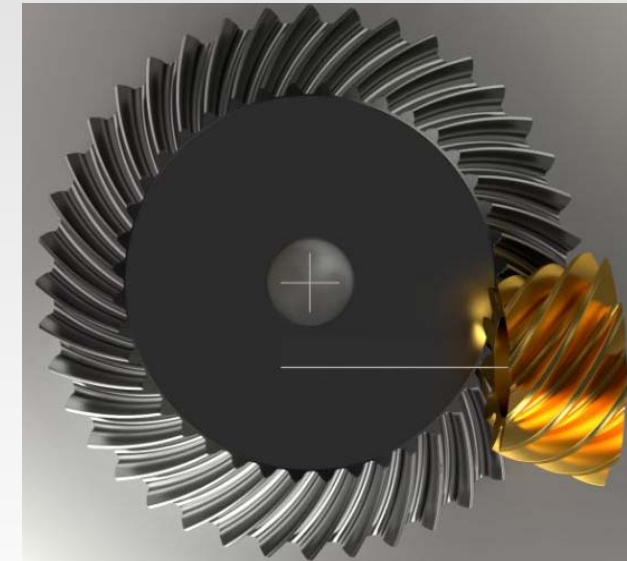
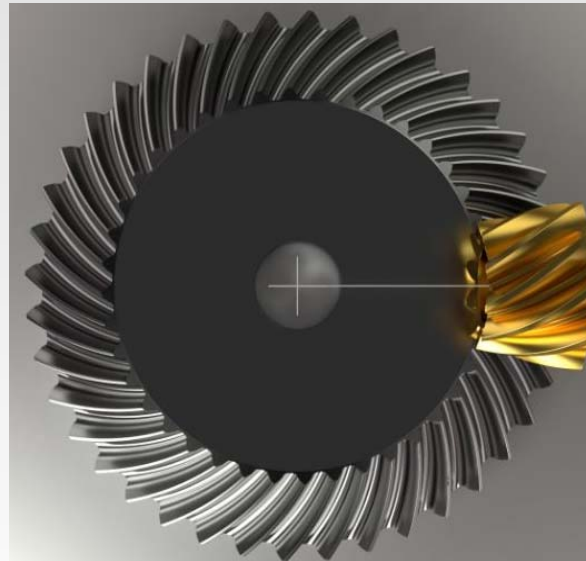


Konik dişli mekanizmaları

Konik helisel freze ile konik dişli imalatı



Spiral ve Hypoid bevel gear



Konik dişli arklar

Klingelnberg firması

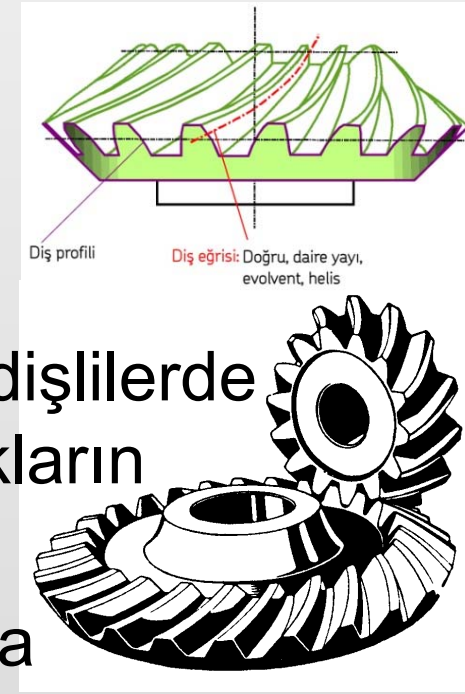
(www.klingelnberg.de)

Spiral dişli alıştırması, dişli açımı



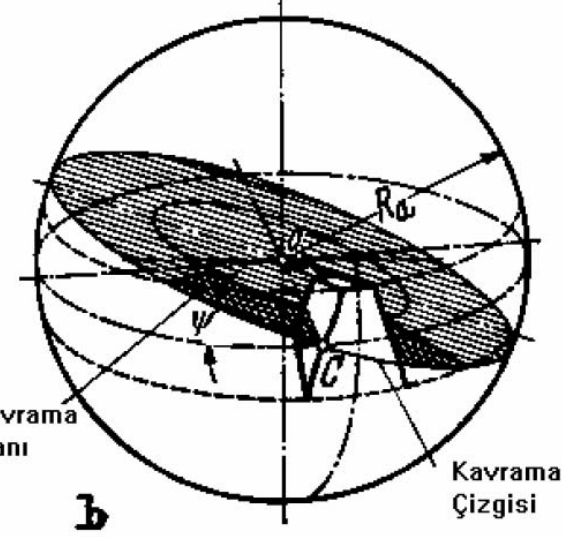
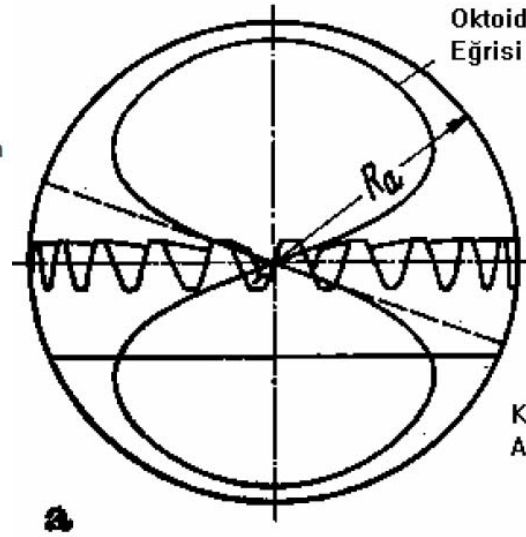
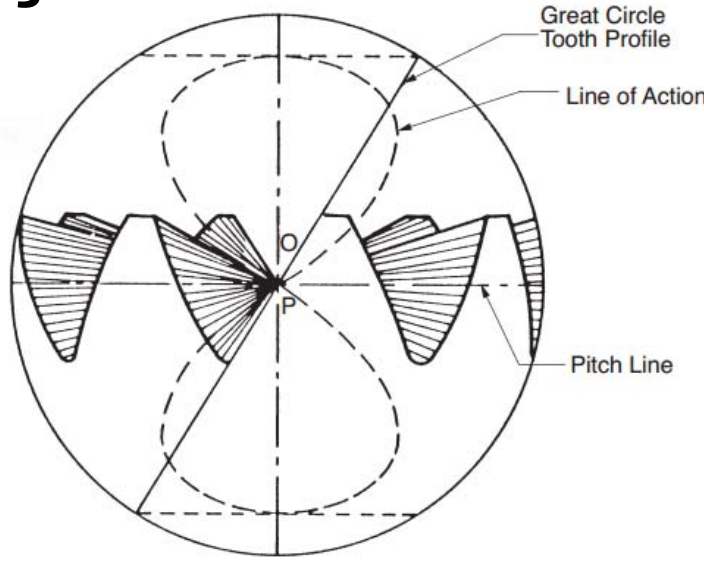
Eğri dişli konik mekanizmaların kullanım sebepleri

- Kavrama oranı büyük ölçüde arttırılabilir ve konik dişlilerde çok zaman kaçınılmaz olan geometrik uyumsuzlukların dişlilerin dinamiğine yansımaları azaltılabilir.
- Eğri dişli konik mekanizmalar daha yüksek hızlarda kullanılabilir. Spiral konik dişli mekanizmaları ile ortalama çaptaki çevre hızı için 25 m/s gibi hızlara çıkılabilir.
- Helisel alın dişlilere benzer şekilde dişin kavramaya girişinin bütün genişliği yerine bir kenarından başlayarak yavaş yavaş gelişmesi diş gürültüsünü azaltıcı yönde yarar sağlar.
- Ek olarak, bu dişlilerde alttan kesilme olmadan çok daha küçük diş sayılarına inilebilir.



Konik çark imali

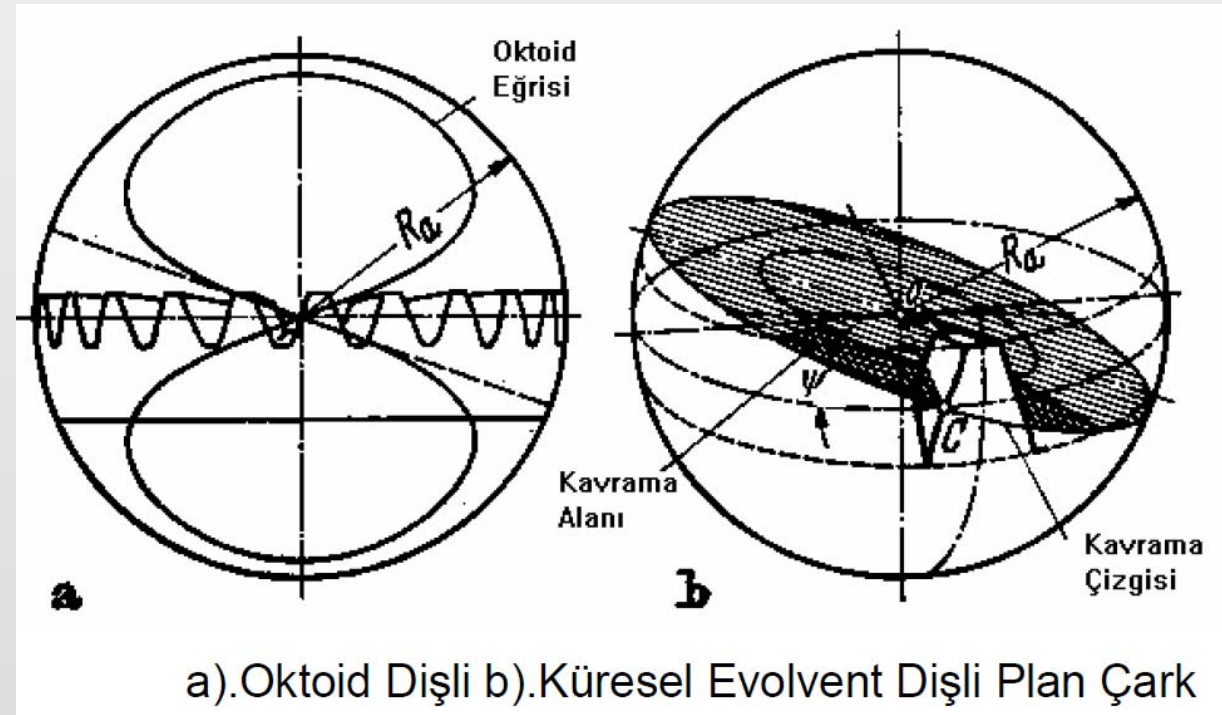
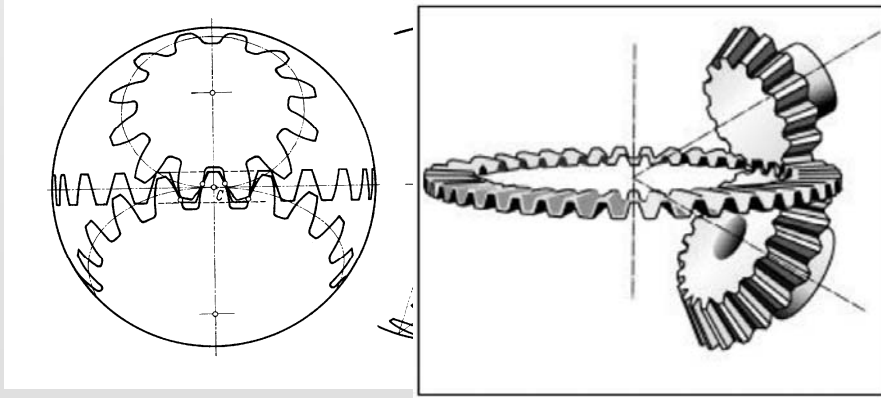
Oktoid Dişli



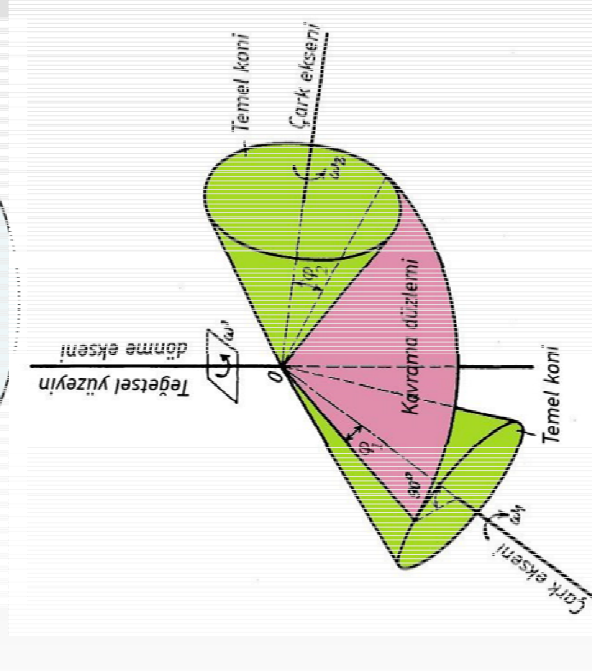
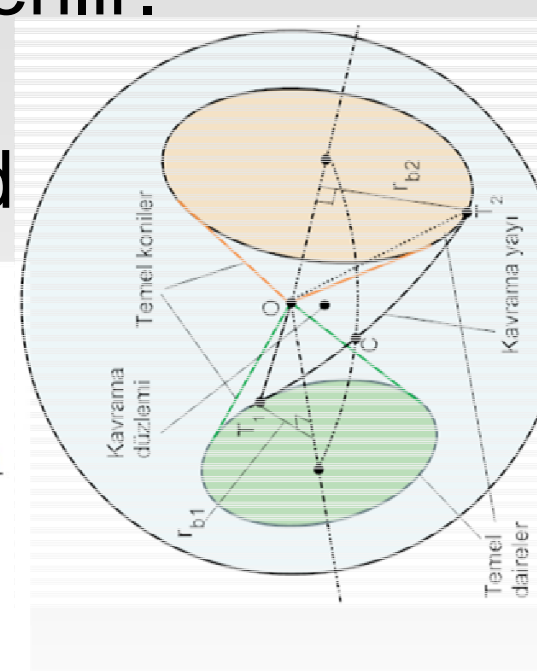
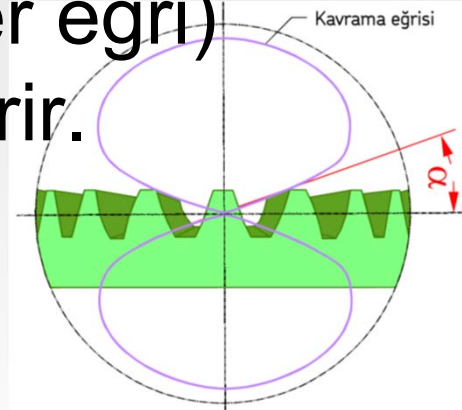
a).Oktooid Dişli b).Küresel Evolvent Dişli Plan Çark

Konik çarkların imalinde düz yan yüzeyli takımlarla yuvarlanma metodu tercih edilir (misal olarak plan çarkın takım gibi kullanılması). Bu şekilde hasil olan dişli formuna Oktoid ismi verilir. Küre yüzeyindeki temas çizgisi bir Oktoid (sekize benzer eğri) meydana getirir.

Oktoid (Plan) Dişli

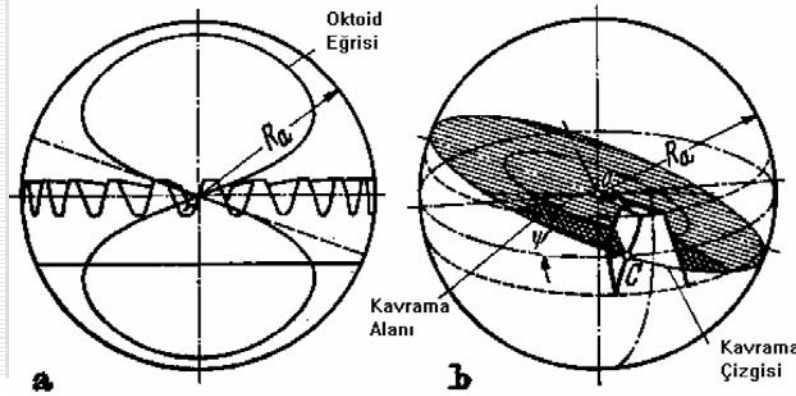
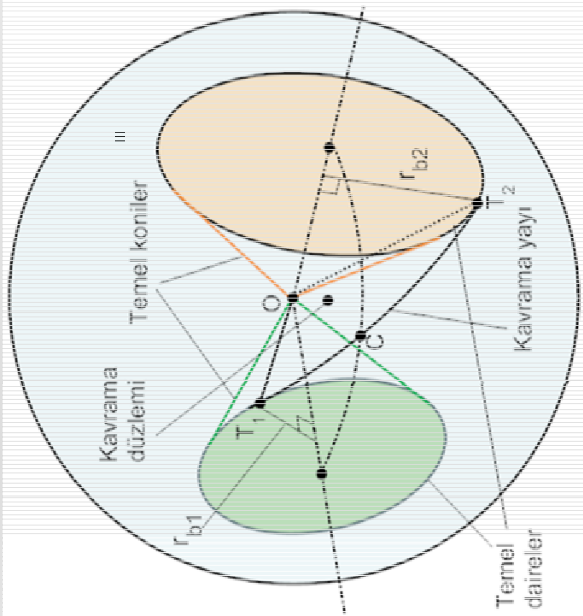
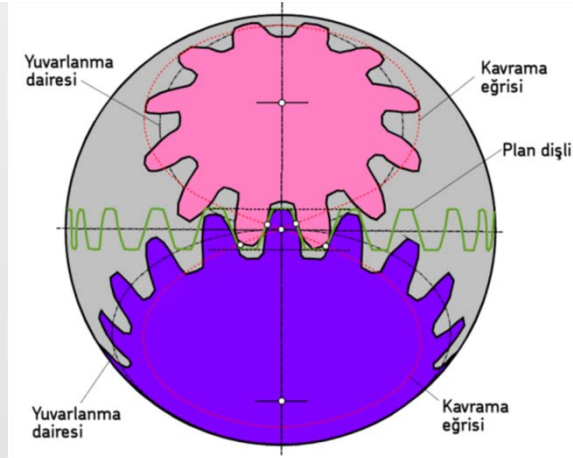


Bu şekilde hasil olan dişli formuna Oktoid ismi verilir. Küre yüzeyindeki temas (kavrama) çizgisi bir Oktoid (sekize benzer eğri) meydana getirir.

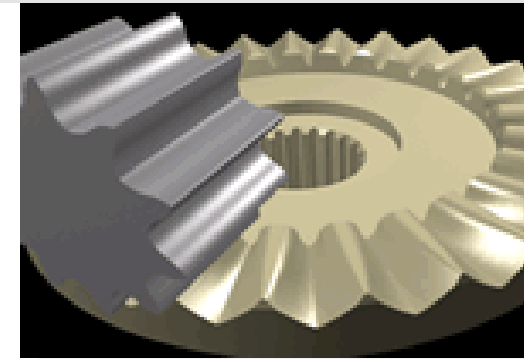
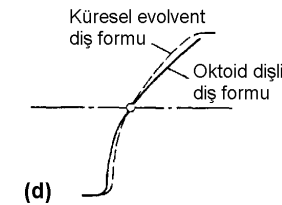
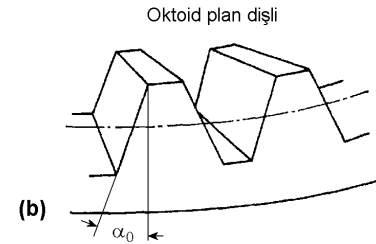
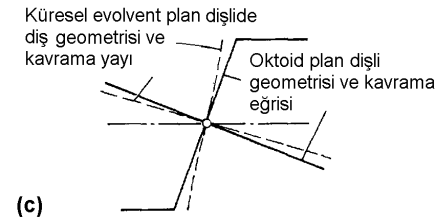
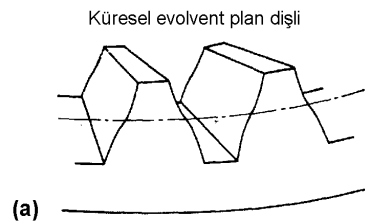
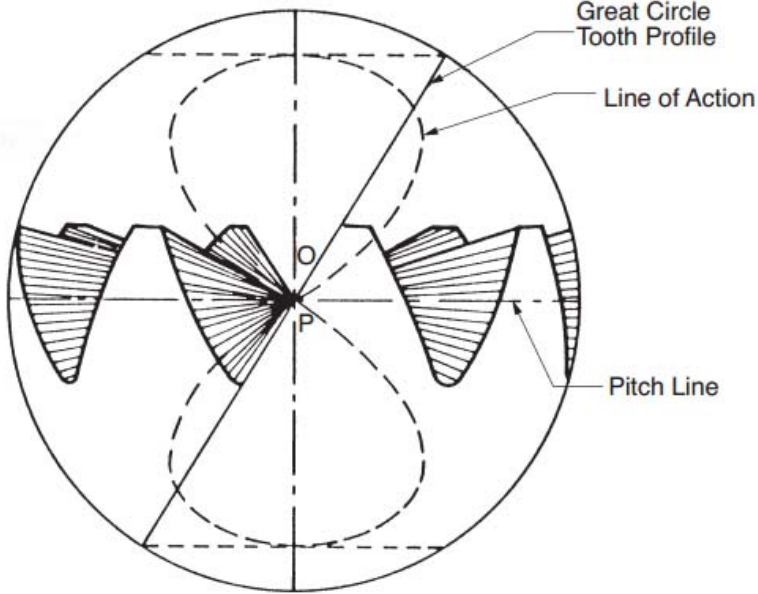
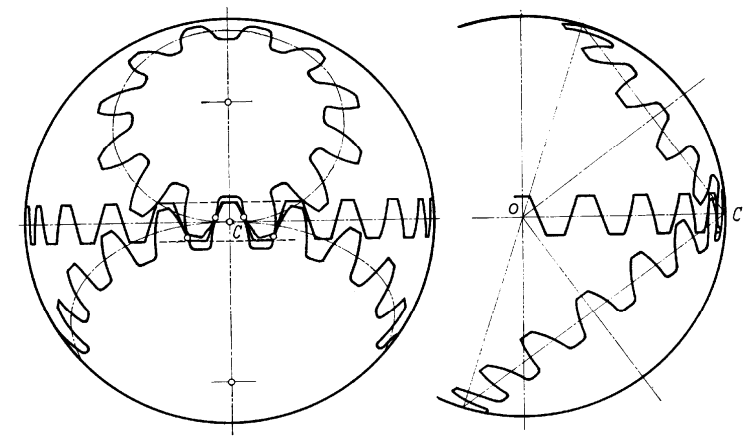


Oktoid (Plan) Dişli Çark (Octoid Gear)

Oktoid plan dişli ve kendisi ile eş çalışabilen farklı diş sayılarındaki dişlilerin küre yüzeyi üzerindeki geometrileri

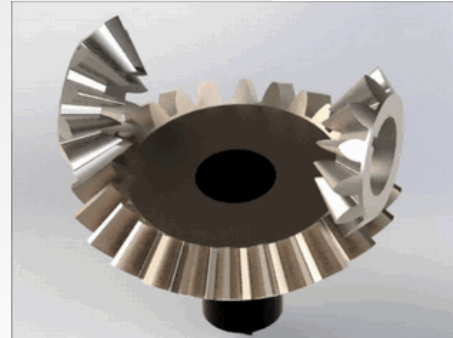
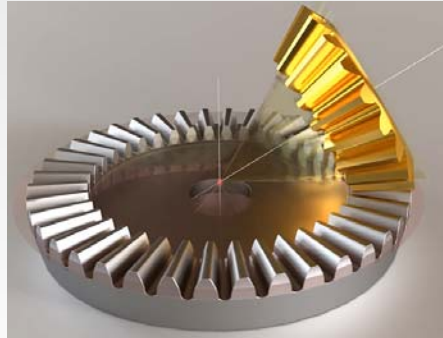
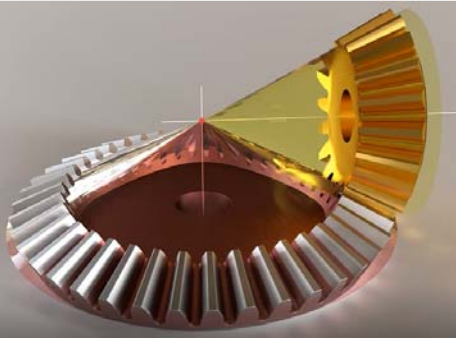
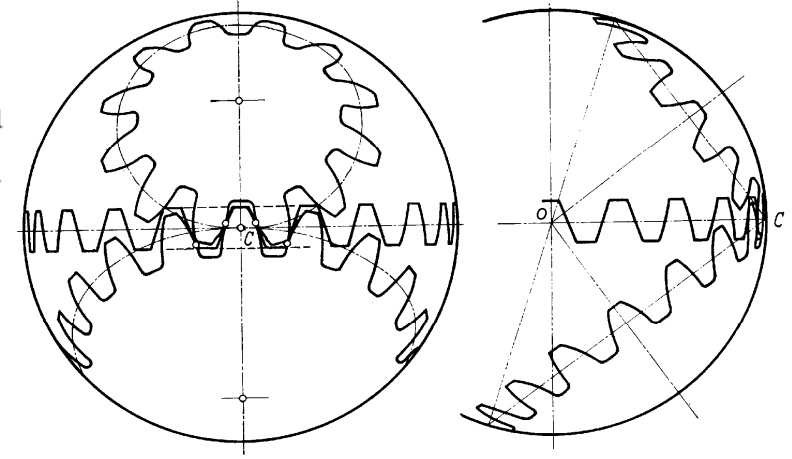
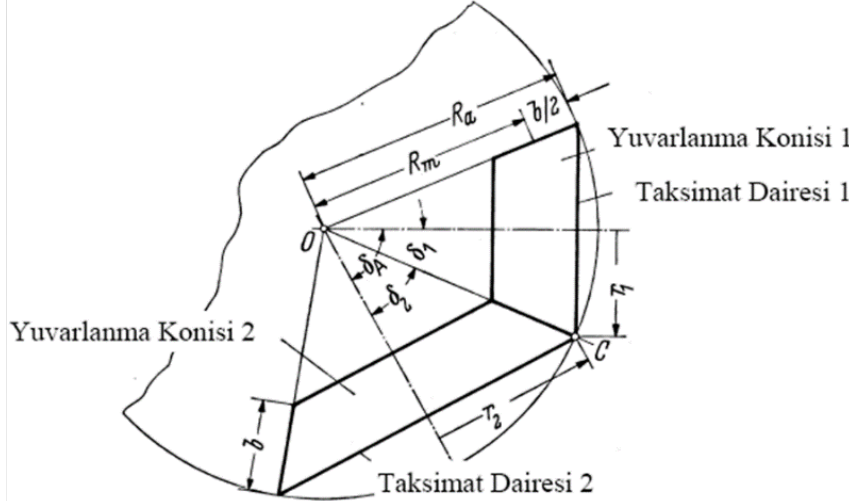
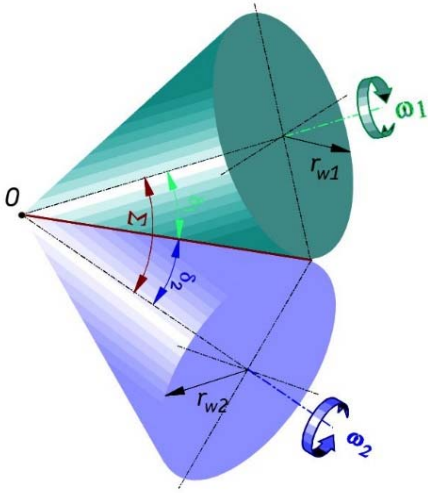
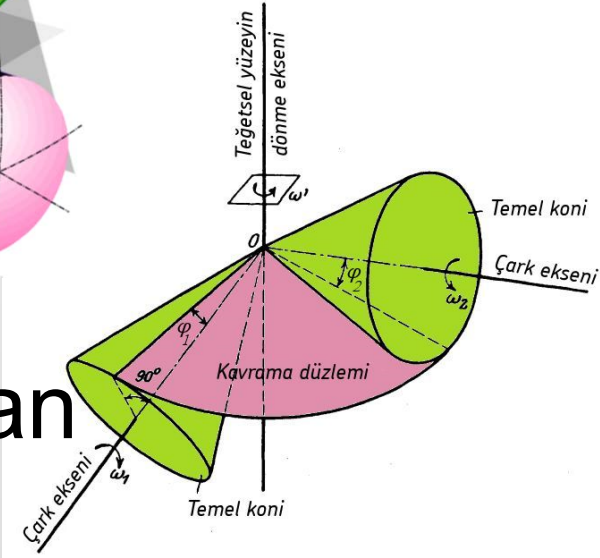
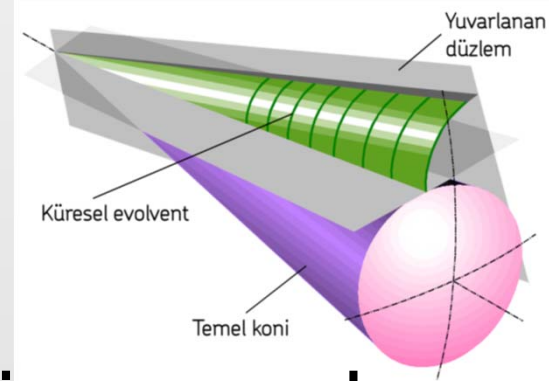


a).Oktoid Dişli b).Küresel Evolvent Dişli Plan Çark



Yuvarlanma konileri

Bir konik dişli çark mekanizmasında birbiri üzerinde yuvarlandığı varsayılan koniler yuvarlanma konileridir

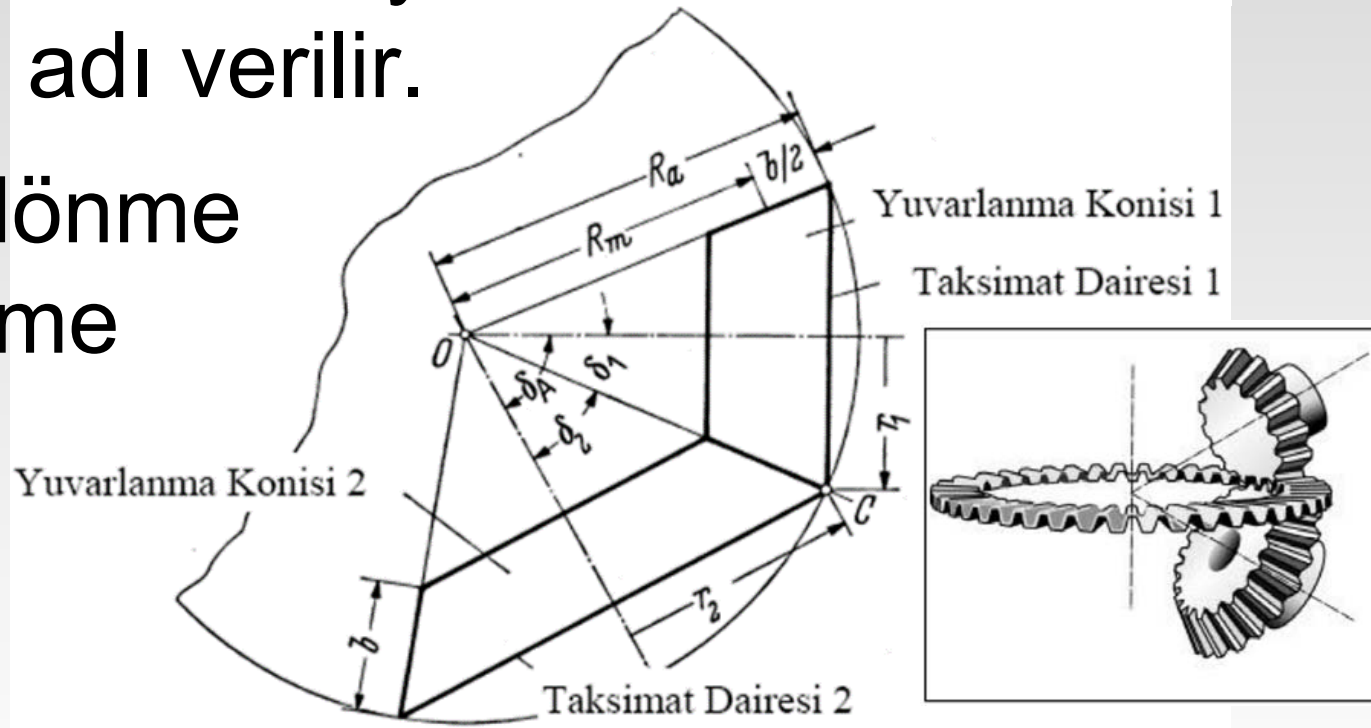
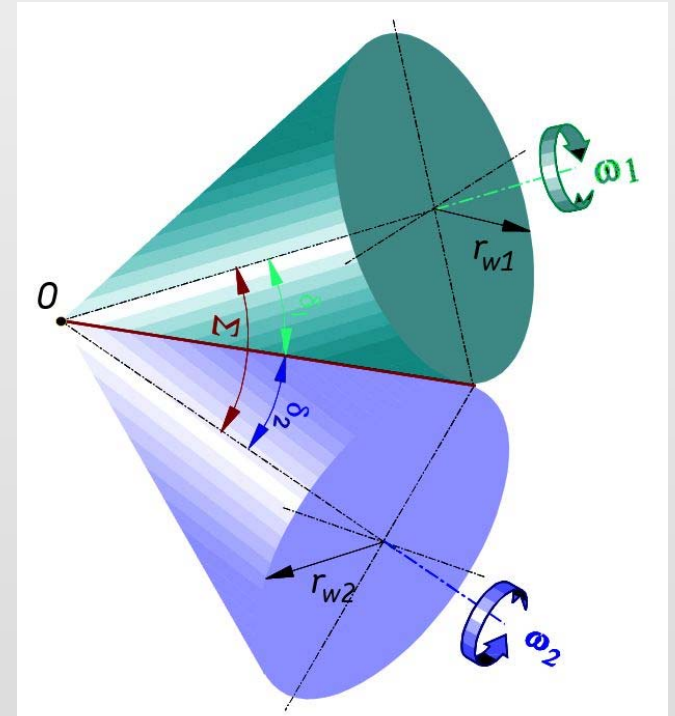


Yuvarlanma konisi

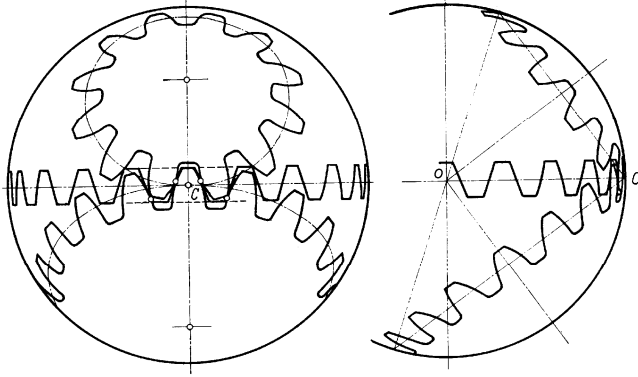
Yuvarlanma mekanizmaları içinde eksenlerin kesişmesi, iki konik eleman ile sağlanır.

Taksimata isabet eden koniye yuvarlanma konisi adı verilir.

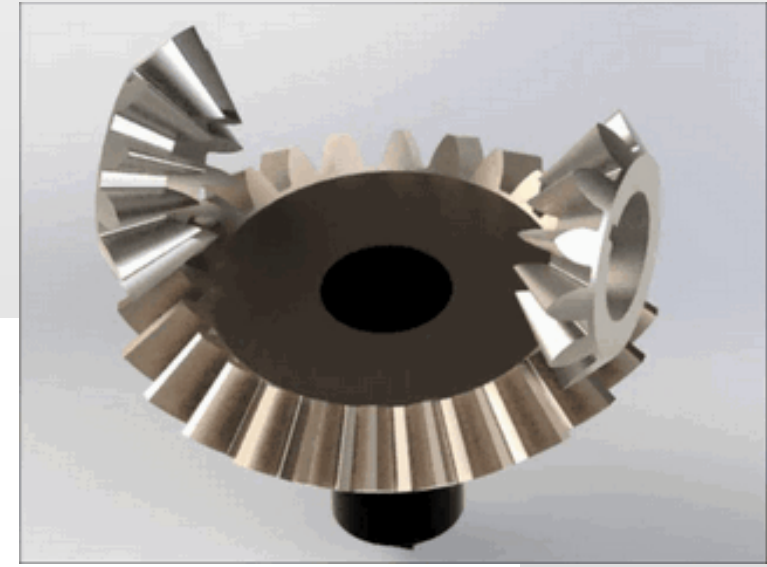
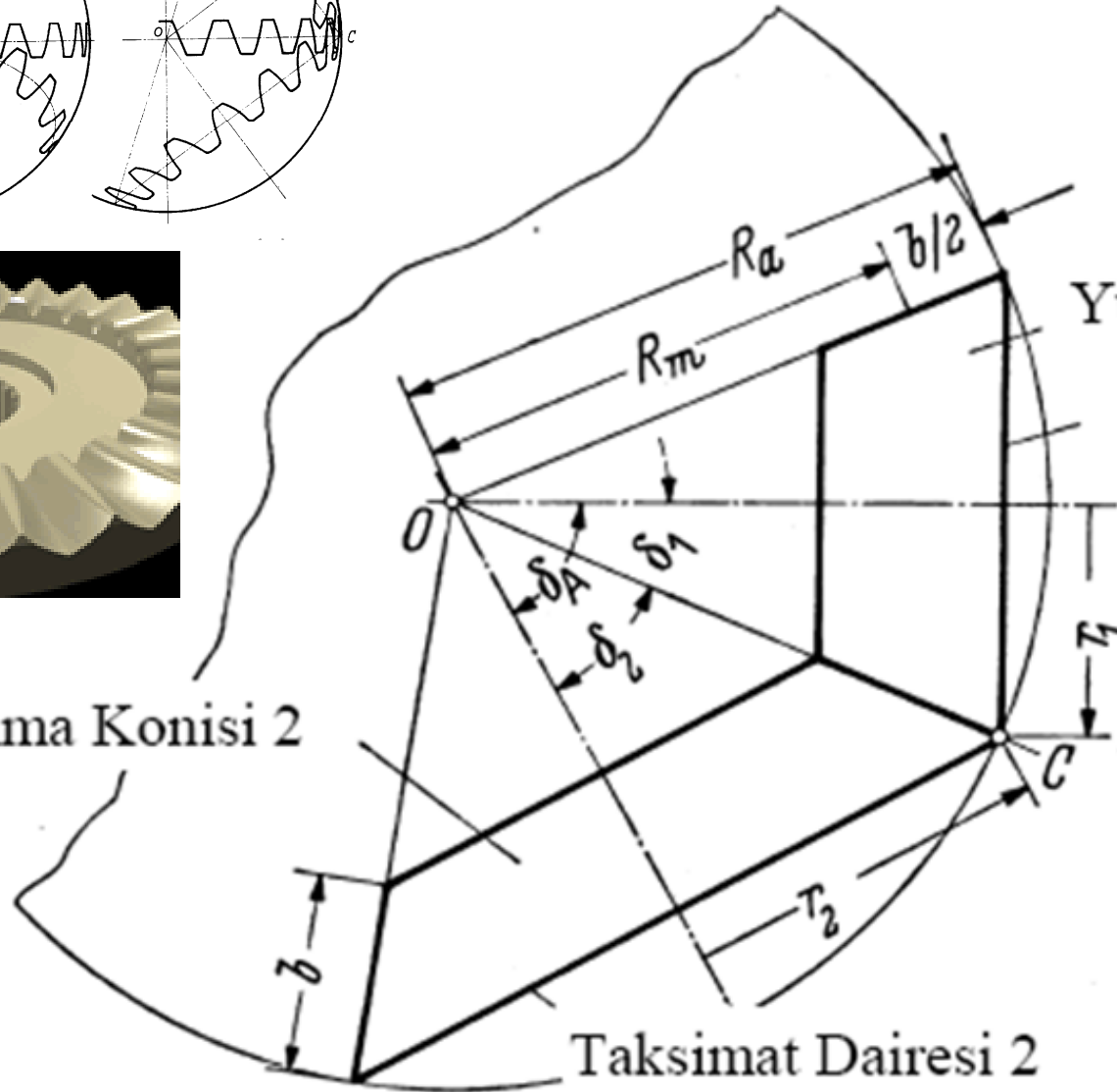
Bunların tepeleri dönme eksenlerinin kesişme noktasındadır.



Yuvarlanma Konileri

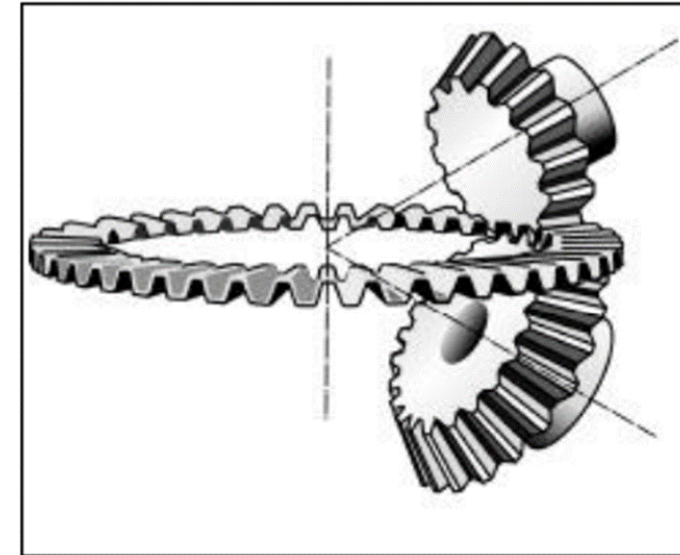


Yuvarlanma Konisi 2



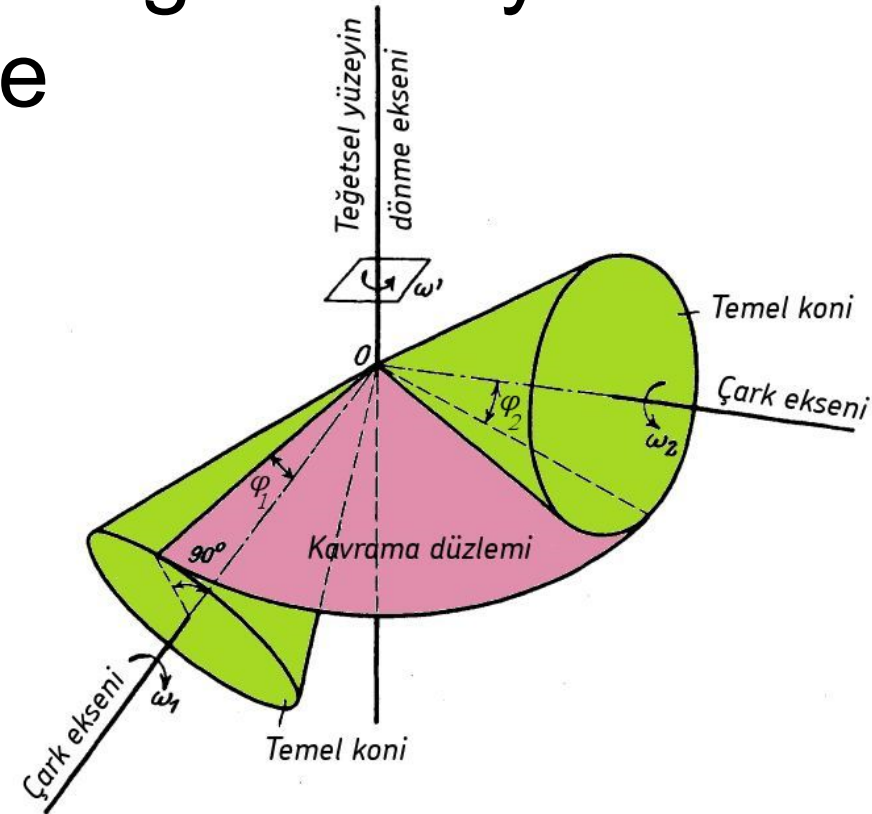
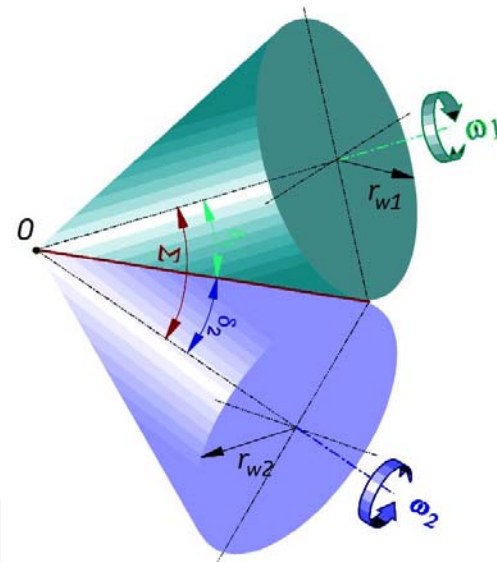
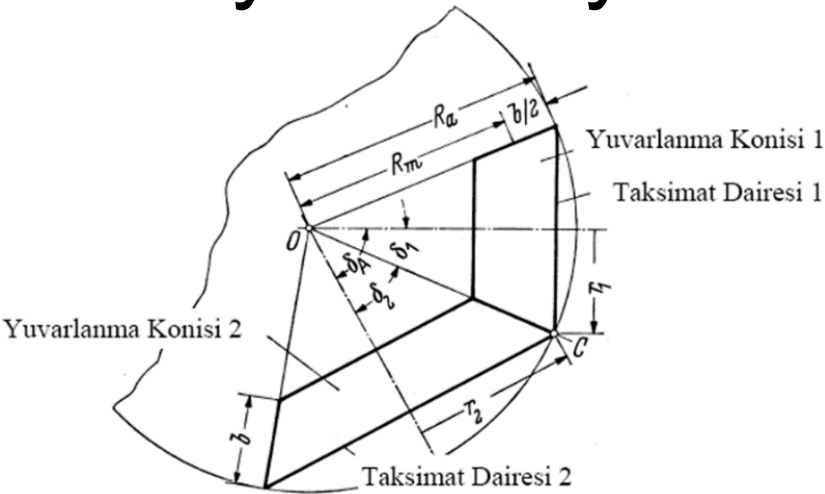
Yuvarlanma Konisi 1

Taksimat Dairesi 1



Konik Çarkların Geometrik Büyüklükleri

Bu demektir ki, kesişme noktasından uzaklığı aynı olan noktaların çevresel hızları da aynıdır. Bunlar sürekli ortak yan yüzey doğrusu boyunca temastadır ve sabit bir tahvil ile kaymadan yuvarlanırlar.

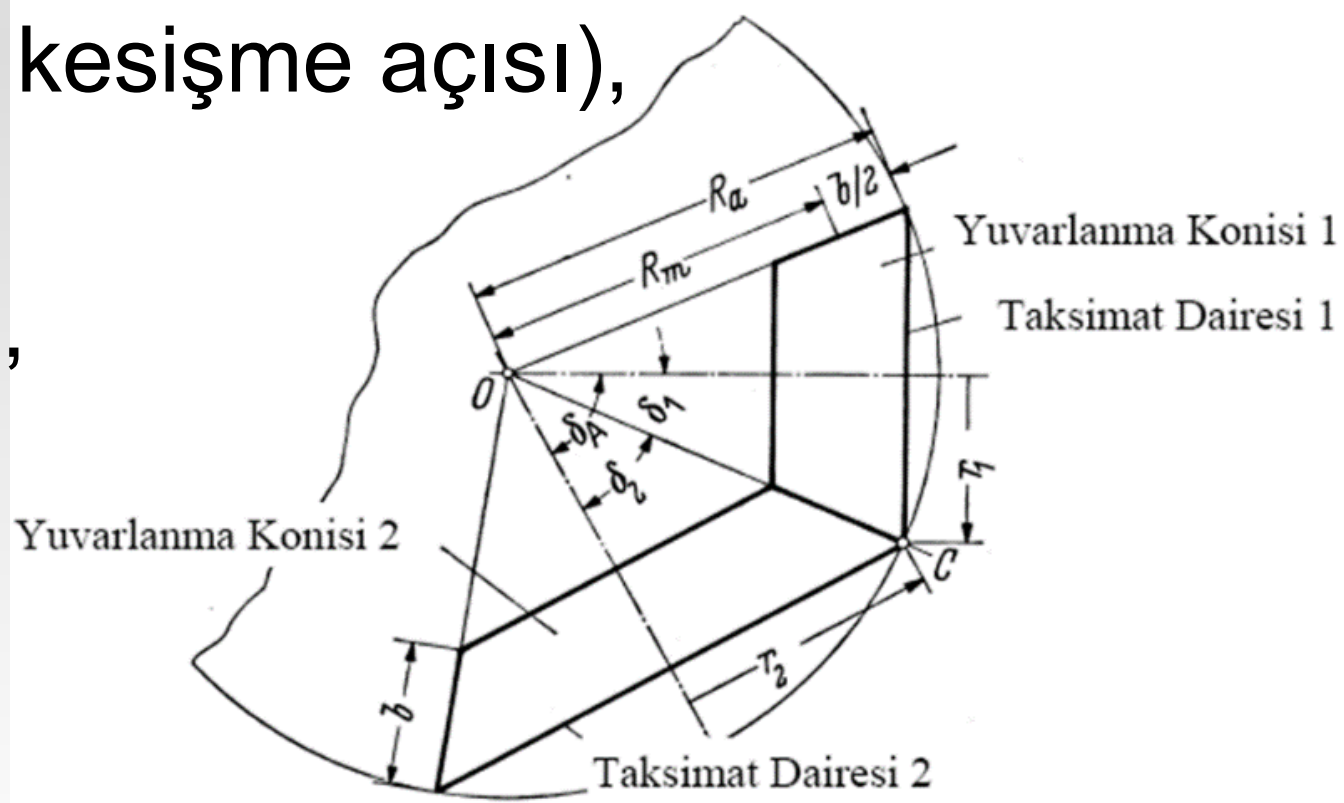


Taksimat konisi açısı

Taksimat konisi açısı (çark eksenini ile taksimat konisinin yan yüzeyi arasındaki açı) (δ_1) ve (δ_2) olarak belirtilir. Toplamları ($\delta_1 + \delta_2 = \delta_A$)

(Çark eksenlerinin kesişme açısı),

Sıfır ve V-Sıfır mekanizmalarında, eksen açısı δ_A 'dır.



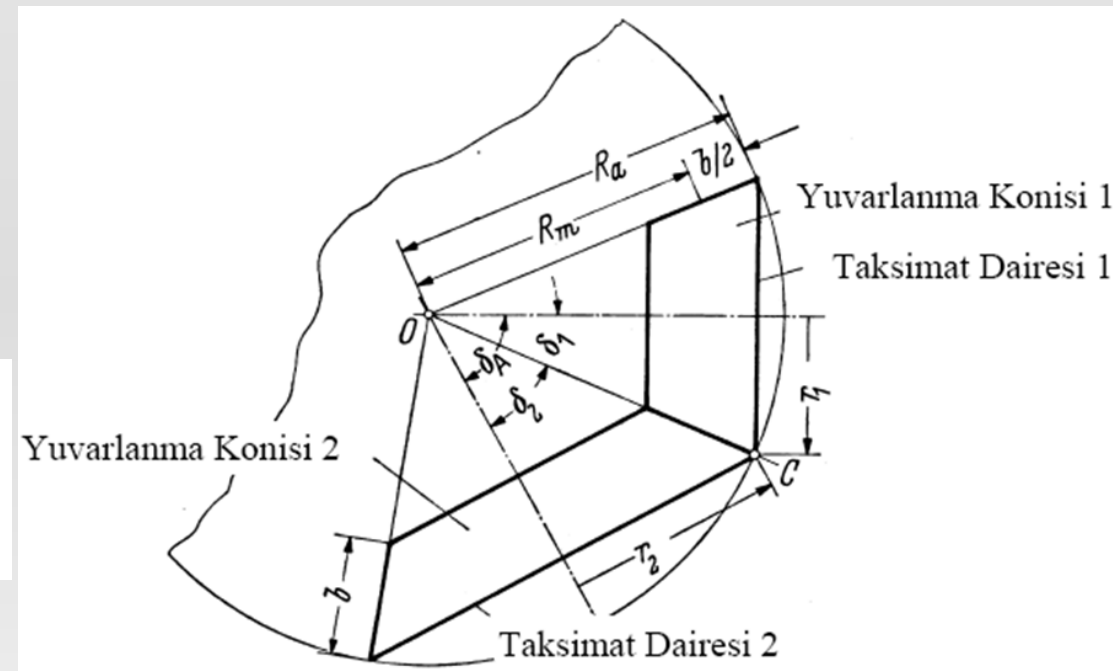
Eksen açısı (δ_A)

$$\delta_A = \delta_1 + \delta_2$$

Taksimat daireleri (çark eksenlerine dik kesitlerdeki daireler)

$$2\pi r_1 = Z_1 t = Z_1 m \pi$$

$$r_1 = \frac{m}{2} Z_1 \quad \text{ve} \quad r_2 = \frac{m}{2} Z_2$$



Burada m 'nin DIN 780 'e göre norm modül (standart) olması gerekir.

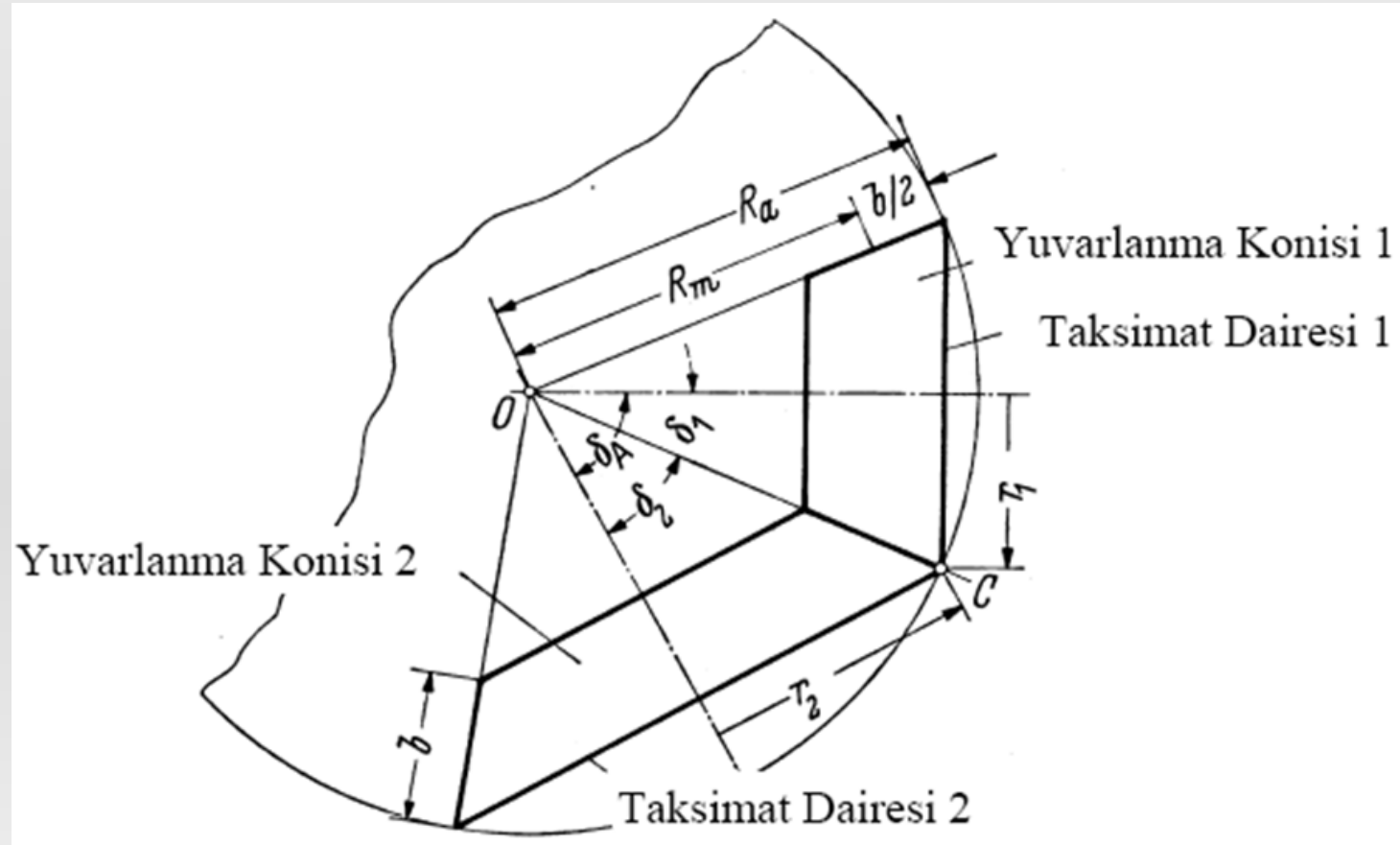
Taksimat konisi

Taksimat konisi
uzunluğu

$$R_a = \frac{r_1}{\sin \delta_1} = \frac{r_2}{\sin \delta_2}$$

Çevrim oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$



$$\delta_A = \delta_1 + \delta_2$$

Taksimat konilerinin açıları

$$\delta_A = \delta_1 + \delta_2$$

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

Eksen açısı δ_A ve diş sayıları z_1, z_2 (yani $i=z_2/z_1$) ile taksimat konilerinin açıları çıkarılabilir.

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A}$$

$$\tan \delta_2 = \frac{i \sin \delta_A}{1 + i \cos \delta_A}$$

$$\cos \delta_1 = \frac{i + \cos \delta_A}{\sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}}$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1 + i \cos \delta_A}{\sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}}$$

$$\sin \delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{\sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}}$$

$$\sin \delta_2 = \frac{i \sin \delta_A}{\sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}}$$

Taksimat konilerinin açıları

Eksen açısı $\delta_A = \delta_1 + \delta_2$ $i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\sin(\delta_A - \delta_1)}{\sin(\delta_1)}$

$$\cos(\delta_A - \delta_1) \text{ expand, } \delta_A \rightarrow \cos(\delta_A) \cdot \cos(\delta_1) + \sin(\delta_A) \cdot \sin(\delta_1)$$

$$\sin(\delta_A - \delta_1) \text{ expand, } \delta_A \rightarrow \sin(\delta_A) \cdot \cos(\delta_1) - \cos(\delta_A) \cdot \sin(\delta_1)$$

$$i = \frac{\sin(\delta_A - \delta_1)}{\sin(\delta_1)} = \frac{\sin(\delta_A) \cdot \cos(\delta_1) - \cos(\delta_A) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_1)} = \frac{\sin(\delta_A) \cdot \cos(\delta_1)}{\sin(\delta_1)} - \frac{\cos(\delta_A) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_1)}$$

$$i + \cos(\delta_A) = \frac{\sin(\delta_A)}{\tan(\delta_1)}$$

$$\tan(\delta_1) = \frac{\sin(\delta_A)}{i + \cos(\delta_A)}$$

Taksimat konilerinin açıları

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\sin(\delta_2)}{\sin(\delta_A - \delta_2)} = \frac{\sin(\delta_2)}{\sin(\delta_A) \cdot \cos(\delta_2) - \cos(\delta_A) \cdot \sin(\delta_2)}$$

$$i \cdot \sin(\delta_A) \cdot \cos(\delta_2) - i \cdot \cos(\delta_A) \cdot \sin(\delta_2) = \sin(\delta_2) \quad / \quad \sin(\delta_2)$$

$$\frac{i \cdot \sin(\delta_A)}{\tan(\delta_2)} = 1 + i \cdot \cos(\delta_A)$$

$$\tan(\delta_2) = \frac{i \cdot \sin(\delta_A)}{1 + i \cdot \cos(\delta_A)}$$

$$\tan(\delta_1) = \frac{\sin(\delta_1)}{\cos(\delta_1)} = \frac{\sin(\delta_A)}{i + \cos(\delta_A)}$$

$$\cos(\delta_1) = \frac{\sin(\delta_1)}{\tan(\delta_1)} = \frac{(i + \cos(\delta_A)) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_A)}$$

$$\cos(\delta_1) = \frac{(i + \cos(\delta_A)) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_1 + \delta_2)} = \frac{(i + \cos(\delta_A)) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_1) \cdot \cos(\delta_2) + \cos(\delta_1) \cdot \sin(\delta_2)}$$

Taksimat konilerinin açıları

$$\cos(\delta_1) = \frac{\sin(\delta_1)}{\tan(\delta_1)} = \frac{(i + \cos(\delta_A)) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_A)} = \frac{(i + \cos(\delta_A)) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_1 + \delta_2)} = \frac{(i + \cos(\delta_A)) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_1) \cdot \cos(\delta_2) + \cos(\delta_1) \cdot \sin(\delta_2)}$$

$$\cos(\delta_1) = \frac{i + \cos(\delta_A)}{\frac{\sin(\delta_1) \cdot \cos(\delta_2)}{\sin(\delta_1)} + \frac{\cos(\delta_1) \cdot \sin(\delta_2)}{\sin(\delta_1)}} = \frac{i + \cos(\delta_A)}{\cos(\delta_2) + i \cdot \cos(\delta_1)} \quad \times \quad \cos(\delta_1) \quad i = \frac{\sin(\delta_2)}{\sin(\delta_1)}$$

$$\cos(\delta_1) \cdot \cos(\delta_1) = \frac{i + \cos(\delta_A)}{\frac{(\cos(\delta_A) \cdot \cos(\delta_1) + \sin(\delta_A) \cdot \sin(\delta_1)) + i \cdot \cos(\delta_1)}{\cos(\delta_1)}} \quad \cos(\delta_2) = \cos(\delta_A - \delta_1)$$

$$\cos(\delta_1)^2 = \frac{i + \cos(\delta_A)}{(\cos(\delta_A) + \sin(\delta_A) \cdot \tan(\delta_1)) + i} \quad \times \quad \frac{i + \cos(\delta_A)}{i + \cos(\delta_A)}$$

$$\tan(\delta_1) = \frac{\sin(\delta_1)}{\cos(\delta_1)} = \frac{\sin(\delta_A)}{i + \cos(\delta_A)}$$

$$\cos(\delta_A) + \sin(\delta_A) \cdot \tan(\delta_1) + i = \cos(\delta_A) + \frac{\sin(\delta_A)^2}{i + \cos(\delta_A)} + i \quad \times \quad i + \cos(\delta_A)$$

$$i \cdot \cos(\delta_A) + \cos(\delta_A)^2 + \sin(\delta_A)^2 + i^2 + i \cdot \cos(\delta_A)$$

Taksimat konilerinin açıları

$$\cos(\delta_1)^2 = \frac{i + \cos(\delta_A)}{(\cos(\delta_A) + \sin(\delta_A) \cdot \tan(\delta_1)) + i} \times \frac{i + \cos(\delta_A)}{i + \cos(\delta_A)}$$

$$\cos(\delta_A) + \sin(\delta_A) \cdot \tan(\delta_1) + i = \cos(\delta_A) + \frac{\sin(\delta_A)^2}{i + \cos(\delta_A)} + i \quad \times \quad i + \cos(\delta_A)$$

$$i \cdot \cos(\delta_A) + \cos(\delta_A)^2 + \sin(\delta_A)^2 + i^2 + i \cdot \cos(\delta_A)$$

$$\cos(\delta_1)^2 = \frac{(i + \cos(\delta_A))^2}{i \cdot \cos(\delta_A) + \cos(\delta_A)^2 + \sin(\delta_A)^2 + i^2 + i \cdot \cos(\delta_A)} = \frac{(i + \cos(\delta_A))^2}{i^2 + 1 + 2 \cdot i \cdot \cos(\delta_A)}$$

$$\cos(\delta_1) = \frac{i + \cos(\delta_A)}{\sqrt{i^2 + 1 + 2 \cdot i \cdot \cos(\delta_A)}}$$

$$\cos(\delta_1) = \frac{\sin(\delta_1)}{\tan(\delta_1)} = \frac{(i + \cos(\delta_A)) \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(\delta_A)}$$

$$\sin(\delta_1) = \frac{\sin(\delta_A)}{\sqrt{i^2 + 1 + 2 \cdot i \cdot \cos(\delta_A)}}$$

$$\cos(\delta_2) = \frac{1 + i \cdot \cos(\delta_A)}{\sqrt{i^2 + 1 + 2 \cdot i \cdot \cos(\delta_A)}}$$

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

$$\tan(\delta_2) = \frac{i \cdot \sin(\delta_A)}{1 + i \cdot \cos(\delta_A)}$$

$$\sin(\delta_2) = \frac{i \cdot \sin(\delta_A)}{\sqrt{i^2 + 1 + 2 \cdot i \cdot \cos(\delta_A)}}$$

Taksimat konilerinin açılıarı

Ortaya çıkan özel hal $\delta_A = 90^\circ$ için

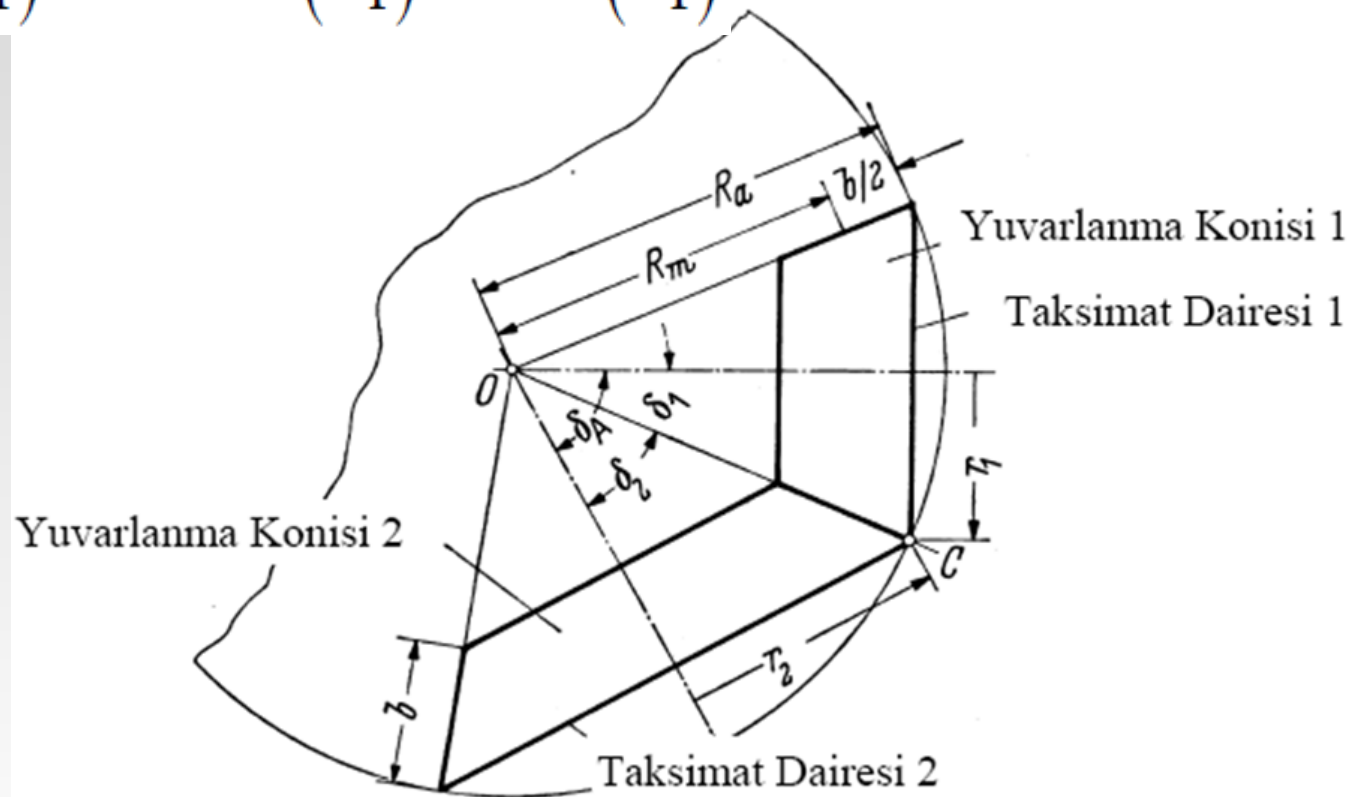
$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin(\delta_2)}{\sin(\delta_1)} = \frac{\sin(\delta_A - \delta_1)}{\sin(\delta_1)} = \frac{\cos(\delta_1)}{\sin(\delta_1)} = \frac{1}{\tan(\delta_1)}$$

$$\tan \delta_1 = \frac{1}{i}$$

$$\tan \delta_2 = i$$

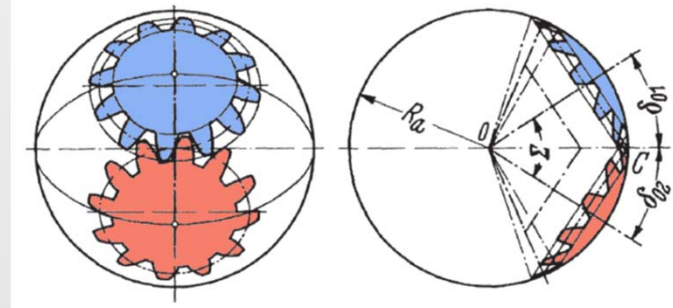
$$\cos \delta_1 = \sin \delta_2 = \frac{i}{\sqrt{i^2 + 1}}$$

$$\cos \delta_2 = \sin \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{i^2 + 1}}$$

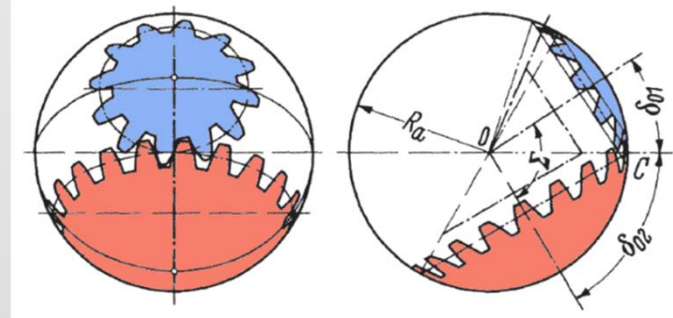


Taksimat konisi

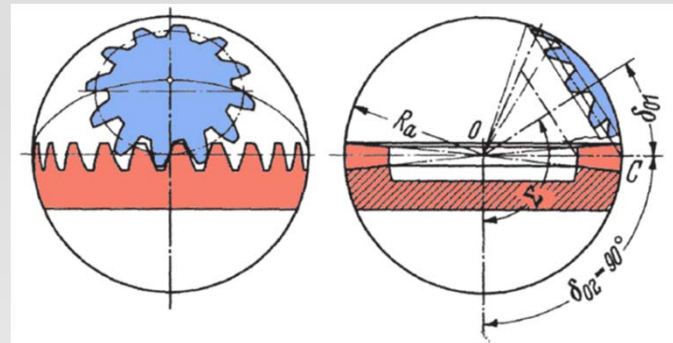
Yukarıdaki ifadeler
diş formundan bağımsızdır.
Taksimat daireleri,
 R_a yarıçaplı bir kürenin
yüzeyinde bulunmaktadır.



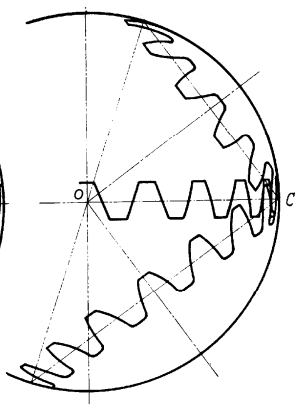
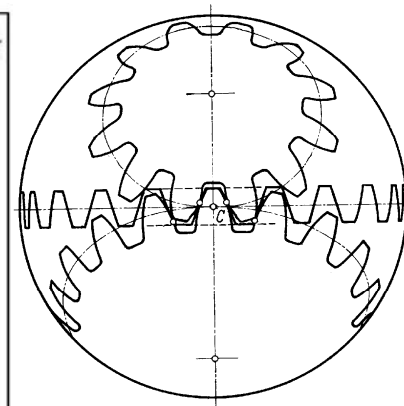
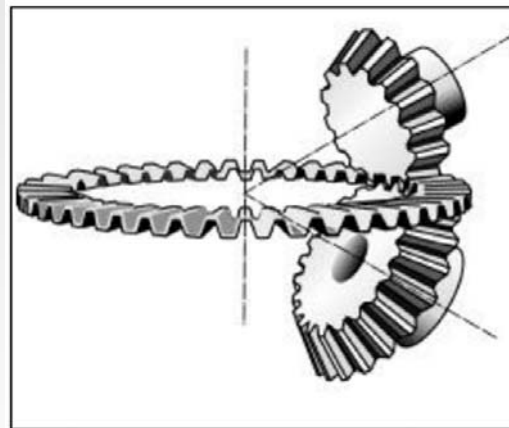
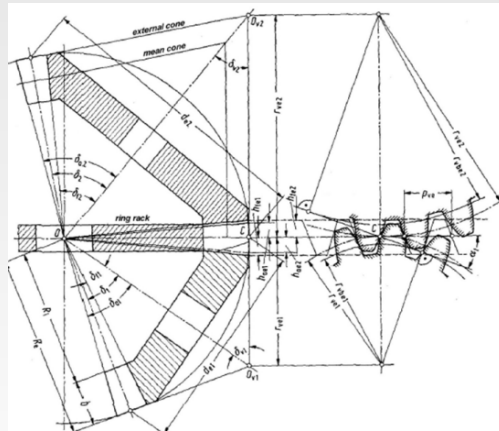
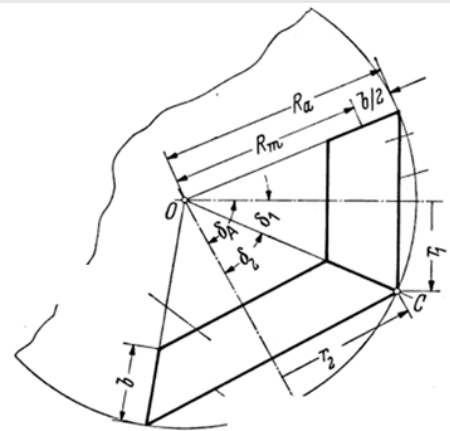
$\delta_A < 90^\circ$
eksen
açısı



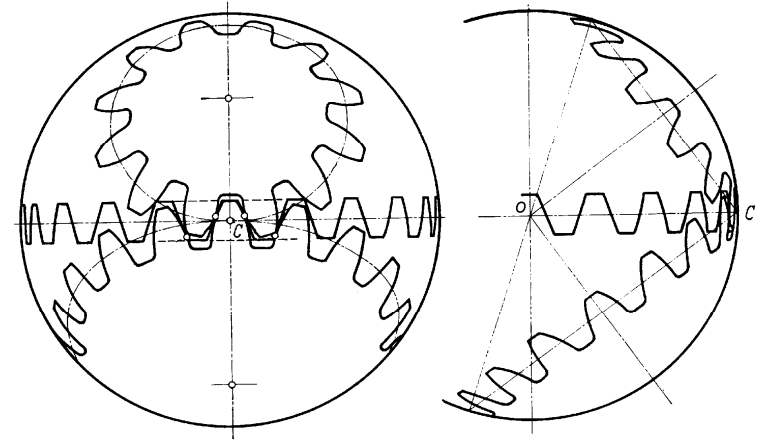
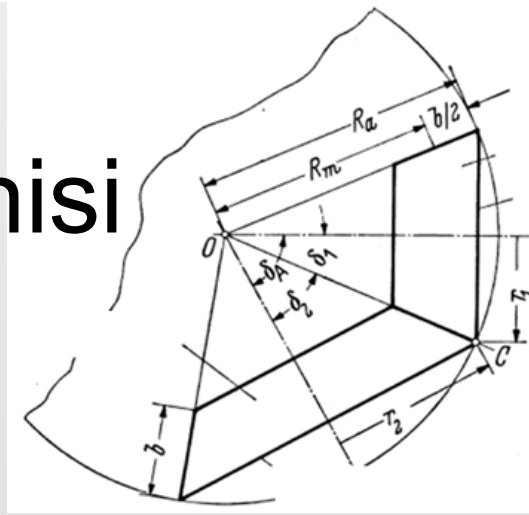
$\delta_A = 90^\circ$



$\delta_A > 90^\circ$



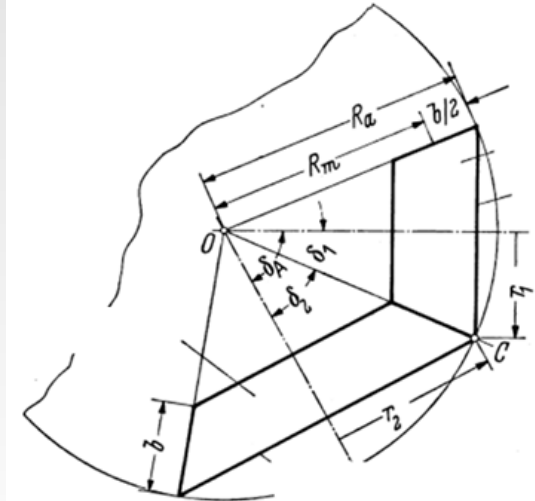
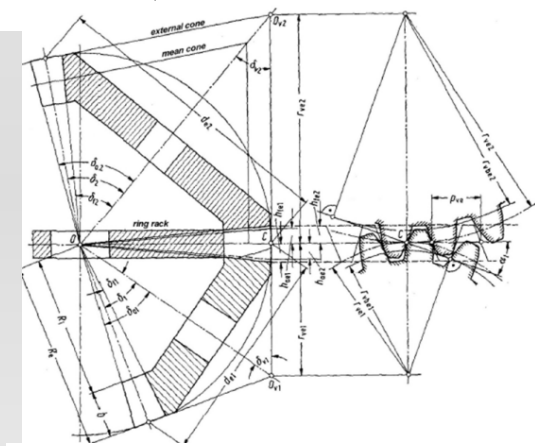
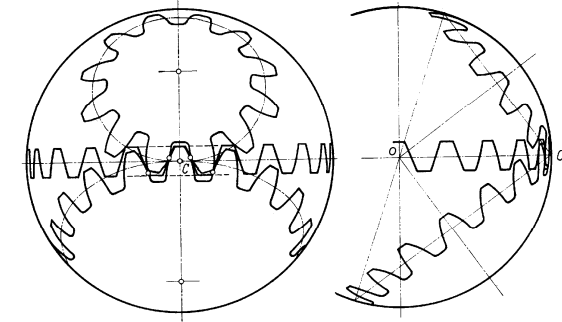
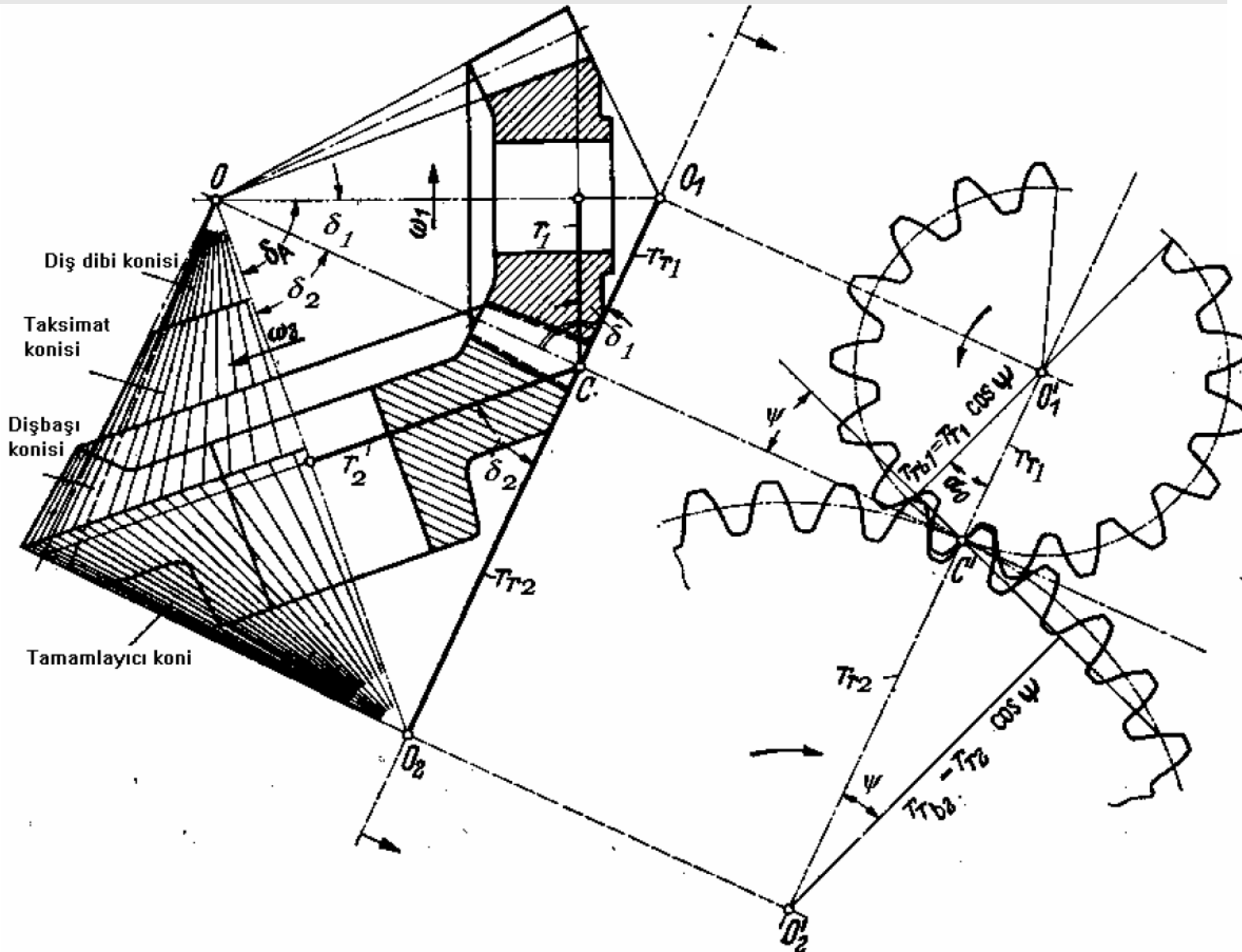
Taksimat konisi



R_a yarıçapındaki konideki plan çarkın diş formu DIN 3971 'e göre referans profili olarak kabul edilmiştir.

1. çarkın yan yüzeyindeki herhangi bir nokta çalışma esnasında bir kere temas noktası olmaktadır. (karşı diş yan yüzeyine temas edince). Temas çizgisi küre yüzeyinde bulunur.

Konik Dişli Çark Tamamlayıcı Konileri



Konik Dişli Çark Tamamlayıcı Konileri

$$\overline{O_1C} = r_{r1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1}$$

$$\overline{O_2C} = r_{r2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2}$$

$$r_{r1} = r_1 \frac{\sqrt{1+i^2+2i\cos\delta_A}}{i+\cos\delta_A}$$

$$r_{r2} = r_2 \frac{\sqrt{1+i^2+2i\cos\delta_A}}{1+i\cos\delta_A}$$

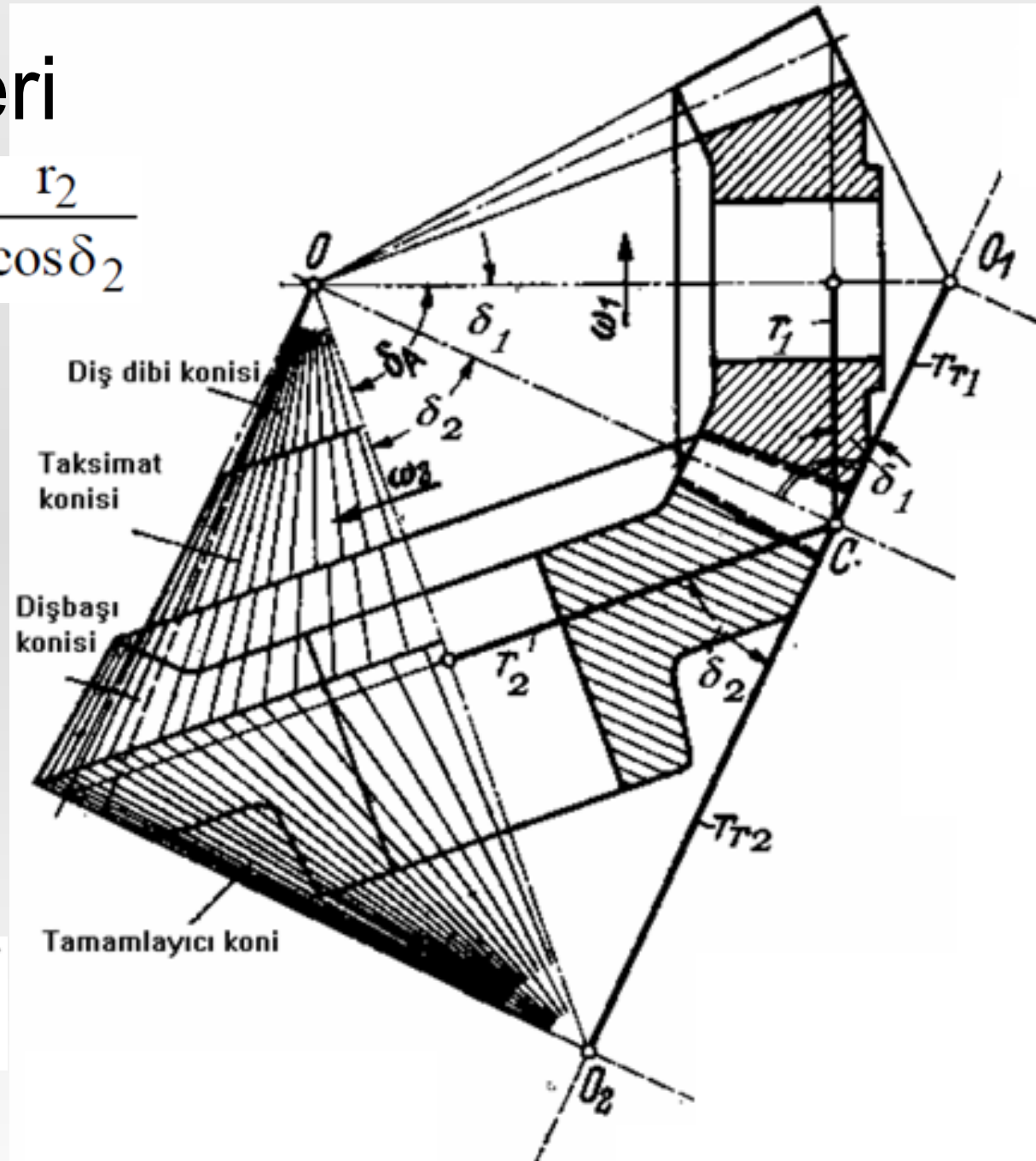
$$\delta_A = 90^\circ \text{ iken}$$

$$r_{r1} = r_1 \sqrt{\frac{i^2+1}{i^2}}$$

$$r_{r2} = r_2 \sqrt{i^2+1}$$

$$\cos \delta_1 = \sin \delta_2 = \frac{i}{\sqrt{i^2+1}}$$

$$\cos \delta_2 = \sin \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{i^2+1}}$$



Eşdeğer diş sayıları

Temel dairesi yarıçapı için açılım üzerinde

$$r_{rb1} = r_{r1} \cos \psi \quad \text{ve} \quad r_{rb2} = r_{r2} \cos \psi.$$

Z_e eşdeğer diş sayıları :

$$2\pi r_{r1} = Z_{e1} t = Z_{e1} m \pi \quad \text{ve} \quad 2\pi r_{r2} = Z_{e2} t = Z_{e2} m \pi$$

$$r_{r1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} \quad r_1 = \frac{m}{2} Z_1 \quad r_{r2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2} \quad r_2 = \frac{m}{2} Z_2$$

ifadelerinden

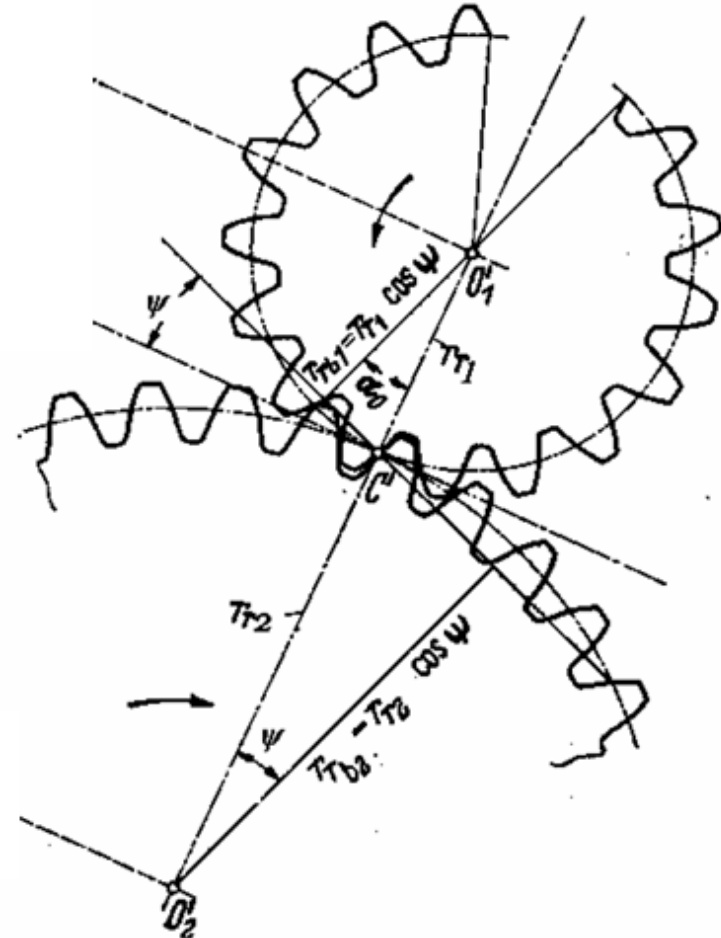
$$Z_{e1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad Z_{e2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = Z_{e1} \frac{i^2 + i \cos \delta_A}{1 + i \cos \delta_A}$$

$$\delta_A = 90^\circ \quad \text{için} \quad r_{r1} = r_1 \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}} \quad r_{r2} = r_2 \sqrt{i^2 + 1}$$

ifadesinden

$$Z_{e1} = Z_1 \sqrt{\frac{i^2 + 1}{i^2}}$$

$$Z_{e2} = Z_2 \sqrt{i^2 + 1} = Z_{e1} i^2$$



Sınır diş sayısı

$$Z_{e1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}$$

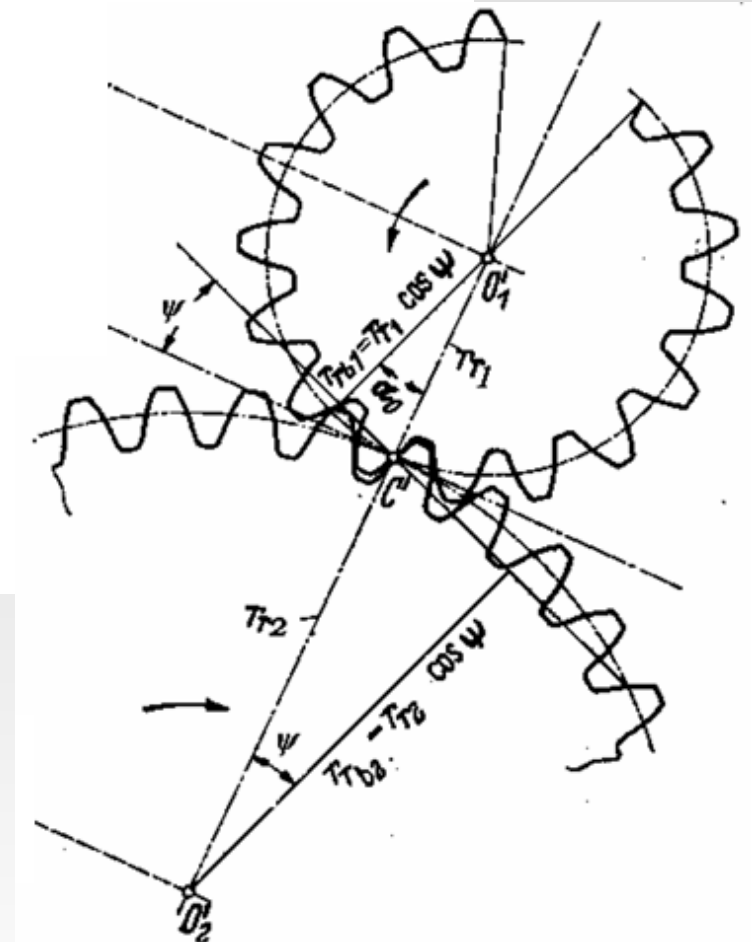
Z_{e1} için , düz dişlilerde pratik alttan kesilme sınır sınır diş sayısı

$\psi = 20^\circ$ 'de 14 diş olarak alınır

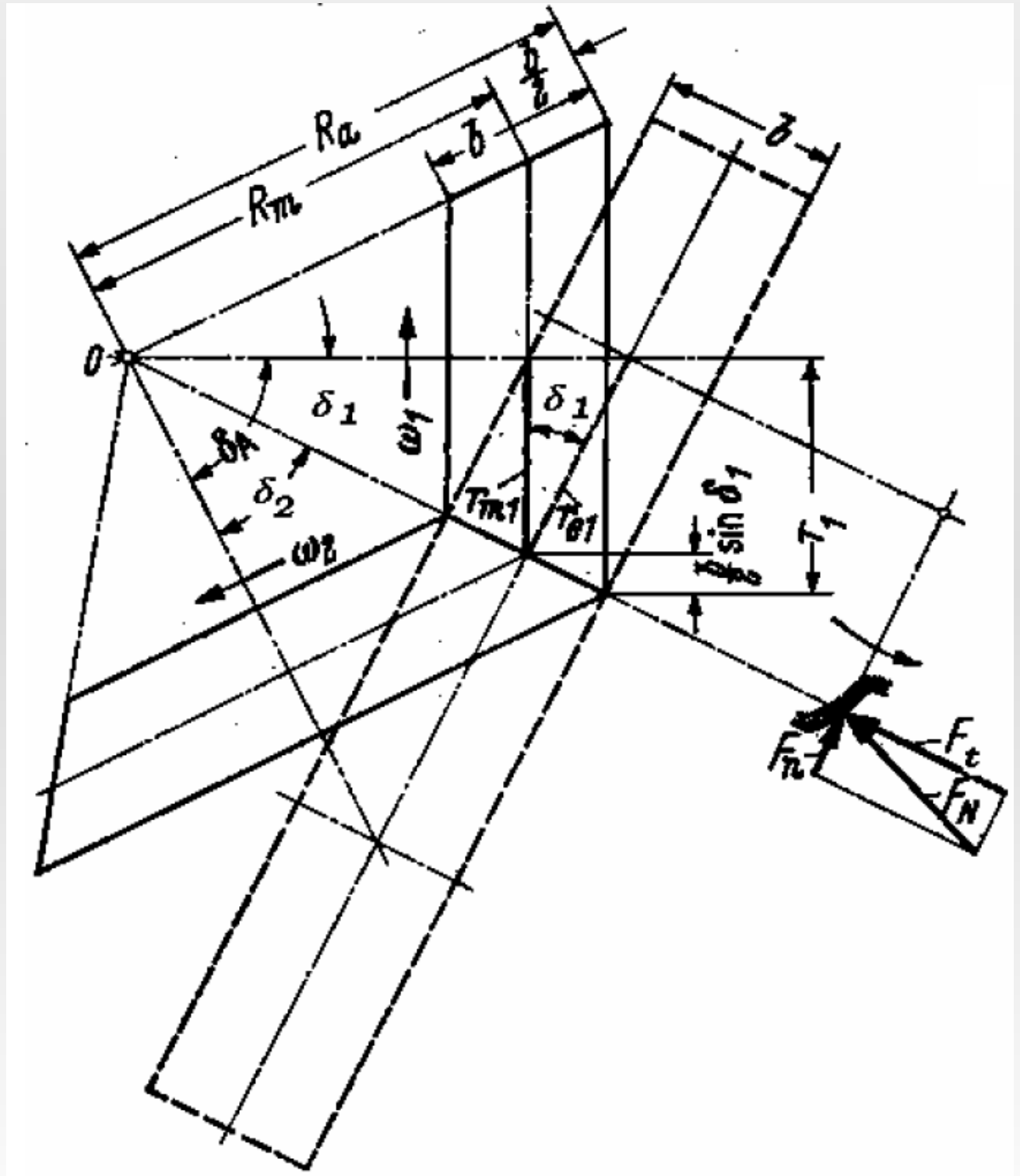
$$Z_{1 \text{ sm}} = 14 \cos \delta_1$$

$$\delta_1 = 0 \dots 21^\circ \quad 22^\circ \dots 30^\circ \quad 31^\circ \dots 37^\circ \quad 38^\circ \dots 44^\circ$$

$$Z_s = \quad 14 \quad \quad 13 \quad \quad 12 \quad \quad 11$$



Mukavemet
Hesapları için
Eşdeğer
Alın Dişli Çark



$$r_{m1} = \frac{m_m}{2} Z_1 = r_1 - \frac{b}{2} \sin \delta_1$$

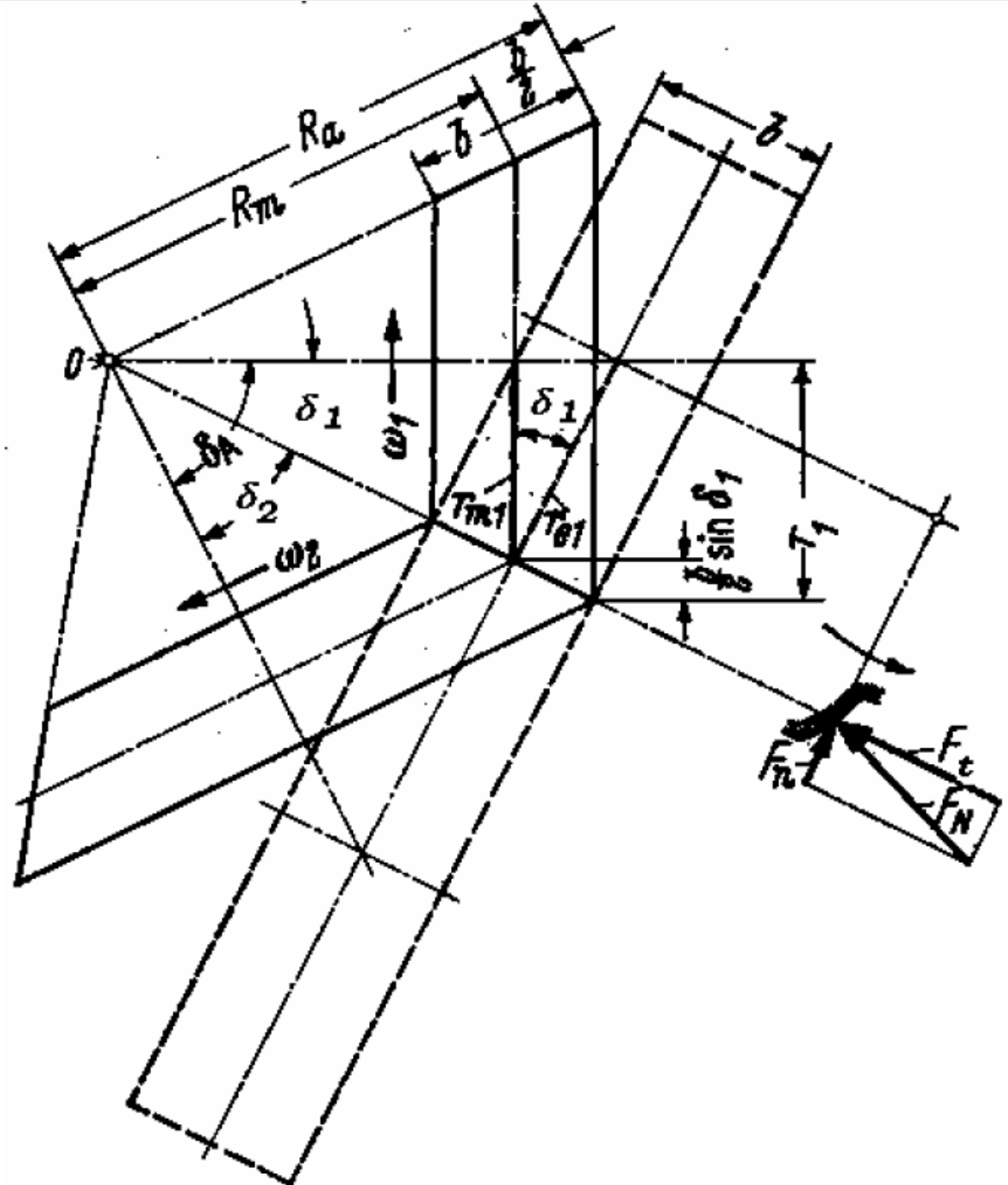
$$r_{m2} = \frac{m_m}{2} Z_2 = i \, r_{m1}$$

$$m_m = m - \frac{b}{Z_1} \sin \delta_1$$

eşdeğer alın dişli

$$r_{e1} = \frac{r_{m1}}{\cos \delta_1} \quad \text{ve}$$

$$r_{e2} = \frac{r_{m2}}{\cos \delta_2}$$



Konik dişli genişliği grafiği

1. $b \leq 0,3R_a$

Sınır Eğrisi,

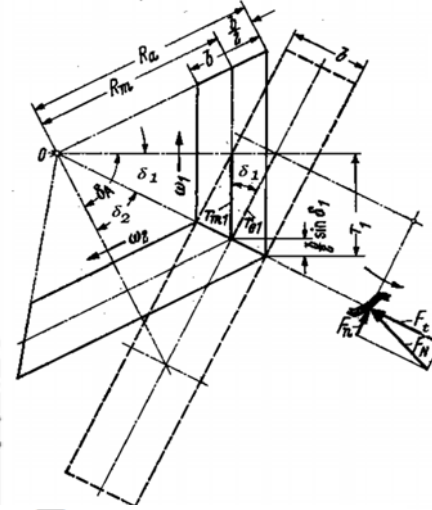
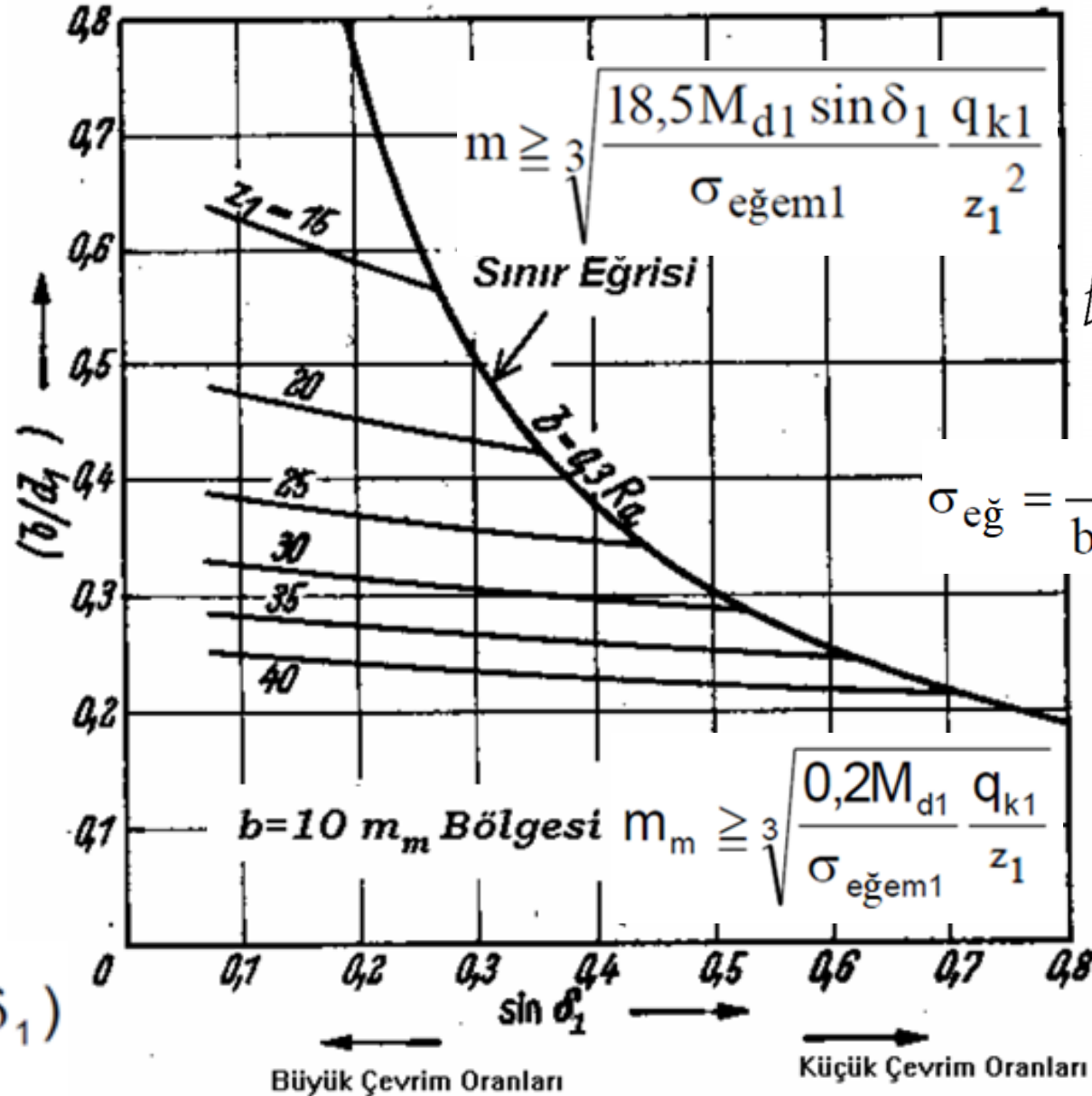
$$m_m = 0,85 \cdot m$$

$$\frac{b}{d_{m1}} = \frac{0,15}{0,85 \cdot \sin(\delta_1)}$$

2. $b \leq 10m_m$

bölgesi

$$m = m_m \left(1 + \frac{10}{z_1} \sin \delta_1\right)$$

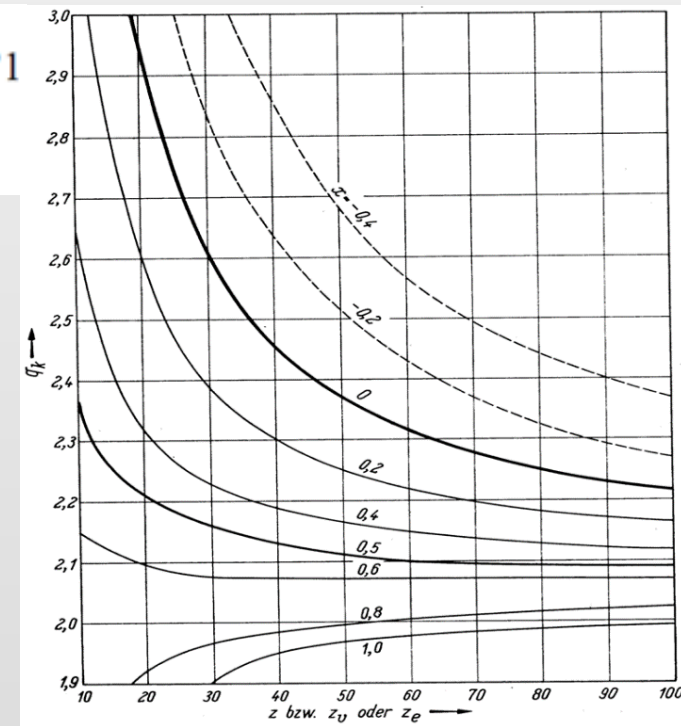


Dişdibi Mukavemeti

Moment ifadesinden $M_{d1} = f_B P / \omega_1$
teğetsel kuvvet $F_t = M_{d1} / r_{m1}$

$$\sigma_{e\check{g}} = \frac{F_t}{b m_m} q_k \leq \sigma_{e\check{g}em}$$

q_k form faktörü $z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$ 'ye göre bulunur.
b dişli genişliğine göre modül hesabı



1. $b \leq 0,3 R_a$

$$m_m := m - \frac{b}{z_1} \cdot \sin(\delta_1)$$

$$m_m = 0,85 \cdot m$$

$$b = 0,3 \cdot R_a = \frac{0,3 \cdot r_1}{\sin(\delta_1)} = \frac{0,3 \cdot \left(\frac{m \cdot z_1}{2} \right)}{\sin(\delta_1)}$$

$$b = \frac{0,15 \cdot m \cdot z_1}{\sin(\delta_1)} = \frac{0,15 \cdot m_m \cdot z_1}{0,85 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{0,15 \cdot d_{m1}}{0,85 \cdot \sin(\delta_1)}$$

$$\frac{b}{d_{m1}} = \frac{0,15}{0,85 \cdot \sin(\delta_1)}$$

$$\sigma_{egem1} = \frac{2 \cdot M_{d1} \cdot q_{k1}}{\left(\frac{b}{d_{m1}} \right) \cdot m_m^3 \cdot z_1^2}$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2}{0,15 \cdot \frac{0,85^3}{0,85}} \cdot \frac{M_{d1} \cdot \sin(\delta_1)}{\sigma_{egem1}} \cdot \frac{q_{k1}}{z_1^2}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{18,5 M_{d1} \sin \delta_1 q_{k1}}{\sigma_{e\check{g}em1} z_1^2}}$$

2. $b \leq 10 m_m$

$$\sigma_{e\check{g}} = \frac{F_t}{b m_m} q_k \leq \sigma_{e\check{g}em}$$

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{0,2 M_{d1} q_{k1}}{\sigma_{e\check{g}em1} z_1}}$$

$$m = m_m \left(1 + \frac{10}{z_1} \sin \delta_1 \right)$$

$$b \leq 10 m_m$$

Yüzey
Mukavemeti
Hertz gerilmesi
ifadesine,
eşdeğer
alın dişli çarkın
eğrilik yarıçapı
konduğunda
yuvarlanma
noktası için

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i}} \sqrt{\frac{\cos \psi_v}{\sin \psi_v \cos^2 \psi}}$$

$$\rho_{e1} = r_{e1} \sin \psi \quad \text{ve} \quad \rho_{e2} = r_{e2} \sin \Psi$$

$$\text{Temel ifade : } p_c = \sqrt{0,175E \frac{F_N}{b} \left(\frac{1}{\rho_{e1}} + \frac{1}{\rho_{e2}} \right)}$$

$$F_N = F_t / \cos \psi \quad r_{e1} = \frac{r_{m1}}{\cos \delta_1} \quad r_{e2} = \frac{r_{m2}}{\cos \delta_2}$$

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_{m1}} \frac{1}{i} (i \cos \delta_1 + \cos \delta_2)} y_c \quad \cos \delta_1 = \frac{i + \cos \delta_A}{\sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}}$$

$$\text{veya } \cos \delta_1 \cos \delta_2 \text{ ifadesi kullanılarak } \cos \delta_2 = \frac{1 + i \cos \delta_A}{\sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}}$$

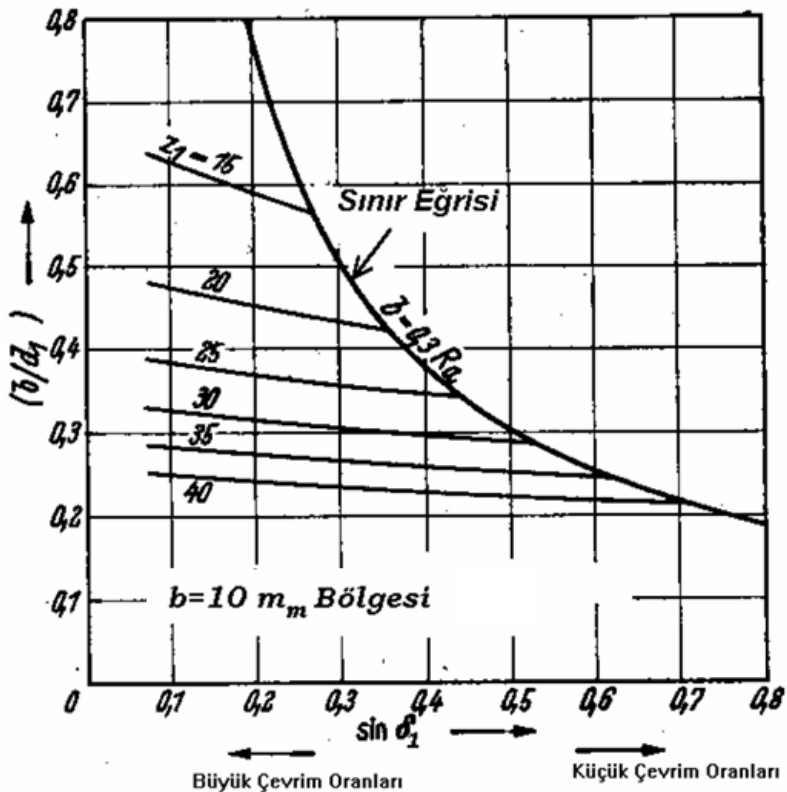
$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_{m1}} \frac{1}{i} \sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}} y_c$$

buradaki yuvarlanma noktası faktörü $\psi = 20^\circ$ için

$$y_c = \sqrt{\frac{1}{\sin \psi \cos \psi}} = 1,764$$

Yüzey Mukavemeti

$$b = 0.3 \cdot R_a = \frac{0.3 \cdot r_1}{\sin(\delta_1)} = \frac{0.3 \cdot \left(\frac{m \cdot z_1}{2} \right)}{\sin(\delta_1)}$$



$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_{m1}} \frac{1}{i} \sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}} y_c$$

$p_c \leq p_{eml}$ şartından modül şu şekilde çıkarılır.

1. $b \leq 0,3R_a$

$$m \geq \frac{1}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{6,45EM_{d1}}{p_{em1}^2} \frac{\sin \delta_A}{i} y_c^2}$$

$$m_m = 0,85m \quad ; \quad b = \frac{0,15mZ_1}{\sin \delta_1}$$

$$\sin \delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{\sqrt{i^2 + 1 + 2 \cos \delta_A}}$$

$$r_{m1} := r_1 - \frac{b}{2} \cdot \sin(\delta_1)$$

$$m_m := m - \frac{b}{z_1} \cdot \sin(\delta_1)$$

2. $b \leq 10m_m$

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{0,07EM_{d1}}{Z_1^2 p_{em1}^2} \frac{1}{i} \sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \delta_A}} y_c^2$$

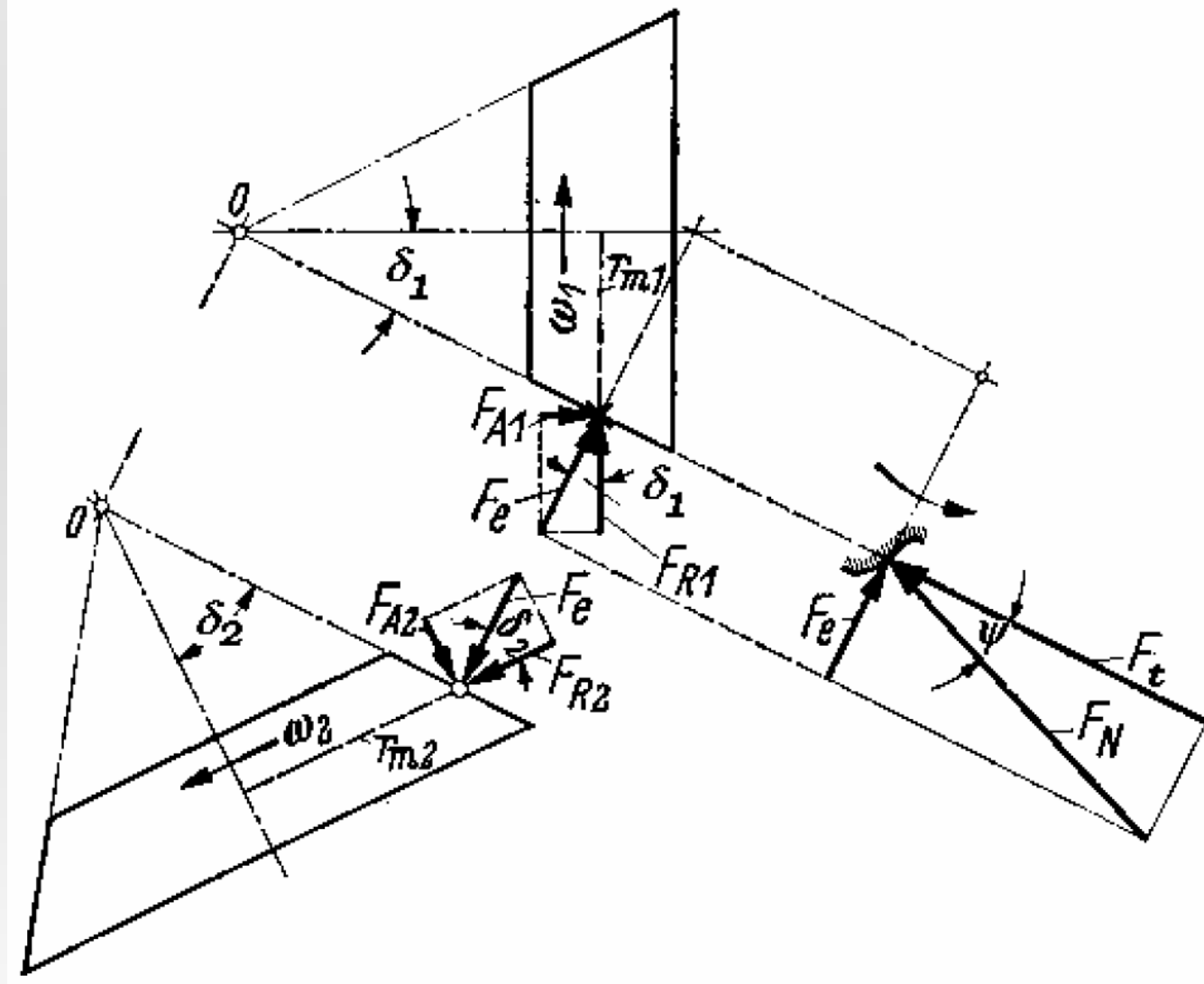
$$m = m_m \left(1 + \frac{10}{Z_1} \sin \delta_1 \right)$$

Burada hangisinin seçileceği çıkartılabilir.

Yükler ve Yataklama

F_N normal kuvveti,
 F_t çevresel kuvvet
ve F_e (eşdeğer
alın dişliye gelen
radyal kuvvet)
olarak iki bileşene
ayrılır.

Moment ifadesinden $M_{d1} = f_B P / \omega_1$
teğetsel kuvvet $F_t = M_{d1} / r_{m1}$.



Konik Dişli Yatak Kuvvetleri

Kuvvetlerin meydana getirdiği üçgenlerden

Eşdeğer radyal kuvvet $F_e = F_t \tan \psi$

Radyal kuvvet $F_{R1} = F_e \cos \delta_1 = F_t \tan \psi \cos \delta_1$

Eksenel kuvvet $F_{A1} = F_e \sin \delta_1 = F_t \tan \psi \sin \delta_1$

Tahrik edilen konik dişli çarkta ise zıt yöndedir.

$F_{R2} = F_e \cos \delta_2 = F_t \tan \psi \cos \delta_2$; $F_{A2} = F_e \sin \delta_2 = F_t \tan \psi \sin \delta_2$

$\delta_A = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ 'de $F_{R1} = F_{A2}$ ve $F_{A1} = F_{R2}$ olur.

Konik Dişli Yatak Kuvvetleri

Yatak yükleri ve eğilme momentleri iki dik eksende incelenir.

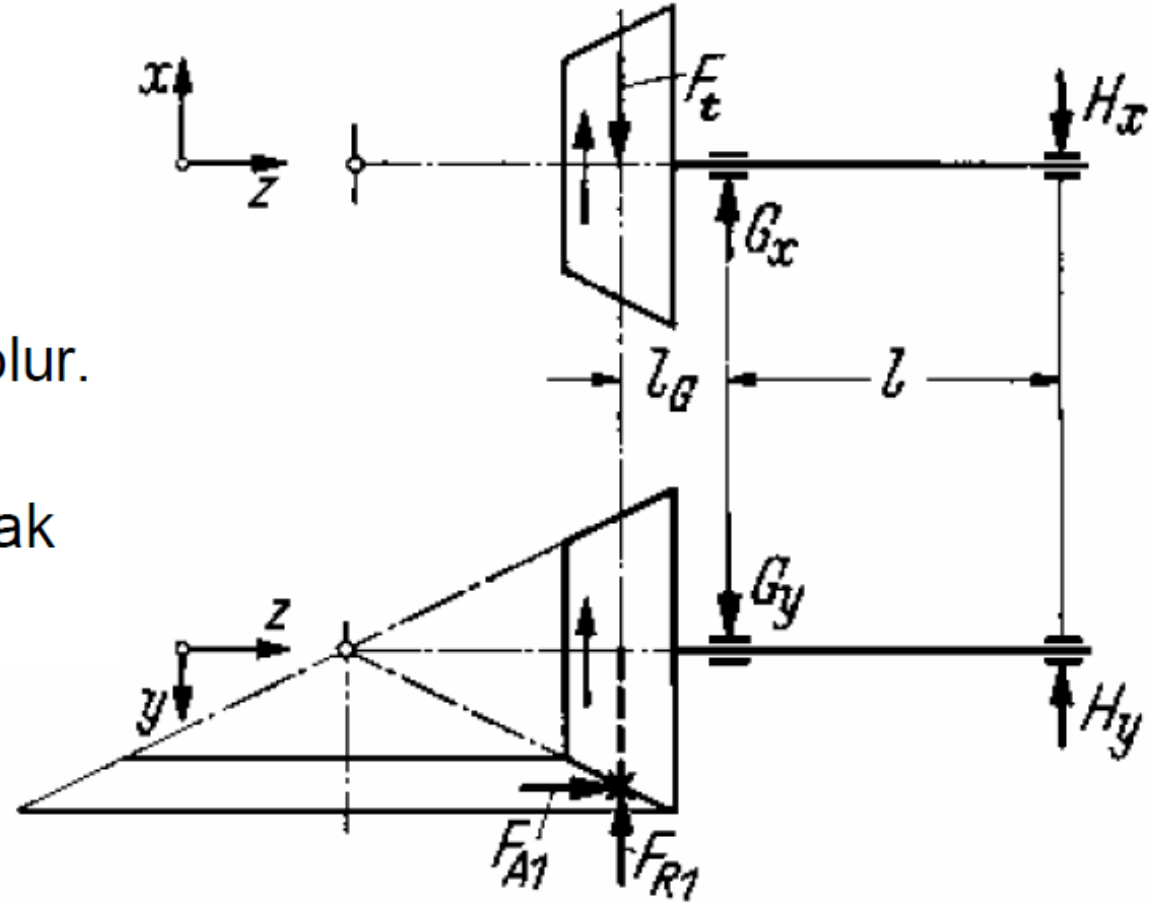
Bileşke radyal kuvvet

$$G_r = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} \text{ ve } H_r = \sqrt{H_x^2 + H_y^2} \text{ olur.}$$

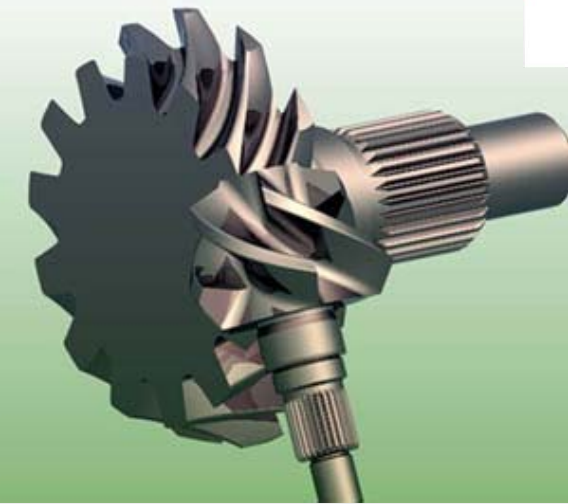
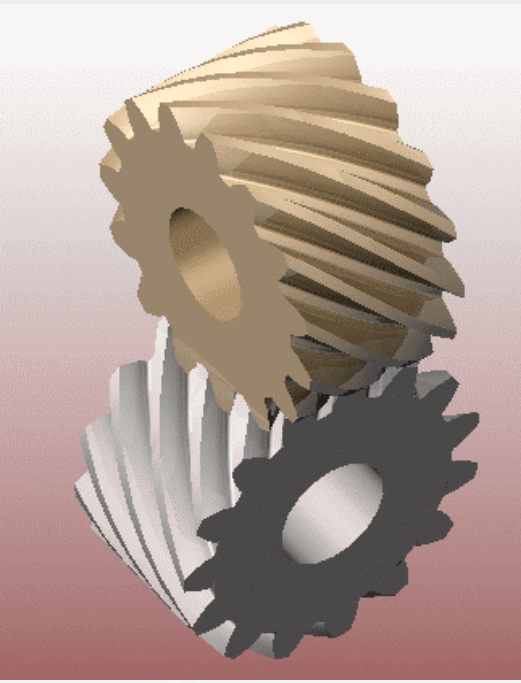
Bir yatakta aksenal kuvvet $F_a = F_{A1}$ olarak alınmalıdır.

l_G ankastre mesafesi mümkün olduğu kadar az l yatak arası mesafesi ise mümkün olduğu kadar fazla olmalıdır.

$$(l \approx 2d \text{ veya } l \geq 2,5l_G)$$



Konik Dişli Çark Mekanizmasında Yatak Kuvvetleri



Bölüm 5 (section 5) Spiral Dişli Çark Mekanizmaları (Crossed Helical Gears)

Prof. Dr Hikmet Kocabaş

İstanbul Teknik Üniversitesi İ.T.Ü. Makina Fakültesi

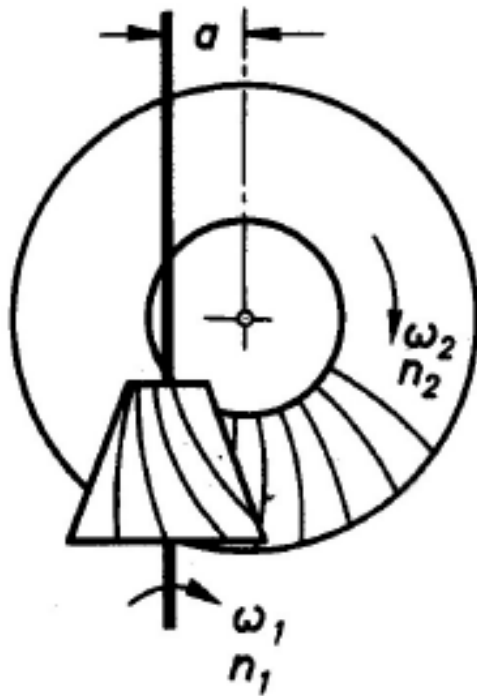
Istanbul Technical University

ITU Faculty of Mechanical Engg.

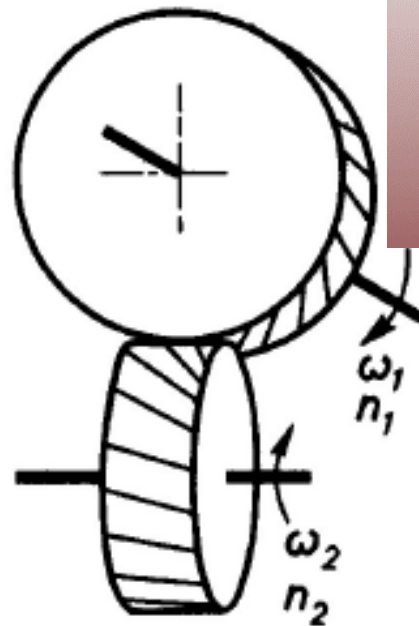


BASIC GEAR TYPES

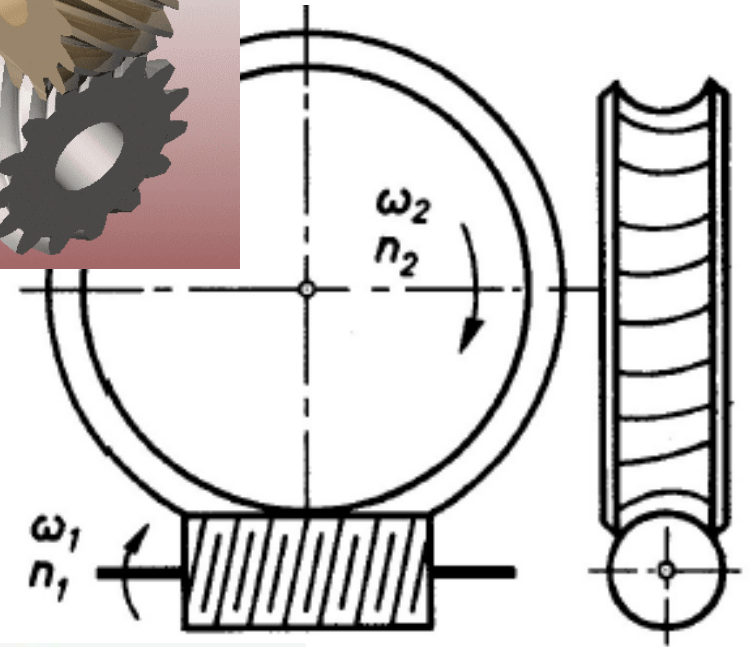
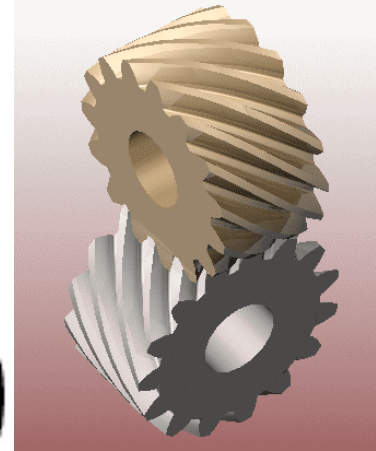
Gears with non-intersecting axes



Hypoid
gears



Crossed-helical
gears

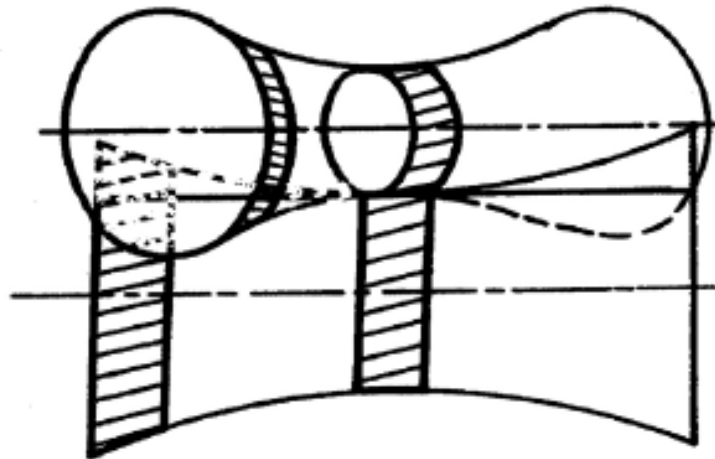


Worm
gears

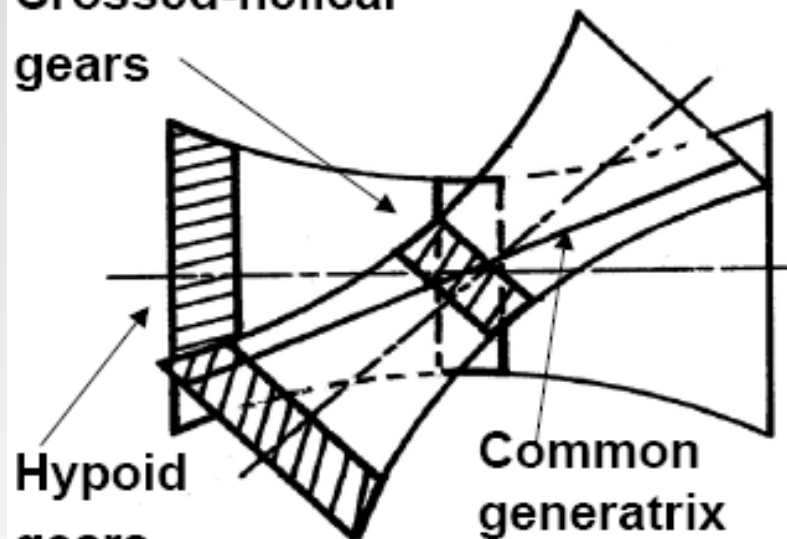


BASIC GEAR TYPES

Model for hypoid and crossed helical gears



Crossed-helical
gears



Hypoid
gears

Common
generatrix

Hyperboloids of one sheet



Hyperboloid of one sheet
(quadric surface or quadric)
contains straight lines

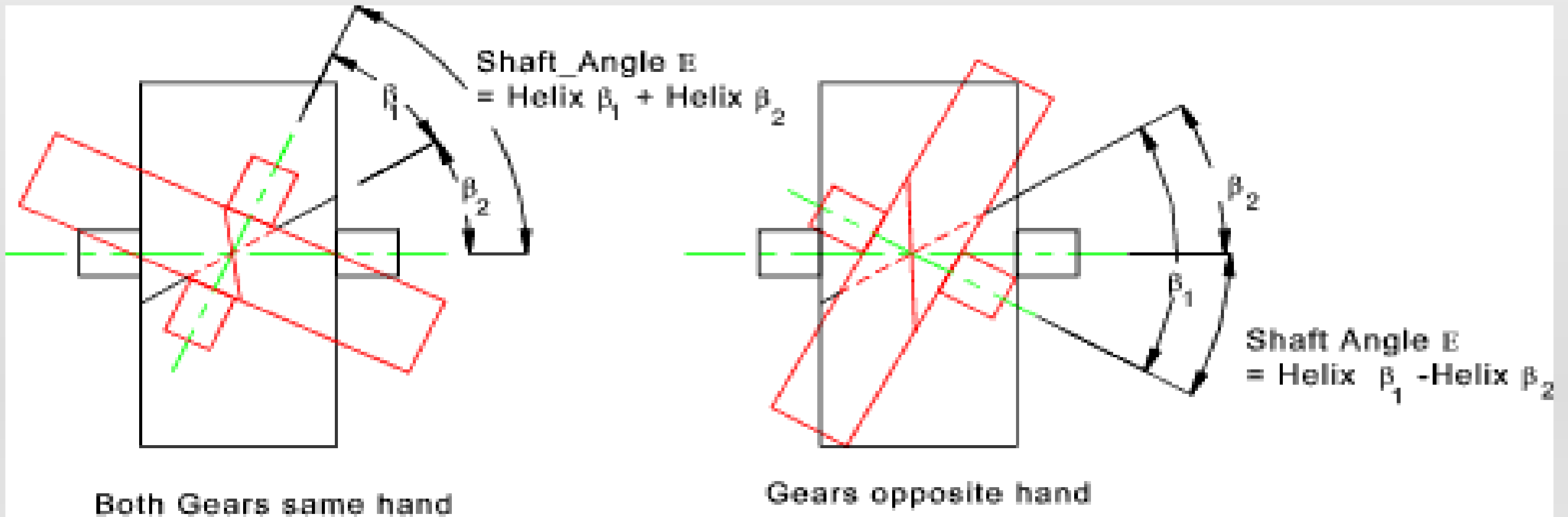
Spiral Dişli Çark Mekanizmaları

Dik Eksenler için Spiral Dişli

Same-hand pair meshed on crossed axes.



Spiral dişli eksen açıları

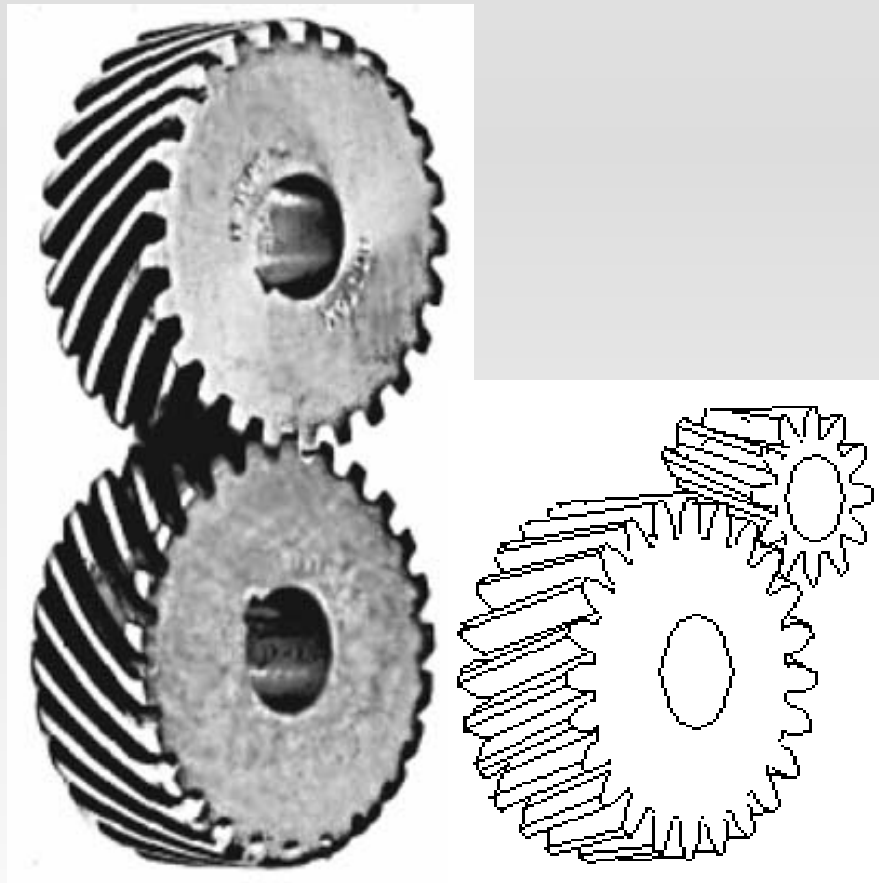


same-hand pair
meshed on
crossed axes

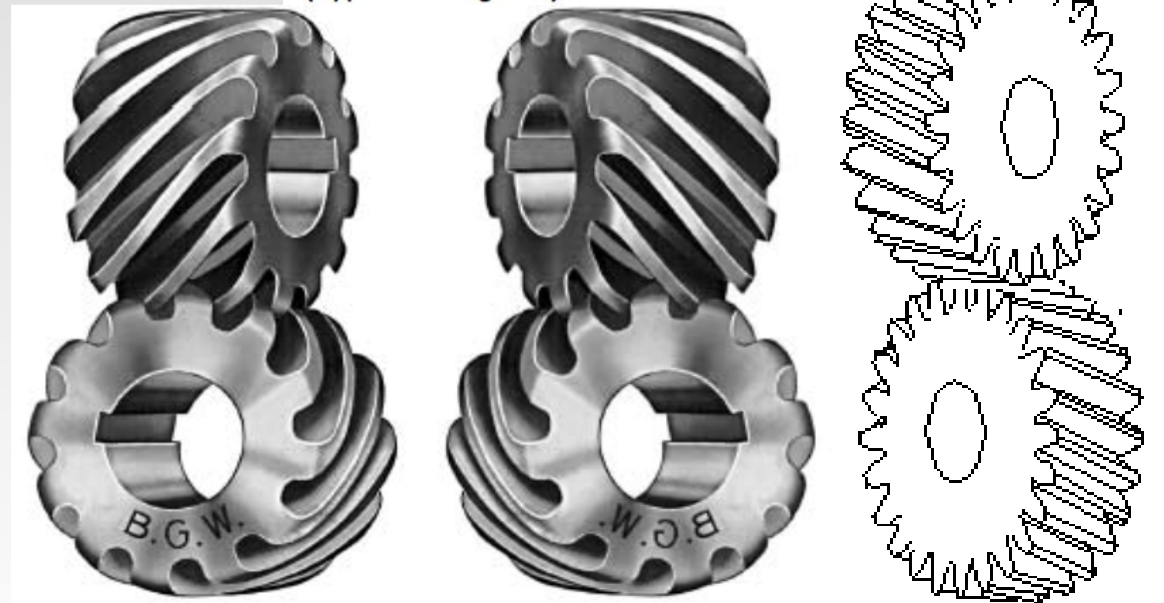
Helisel ve Spiral Dişliler

Helical and Spiral Gears

Paralel eksenli dişliler
Parallel axes gears



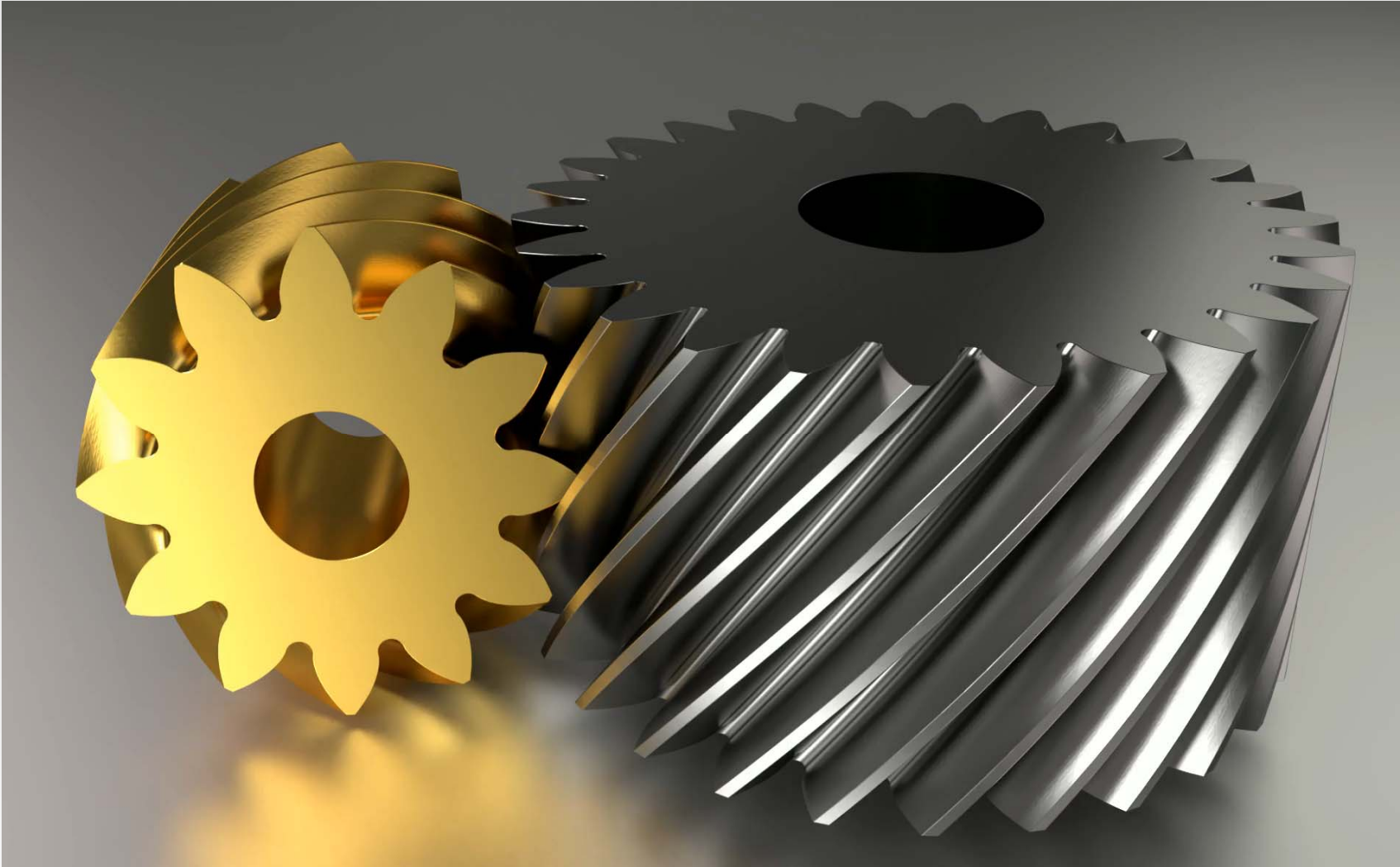
Aykırı eksenli dişliler
Crossed axes gears



Spiral Dişliler (Spiral Gears)

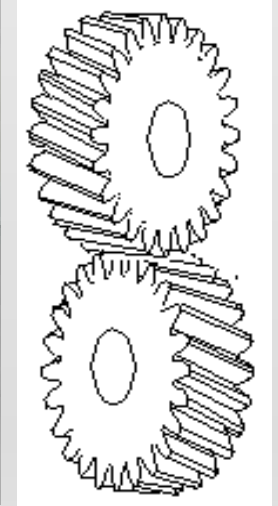
<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-screw-gear.mp4>

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-screw-gear-closeup.mp4>

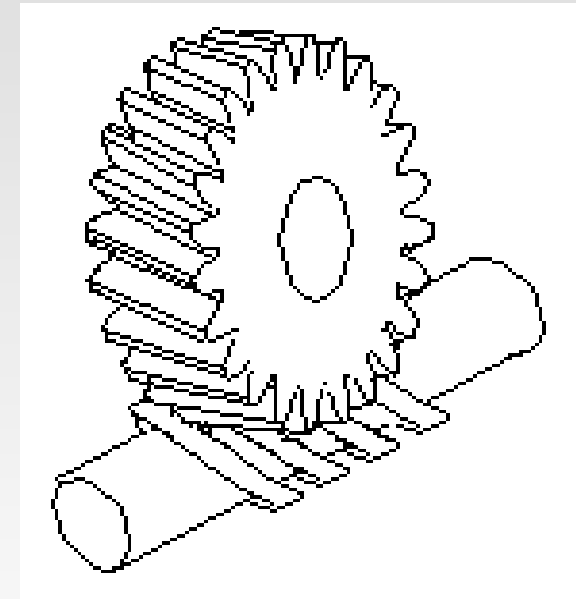


Spiral dişliler

Spiral dişliler
(Crossed helical gears)



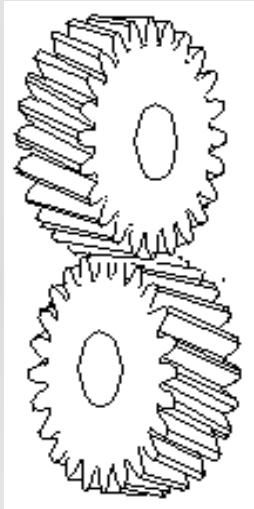
Sonsuz vida ve dişli çark
(worm gear)



Spiral dişliler

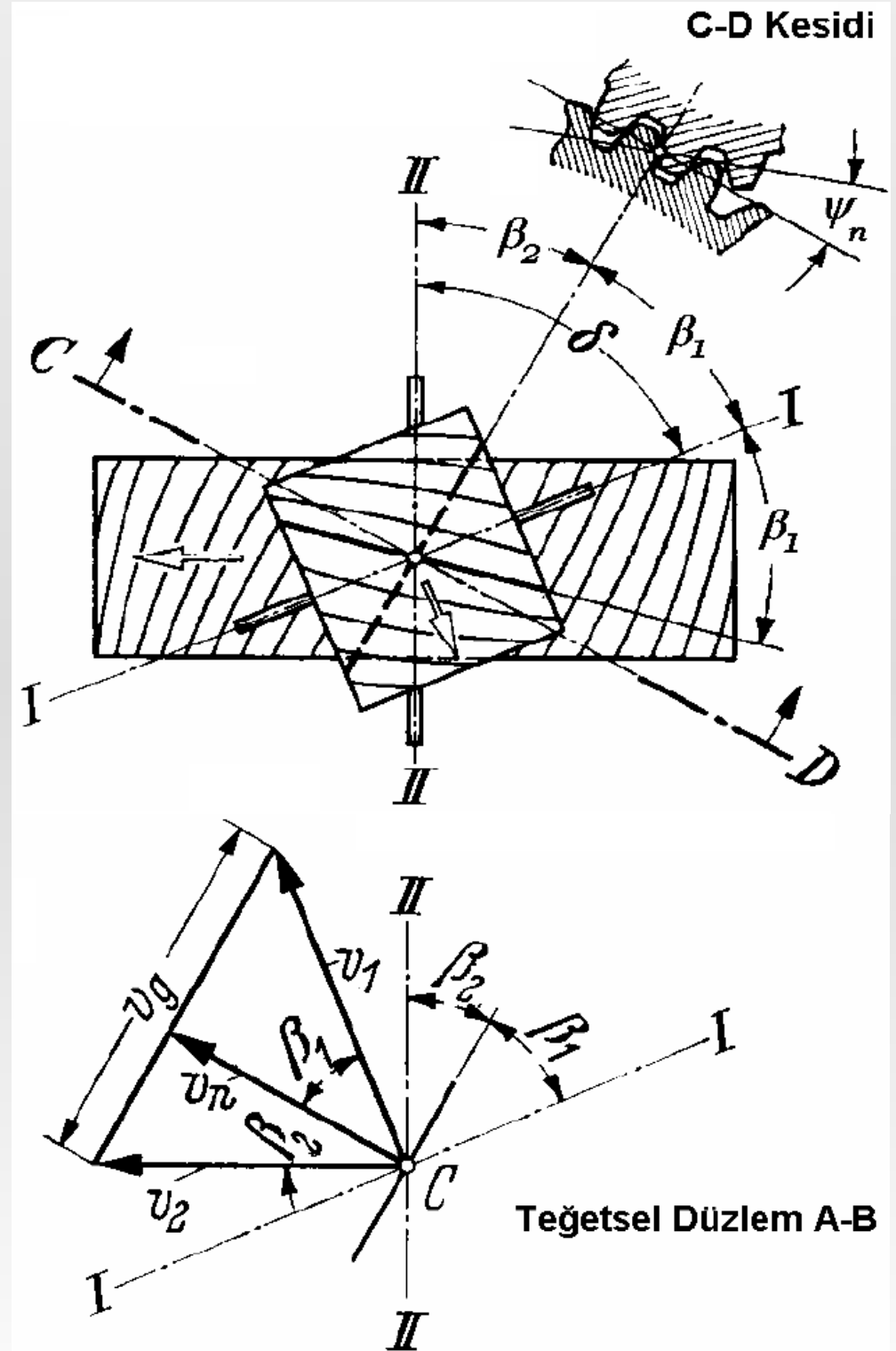
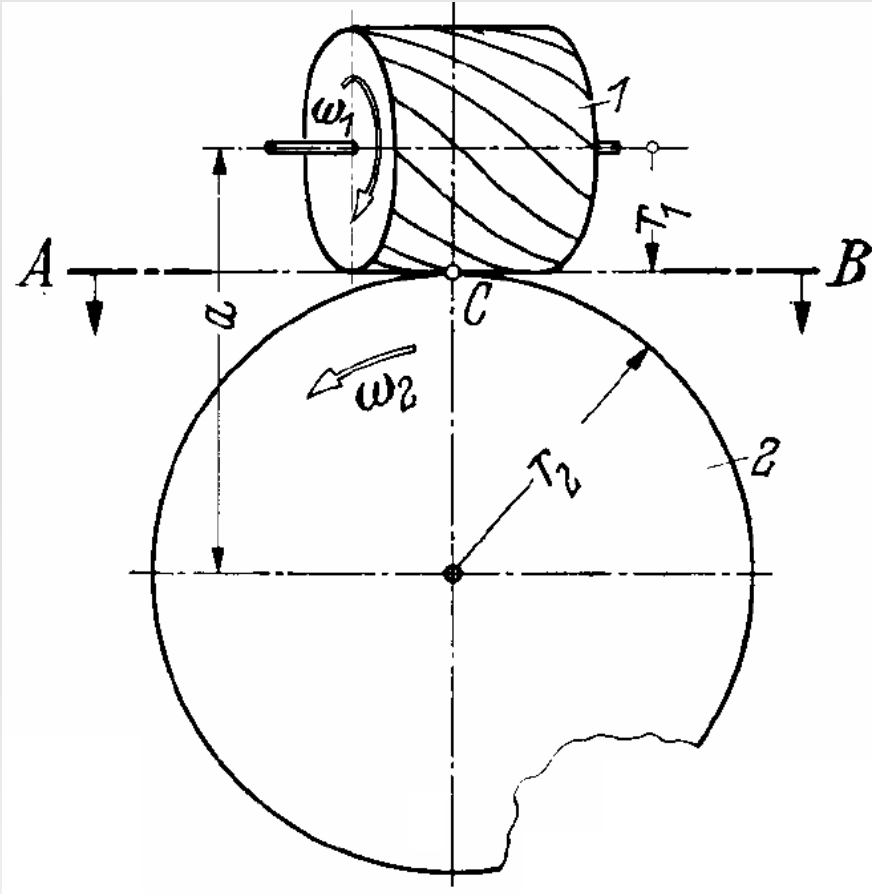


Yuvarlanma mekanizmalarından farklı olarak Spiral ark Mekanizmalarında aykırı eksenli mekanizmalar bahis konusudur.



Kullanılan elemanlar yuvarlanma elemanı değildir. Temas noktalarında büyüklüğü ve yönü birbirinden farklı çevresel hızlar mevcuttur. Bu durum profil doğrultusunda izafi kayma hızına ve genelde bir vida hareketine sebep olur

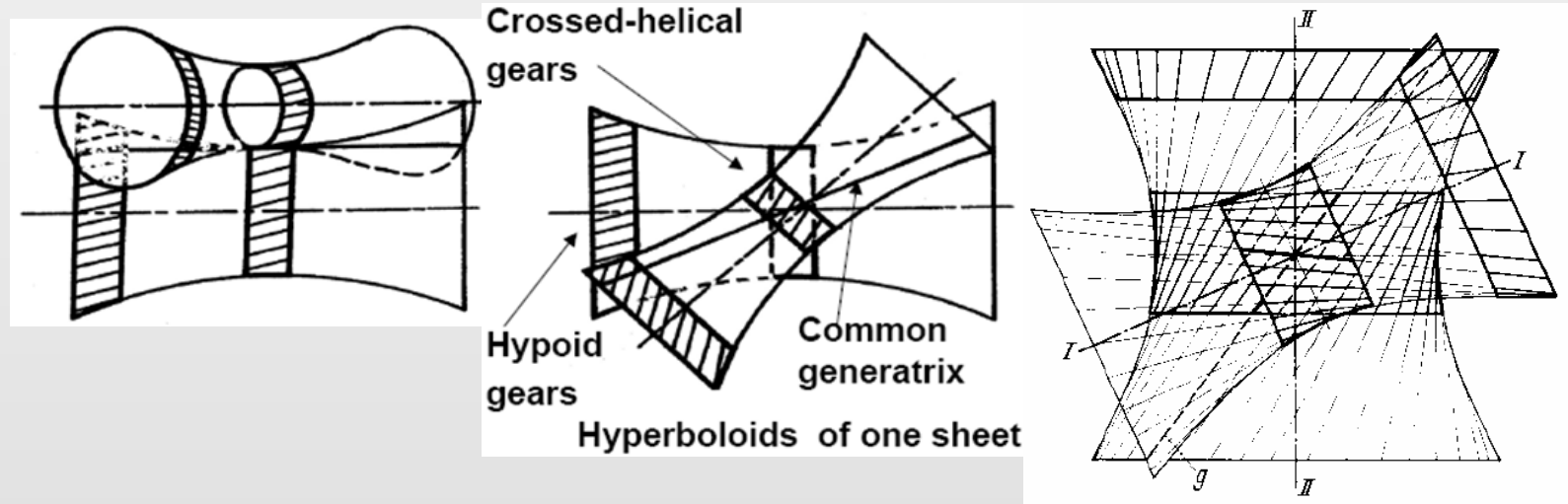
Spiral alin dişli çark



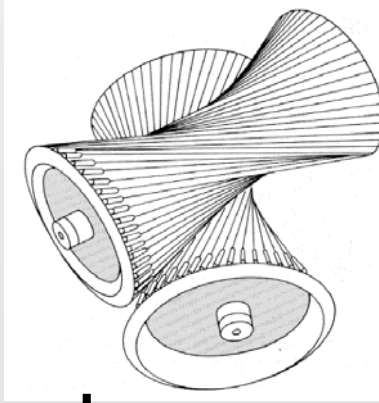
Spiral dişli

Spiral çark

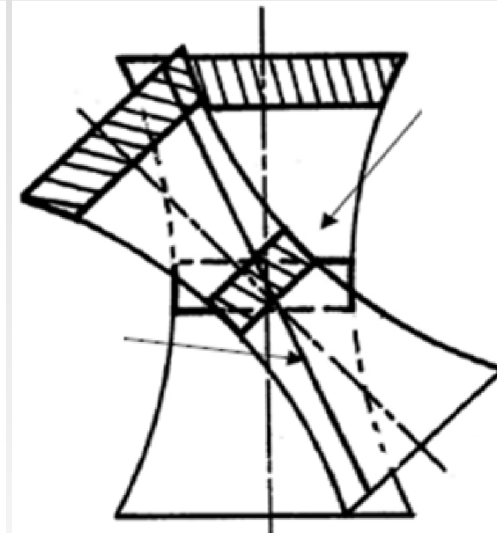
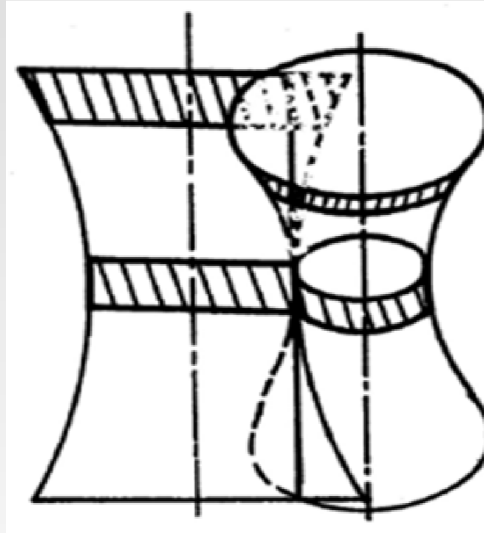
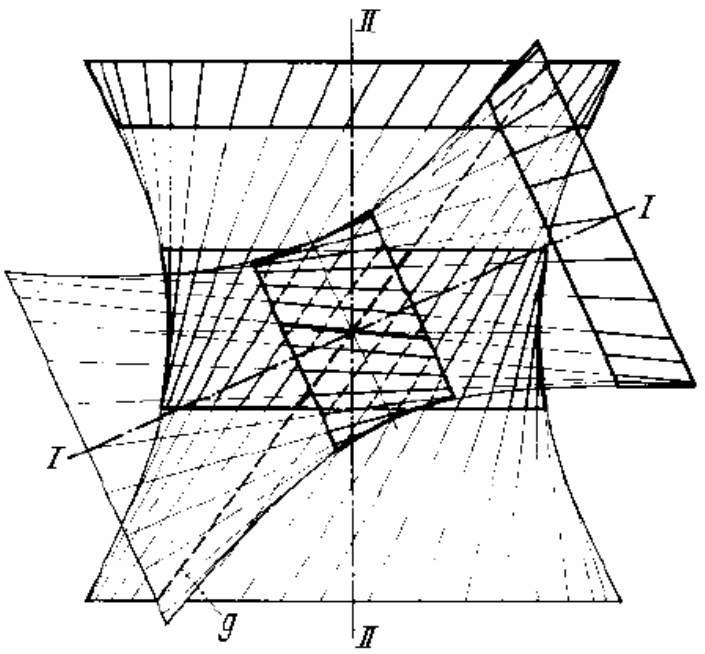
mekanizmalarının temelinde dönme eksenleri aykırı olan iki Hiperboloid yüzey bulunur. Şekil`de şematik olarak eş çalışan Hiperboloid yüzeyler ve temas eden profil doğrultusunu gösteren (g) temas çizgisi görülmektedir. Pratikte bu hiperboloid`in ortası silindirik spiral dişli çarklar olarak, dış bölgeler ise konik spiral (Hipoid) dişli çarklar olarak ortaya çıkar.



Spiral dişli çark



Spiral dişli çark olarak normal helisel alın dişli çarklar kullanılır. Bu durumda profil doğrultuları vida doğrultuları olacaktır ve noktasal temas mevcuttur.



Hyperboloid of one sheet
(quadric surface or quadric)
contains straight lines

Spiral Konik Dişli Çark Mekanizması

Spiral konik dişli çark mekanizmaları genelde 90° 'lık açı ve profili spiral formda imal edilirler. Misal olarak şekilde Klingelnberg dişli (AVAU) mekanizması gösterilmiştir.

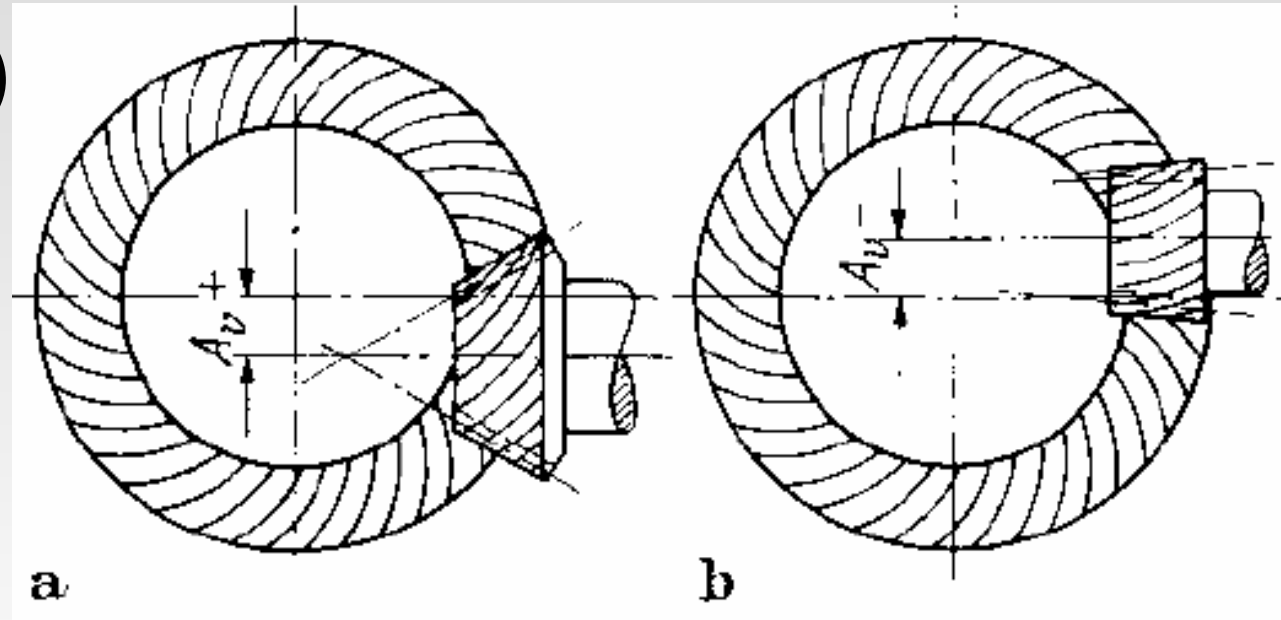
a) (Spiral Yönünde)

Pozitif Eksen

Kaydırmalı

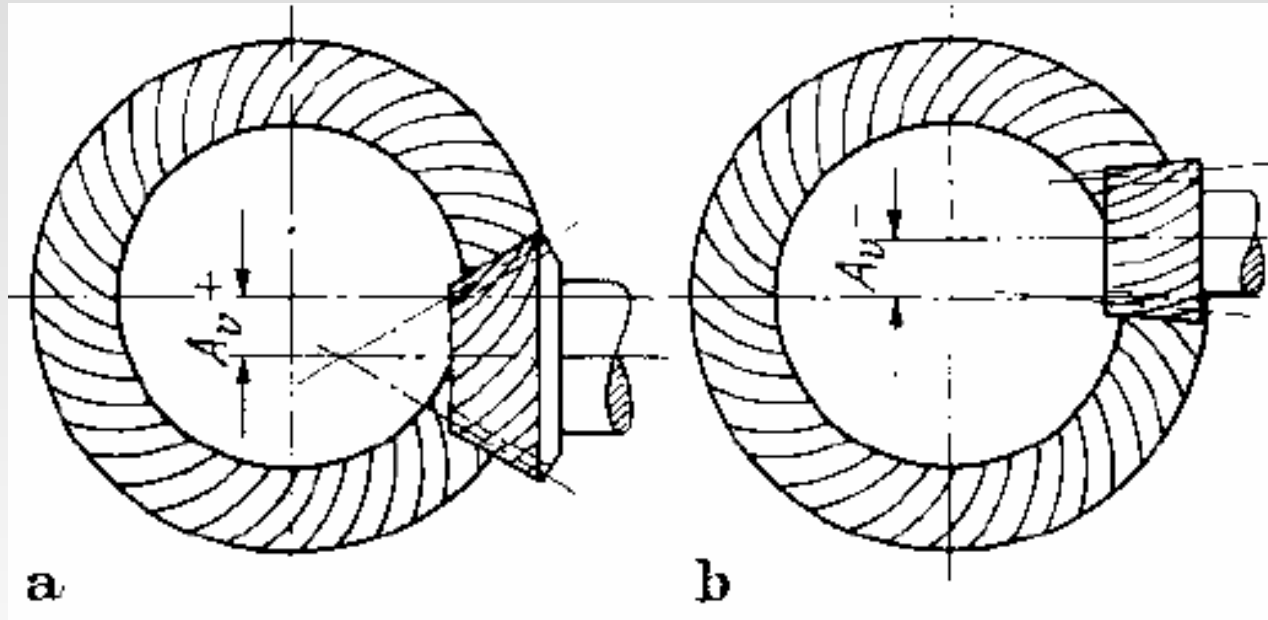
b) Negatif Eksen

Kaydırmalı



Eksen Kaydırmalı Spiral Konik Dişliler

Avantajları : Millerin iki taraftan yataklanması mümkün olur. Bunun yanında sessiz çalışma uygun yağ kullanıldığında iyi bir yağ filmi meydana gelmesi sayılabilir.

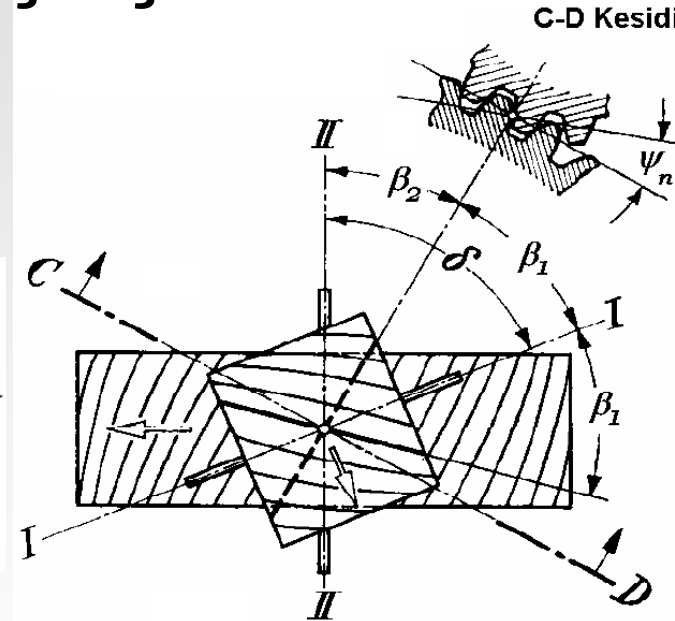
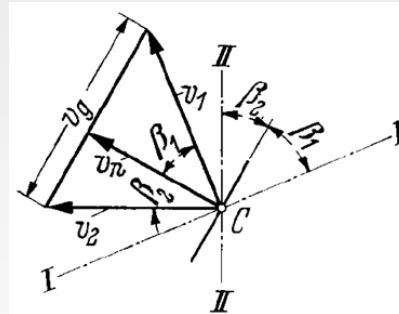
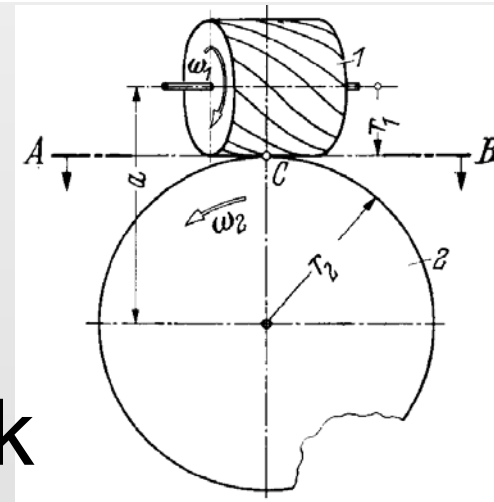


Spiral dişli çark geometrik esasları

Helisel alın dişli çarkların spiral dişli çark mekanizması olarak kullanılmasında en çok görülen, δ açısının β_2 (tahrik edilen çarkın helis açısı)'den büyük olması sebebiyle iki sağ veya iki sol helis dişli çarkın eşleşmesidir.

δ , helis açılarının toplamına eşittir.

$$\delta = \beta_1 + \beta_2$$

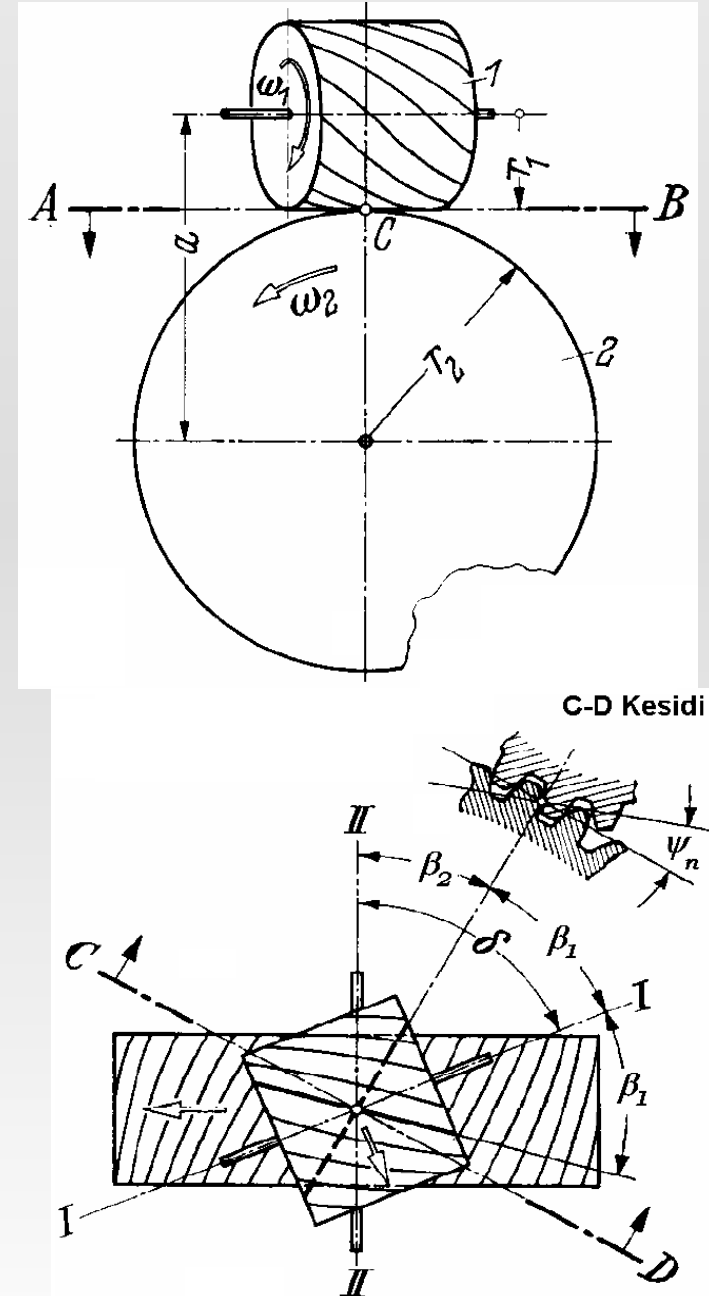


Spiral dişli çark geometrik esasları

şekilde iki sağ helis çark, dönüş yönlerine (ω_1, ω_2) göre gösterilmiştir.

Normal kesitte (C-D) arklar, aynı taksimata

$t_n = m_n \pi$ ve aynı kavrama açısına ψ_n sahiptirler.



Spiral dişli çark geometrik esasları

Helisel dişli çarklardaki gibi,

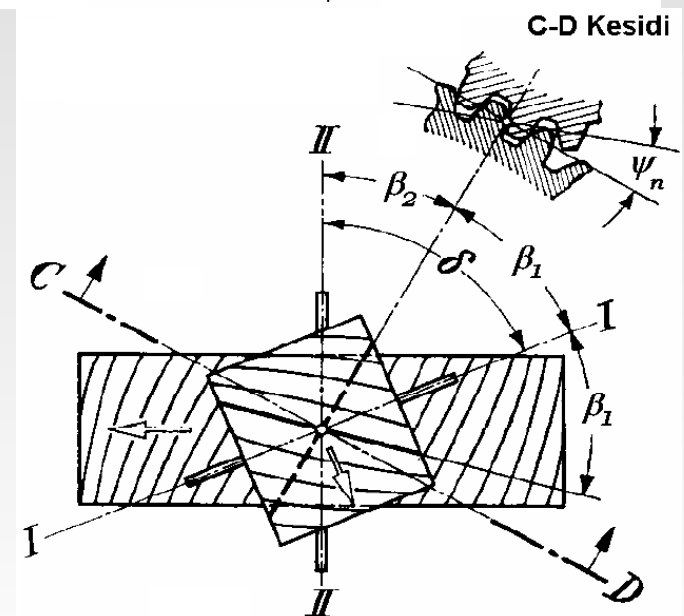
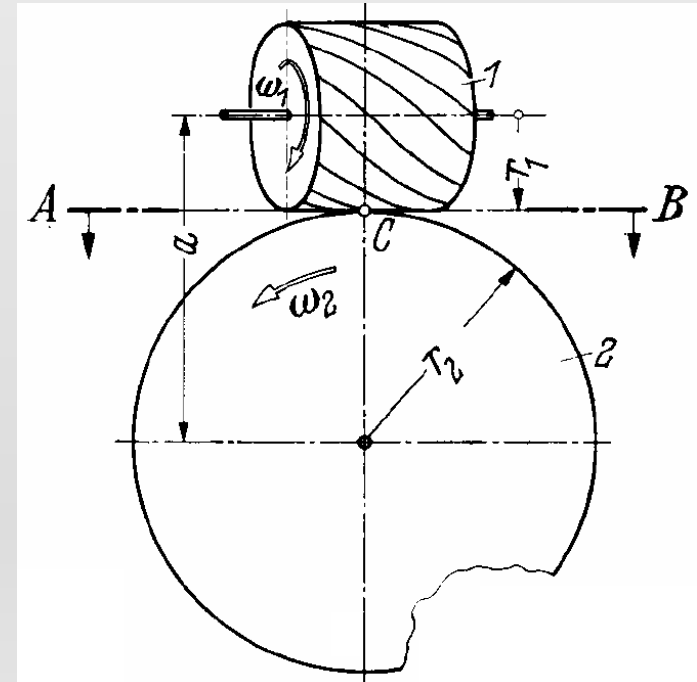
$$m_{s1} = m_n / \cos \beta_1 \quad \delta = \beta_1 + \beta_2$$

$$m_{s2} = m_n / \cos \beta_2 \quad t_n = m_n \pi$$

$$r_1 = \frac{m_{s1}}{2} Z_1 = \frac{m_n}{2} \frac{Z_1}{\cos \beta_1}$$

$$r_2 = \frac{m_{s2}}{2} Z_2 = \frac{m_n}{2} \frac{Z_2}{\cos \beta_2}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{2r_2}{m_{s2}} \frac{m_{s1}}{2r_1} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

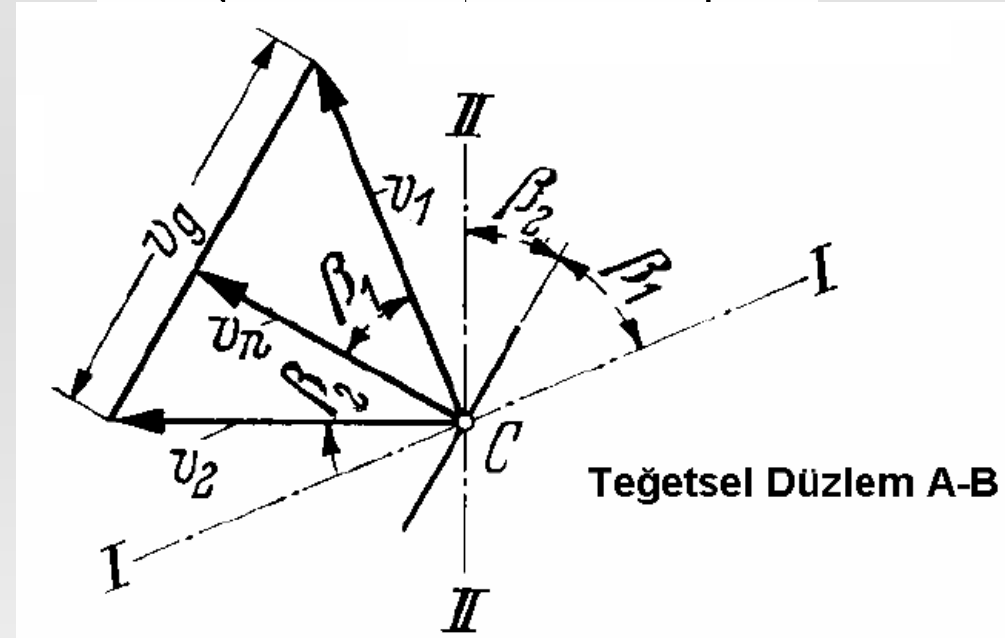
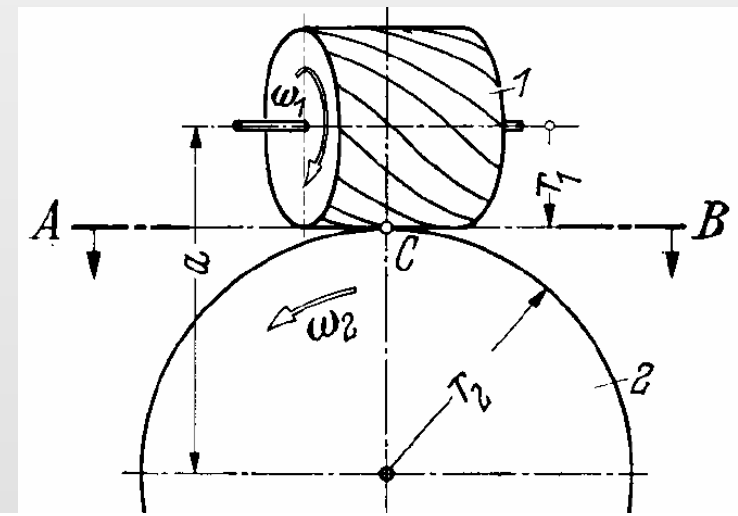


Spiral dişli ark

Profil doğrultularının temas noktası C, taksimat silindirleri arasındaki A-B teğet düzleminde bulunur. Teęet düzlemindeki (C noktası) çevresel hızlar

1 profili için, $v_1 = r_1 \omega_1$ (I eksenine dik),

2 profili için, $v_2 = r_2 \omega_2$ (II eksenine dik)



Spiral dişli çark

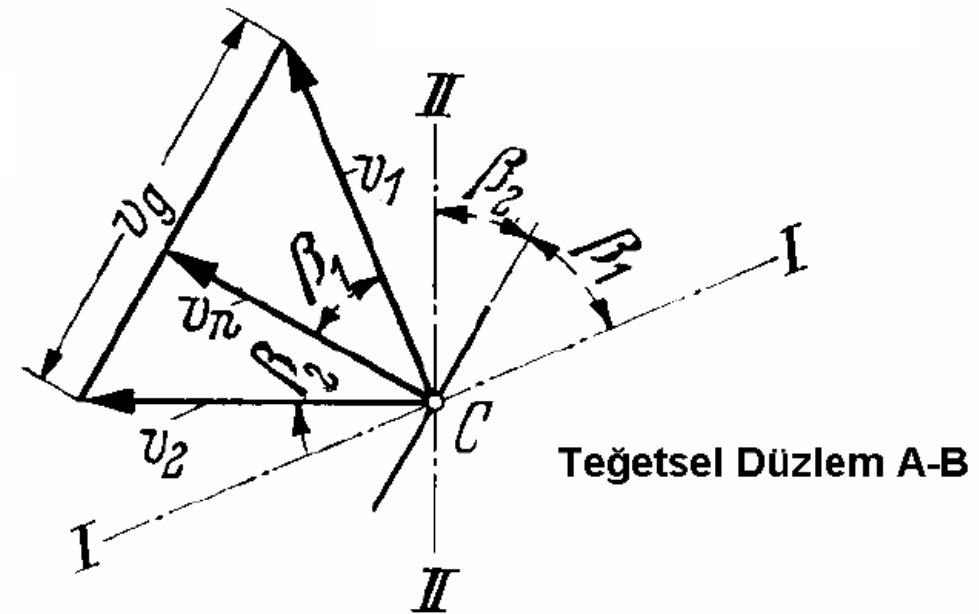
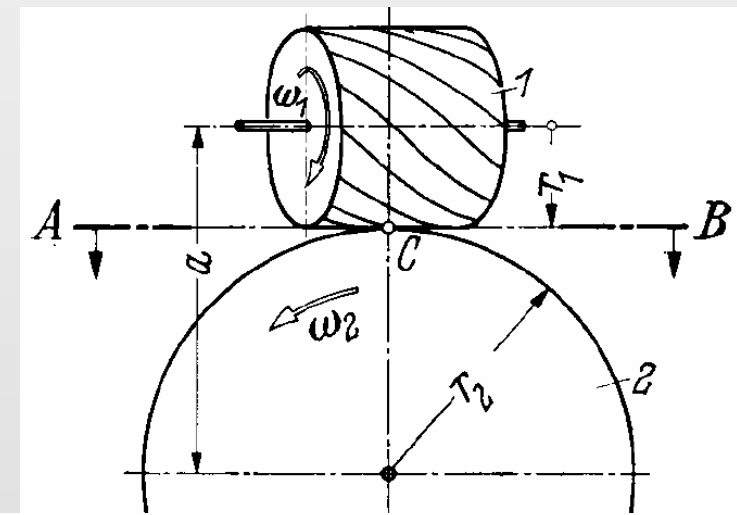
Hızların normal bileşenleri

v_n eşit olmalıdır.

Hız üçgeninden :

$$v_n = v_1 \cos \beta_1 = v_2 \cos \beta_2$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

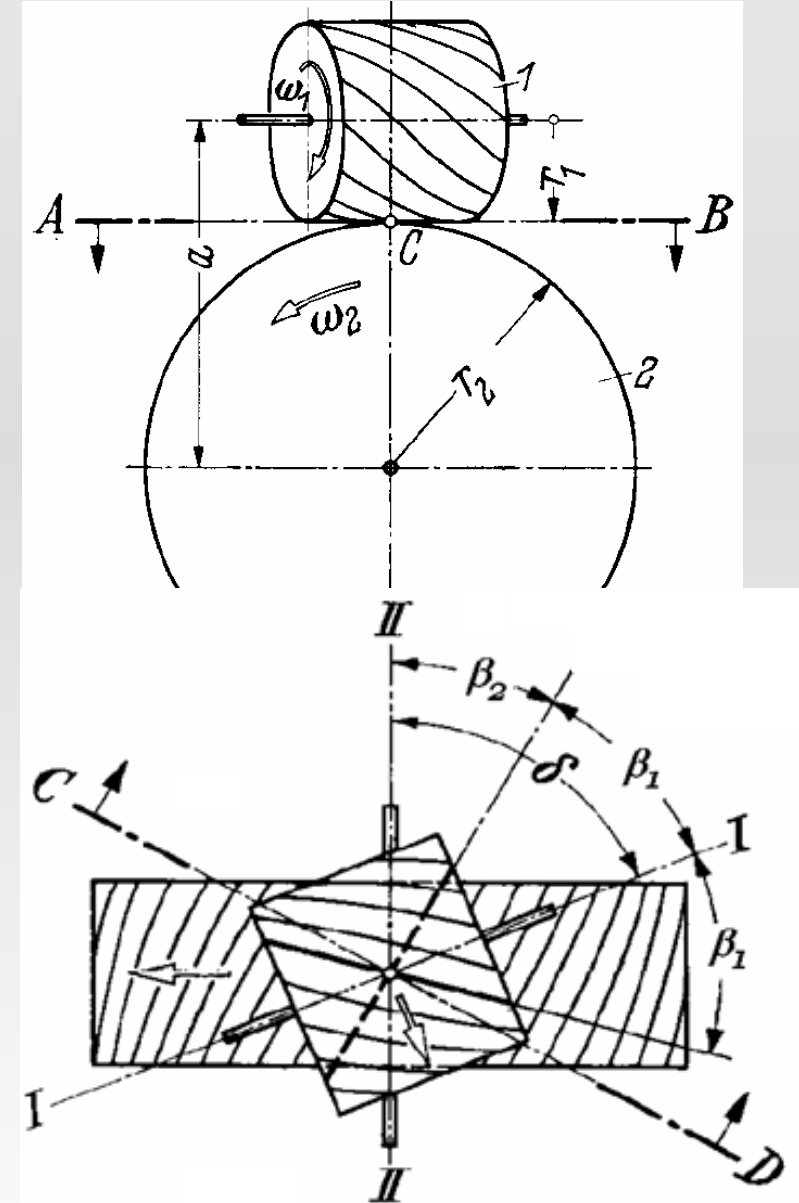


$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{2r_2}{m_{s2}} \frac{m_{s1}}{2r_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 / r_1}{v_2 / r_2} = \frac{r_2}{r_1} \frac{v_1}{v_2} = \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

Spiral dişliler

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

Çevrim oranı sadece dişli çaplarına bağlı olmayıp helis açılarına da bağlıdır. Bu yüzden herhangi iki çap değeri seçilip (Aynı zamanda $r_{o1} + r_{o2} = a$ uzunluğu) istenen bir çevrim oranını sağlayan helis açıları tespit edilebilir.



Spiral dişliler

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

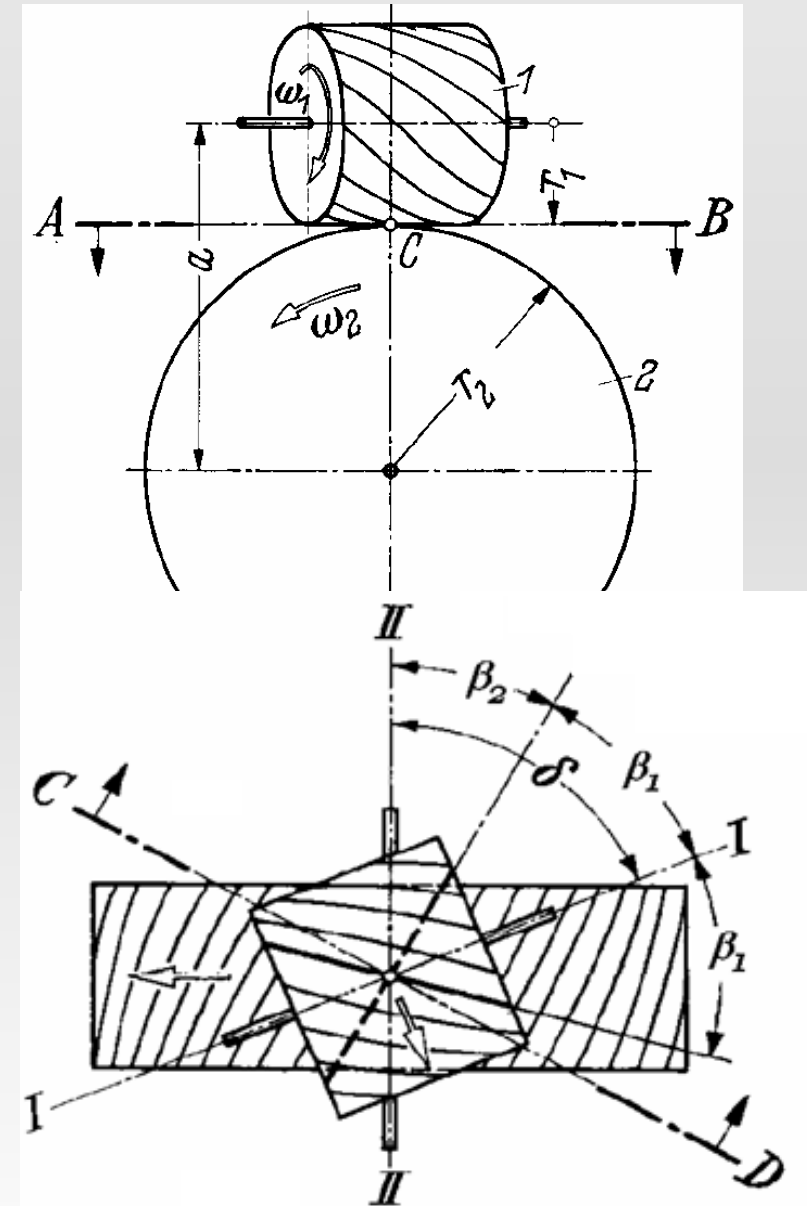
$$(\delta=90^\circ, \beta_2=90^\circ-\beta_1)$$

$$i = \frac{r_2}{r_1} \tan \beta_1$$

$$a = \frac{m_n}{2} \left(\frac{Z_1}{\cos \beta_1} + \frac{Z_2}{\cos \beta_2} \right)$$

benzer olarak bulunur.

$$\frac{2a}{Z_1 \cdot m_n} = \frac{1}{\cos \beta_1} + \frac{i}{\sin \beta_1}$$

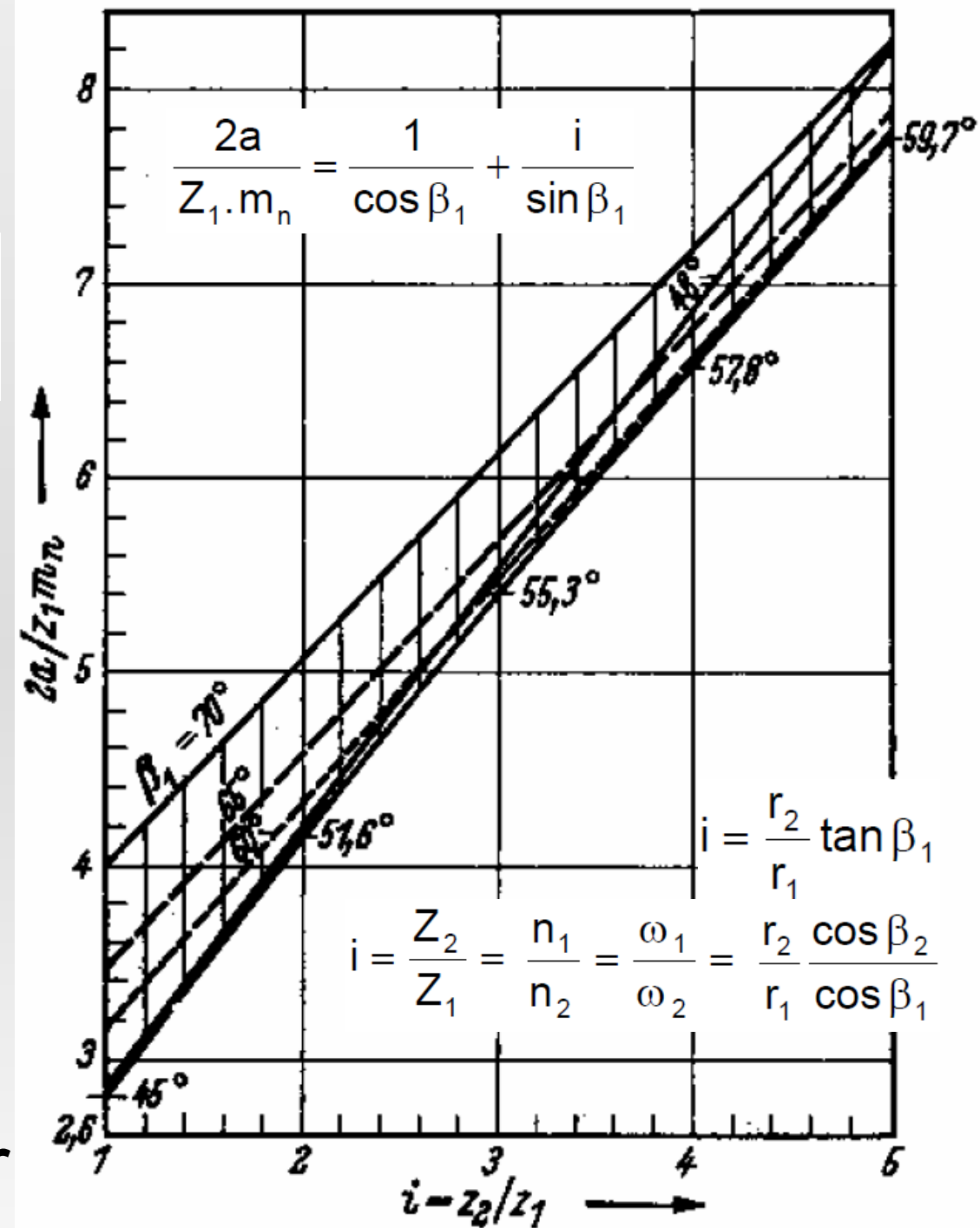


Spiral dişliler

$\delta = 90^\circ$ için $\frac{2a}{Z_1 \cdot m_n}$ değerleri

Diyagramda $2a / Z_1 m_n$ değeri i değerine bağlı olarak verilmiştir.

$\tan \beta_1 = \sqrt[3]{i}$ ile belirlenen alt sınır değerinin altında kalan değerlerin hesabı mümkün değildir



$\delta = 90^\circ$ için Çevrim Oranı

Spiral dişliler

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} = \frac{\cos(\beta_2 + \rho) \cos \beta_1}{\cos(\beta_1 - \rho) \cos \beta_2} = \frac{1 - \mu \tan \beta_2}{1 + \mu \tan \beta_1}$$

η verim incelendiğinde tahrik eden dişlinin helis açısı (β_1) ' in (β_2) ' den daha büyük olması gerektiği ortaya çıkar.

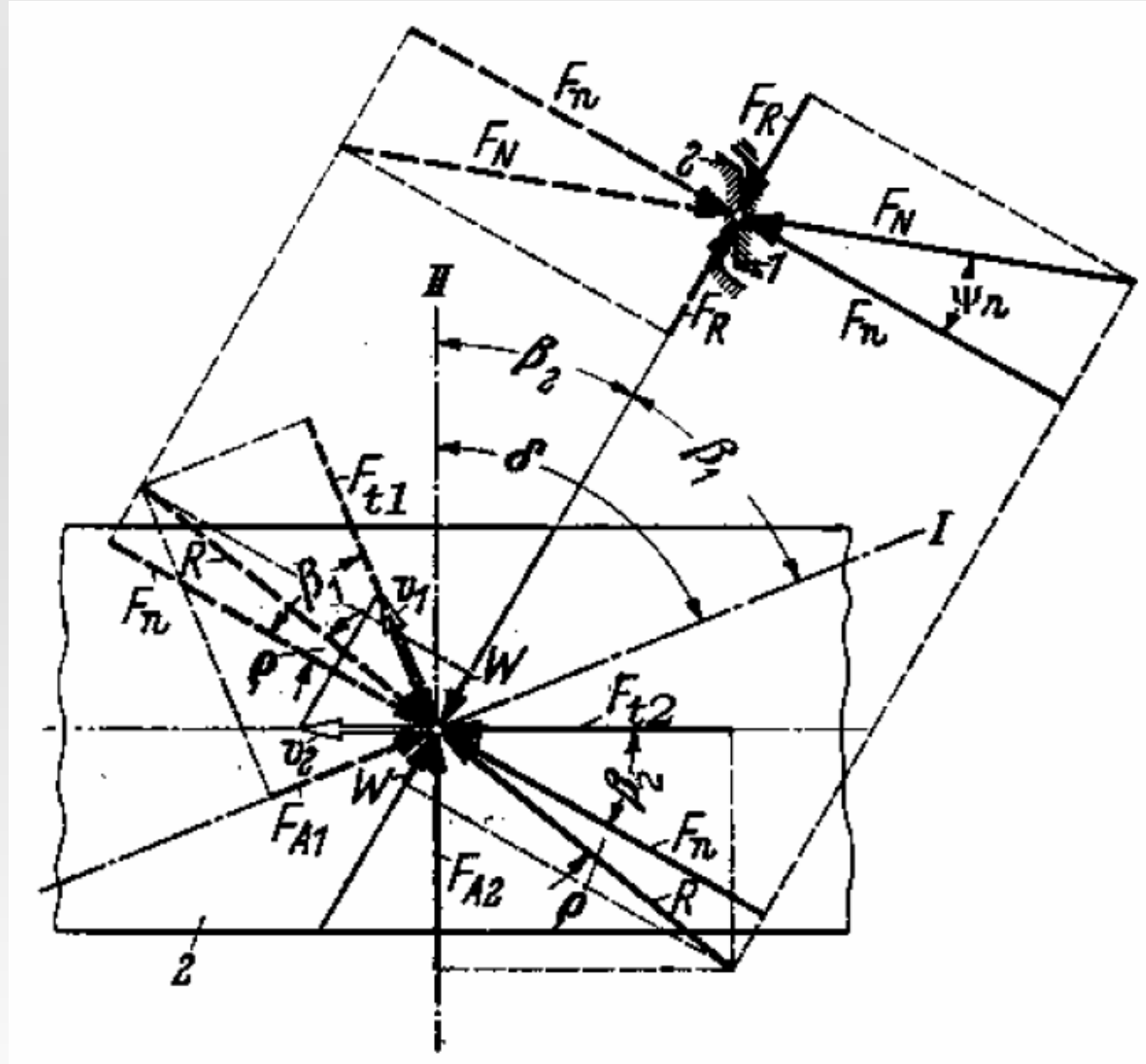
Verim η ' nin maksimum değeri $\beta_1 = (\delta + \rho)/2$ 'ye karşılık gelir. Bunun manası $\delta = 90^\circ$ ve sürtünme açısı $\rho \approx 6^\circ$ için $\beta_1 = 48^\circ$ olmasıdır.

Maksimum verim eğrisi, β_1 'in $60^\circ - 70^\circ$ ye kadar alınması ile elde edilir.

$$\delta = 90^\circ \text{ ise } \eta = \frac{\tan(\beta_1 - \rho)}{\tan \beta_1} = \frac{\tan \beta_2}{\tan(\beta_2 + \rho)}$$

Spiral Dişli Çarklarda Kuvvetler ve Verim

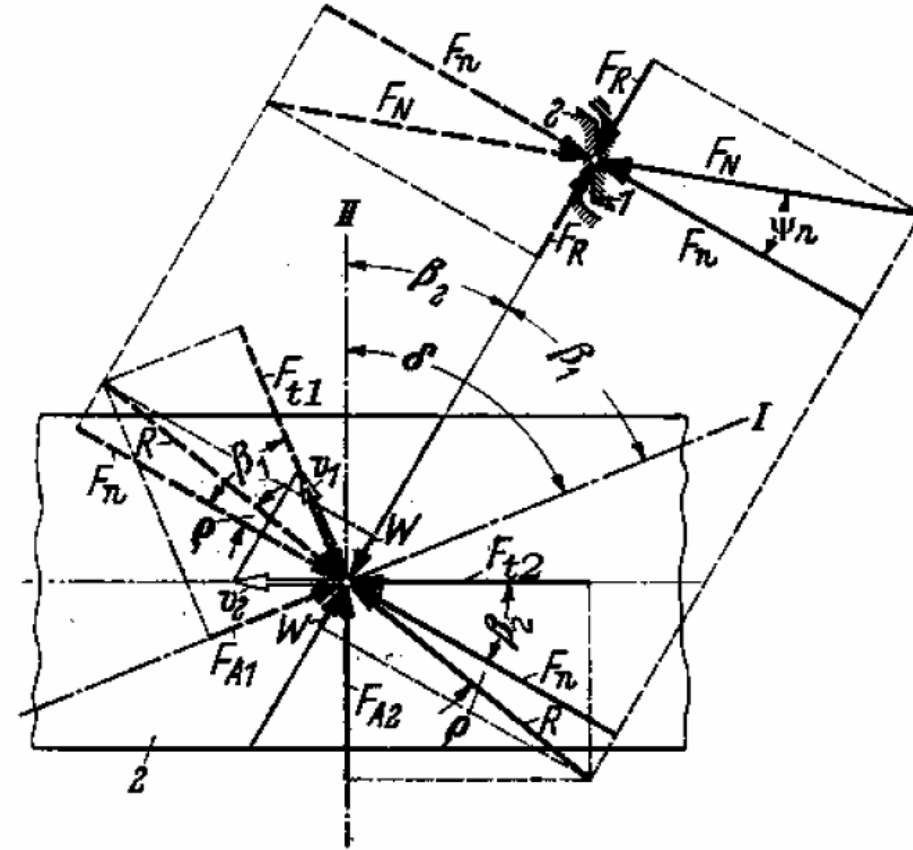
Tahrik edilen
(2 numaralı) çarka
gelen kuvvetler ve
tahrik eden çarka
(1 numaralı) gelen
kuvvetler (kesik
çizgiler)



Spiral Dişli Çarklarda Kuvvetler ve Verim

- F_N : Normal kesitte, kavrama doğrusu boyunca gelen kuvvet
 F_R : Dönme eksenine radyal olan kuvvet
 F_n : F_N kuvvetinin, F_R kuvvetine dik bileşeni
 W : Profil doğrultusunda etkiyen sürtünme kuvveti
 R : F_n ve W 'nin bileşkesi
 F_{t1}, F_{t2} : Çevresel kuvvetler (dönme eksenine dik))
 F_{A1}, F_{A2} : Eksenel kuvvetler (dönme eksenini yönünde)

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} > 0$$



Spiral Dişli Çarklarda Kuvvetler ve Verim

Kuvvet üçgenlerinden

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} > 0$$

$$F_n = R \cos \rho ; F_R = F_n \tan \psi_n = R \tan \psi_n \cos \rho$$

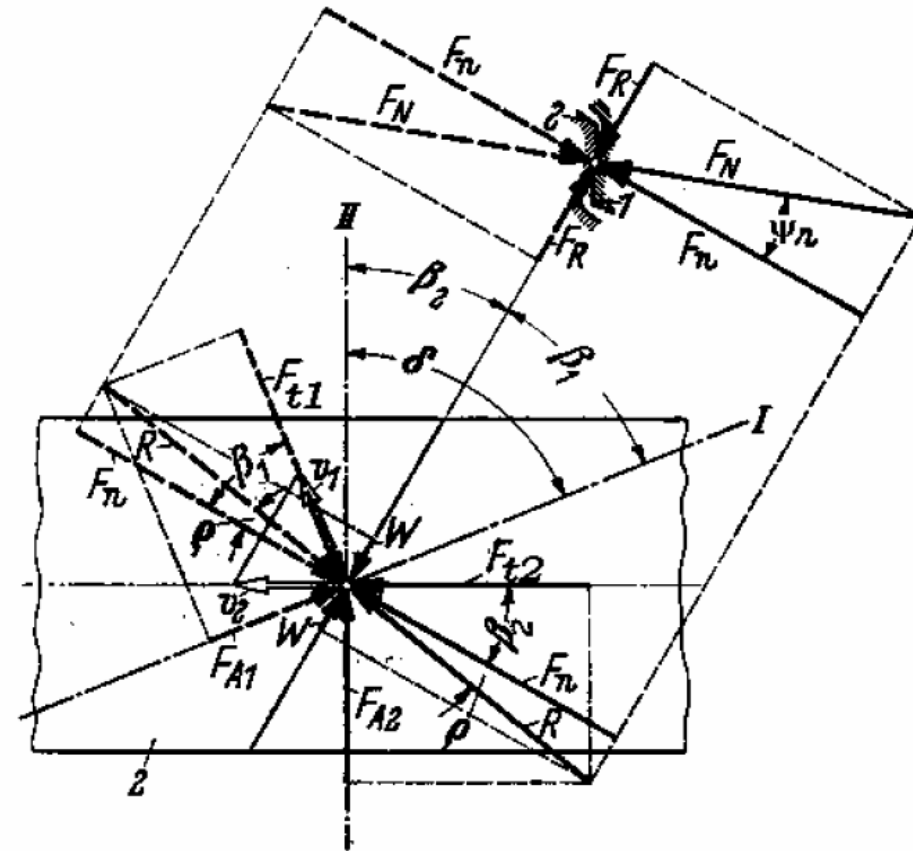
$$F_{t1} = R \cos(\beta_1 - \rho) ; F_{A1} = R \sin(\beta_1 - \rho)$$

$$F_{t2} = R \cos(\beta_2 + \rho) ; F_{A2} = R \sin(\beta_2 + \rho)$$

$$\frac{F_R}{F_{t1}} = \frac{\tan \psi_n \cos \rho}{\cos(\beta_1 - \rho)} ; \frac{F_{A1}}{F_{t1}} = \tan(\beta_1 - \rho)$$

$$\frac{F_{t2}}{F_{t1}} = \frac{\cos(\beta_2 + \rho)}{\cos(\beta_1 - \rho)} ; \frac{F_{A2}}{F_{t1}} = \frac{\sin(\beta_2 + \rho)}{\cos(\beta_1 - \rho)}$$

$$\delta = 90^\circ \text{ de } F_{t2} = F_{A1} = F_{t1} \tan(\beta_1 - \rho) \text{ ve } F_{A2} = F_{t1}$$



Spiral dişlilerde Verim

$$v_n = v_1 \cos \beta_1 = v_2 \cos \beta_2$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} = \frac{\cos(\beta_2 + \rho) \cos \beta_1}{\cos(\beta_1 - \rho) \cos \beta_2} = \frac{1 - \mu \tan \beta_2}{1 + \mu \tan \beta_1}$$

Kendi kendine kilitlenmeme: $\eta > 0$

$$1 - \mu \tan \beta_2 \geq 0$$

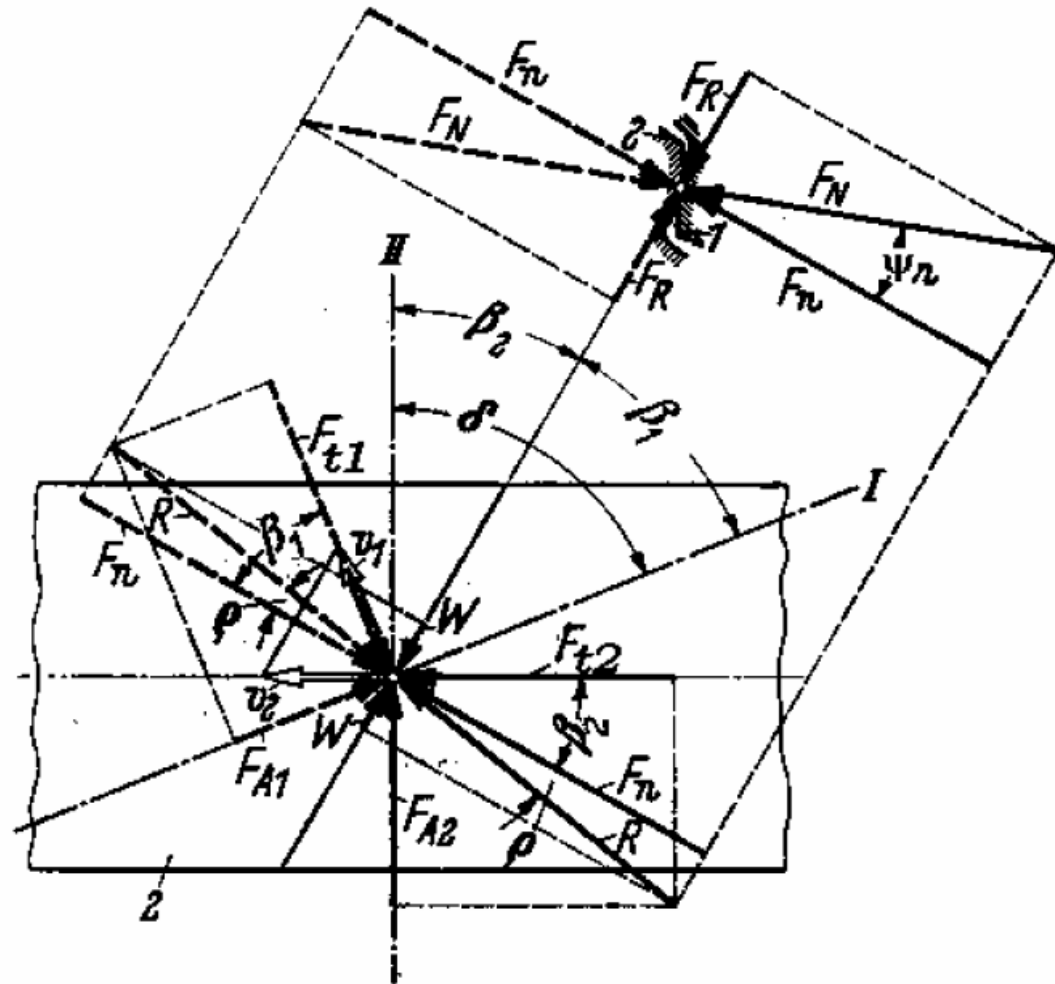
$$\tan \beta_2 \leq \frac{1}{\tan \rho} = \cot \rho$$

$$\tan \beta_2 = \tan(90 - \rho) \quad \beta_2 \leq 90 - \rho$$

$\delta = 90^\circ$ ise

$$\eta = \frac{\tan(\beta_1 - \rho)}{\tan \beta_1} = \frac{\tan \beta_2}{\tan(\beta_2 + \rho)}$$

$$\beta_1 \geq \rho \quad 90 - \beta_2 \geq \rho \quad \beta_2 \leq (90 - \rho)$$



Spiral dişlilerde Verim

$$\eta = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{\cos(\beta_2 + \rho) \cdot \cos(\beta_1)}{\cos(\beta_1 - \rho) \cdot \cos(\beta_2)} = \frac{1 - \mu \cdot \tan(\beta_2)}{1 + \mu \cdot \tan(\beta_1)}$$

$$\cos(\beta_2 + \rho) \text{ expand } \rightarrow \cos(\rho) \cdot \cos(\beta_2) - \sin(\rho) \cdot \sin(\beta_2)$$

$$\cos(\beta_1 - \rho) \text{ expand } \rightarrow \cos(\rho) \cdot \cos(\beta_1) + \sin(\rho) \cdot \sin(\beta_1)$$

$$\eta = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{(\cos(\rho) \cdot \cos(\beta_2) - \sin(\rho) \cdot \sin(\beta_2)) \cdot \cos(\beta_1)}{(\cos(\rho) \cdot \cos(\beta_1) + \sin(\rho) \cdot \sin(\beta_1)) \cdot \cos(\beta_2)} = \frac{1 - \mu \cdot \tan(\beta_2)}{1 + \mu \cdot \tan(\beta_1)}$$

$$\eta = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{\cos(\rho) \cdot \cos(\beta_2) \cdot \cos(\beta_1) - \sin(\rho) \cdot \sin(\beta_2) \cdot \cos(\beta_1)}{\cos(\rho) \cdot \cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2) + \sin(\rho) \cdot \sin(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)} = \frac{1 - \mu \cdot \tan(\beta_2)}{1 + \mu \cdot \tan(\beta_1)}$$

$$\eta = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{\frac{\cos(\rho)}{\cos(\rho)} \cdot \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_2)} \cdot \frac{\cos(\beta_1)}{\cos(\beta_1)} - \frac{\sin(\rho)}{\cos(\rho)} \cdot \frac{\sin(\beta_2)}{\cos(\beta_2)} \cdot \frac{\cos(\beta_1)}{\cos(\beta_1)}}{\frac{\cos(\rho)}{\cos(\rho)} \cdot \frac{\cos(\beta_1)}{\cos(\beta_1)} \cdot \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_2)} + \frac{\sin(\rho)}{\cos(\rho)} \cdot \frac{\sin(\beta_1)}{\cos(\beta_1)} \cdot \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_2)}} = \frac{1 - \mu \cdot \tan(\beta_2)}{1 + \mu \cdot \tan(\beta_1)}$$

Spiral dişlilerde Verim

$\delta = 90^\circ$ ise

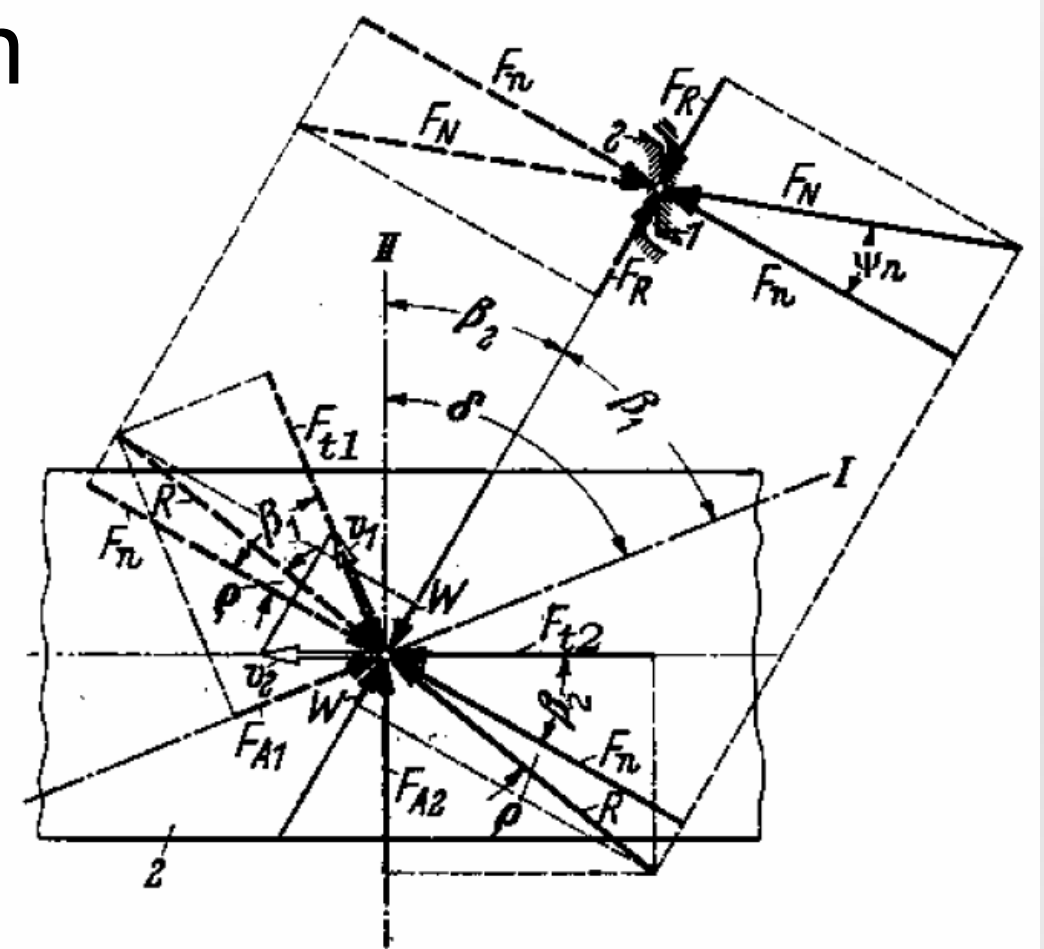
$\rho = 6^\circ$, ($\mu \approx 0,1$) için

$$\eta = \frac{\tan(\beta_1 - \rho)}{\tan \beta_1} = \frac{\tan \beta_2}{\tan(\beta_2 + \rho)}$$

$\beta_1 \geq \rho$; $90 - \beta_2 \geq \rho$; $\beta_2 \leq (90 - \rho)$

ifadesinden aşağıdaki

η değerleri elde edilir



β_1	10°	20°	30°	40°	45°	48°	50°	60°	70°	80°
β_2	80°	70°	60°	50°	45°	42°	40°	30°	20°	10°
η [%]	39,7	68,5	77,1	80,4	81,0	81,1	81,0	79,5	74,6	61,5

Spiral dişlilerde Verim

Maksimum verim $\beta_1 = 48^\circ$ 'dedir.

$\beta_1=30^\circ$, $\beta_2=60^\circ$ 'de verim, $\beta_1=60^\circ$, $\beta_2=30^\circ$ 'den daha düşüktür. Bu sebeple (β_1) değeri 48° 'den daha büyük veya eşit alınmalıdır.

β_1	10°	20°	30°	40°	45°	48°	50°	60°	70°	80°
β_2	80°	70°	60°	50°	45°	42°	40°	30°	20°	10°
η [%]	39,7	68,5	77,1	80,4	81,0	81,1	81,0	79,5	74,6	61,5

Spiral Dişli Boyutların Hesaplanması

Yüksek kayma hızlarının sebep olduğu adezyon aşınması boyutlandırmada önem kazanır. Genel olarak spiral dişlilerin hesabı C karakteristik sabiti kullanılarak gerçekleştirilir.

$$F_{t1} = C b t_n = C b m_n \pi$$

Bu ifade b dişli genişliğidir. Bu değer $b \approx 10 m_n$ olarak alınması tavsiye edilir.

Spiral Dişli Boyutların Hesaplanması

C değerleri aşağıdaki tablodan malzeme çifti ve kayma hızına bağlı olarak tespit edilir

MALZEME ÇİFTİ	C:kg/mm ²							
	KAYMA HIZI <i>m/s</i>							
	1	2	3	4	5	6	8	10
Sert çelik / sert çelik	0,60	0,50	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,17
Sert çelik / bronz	0,34	0,27	0,22	0,19	0,16	0,14	0,11	0,10
Çelik / bronz	0,25	0,20	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	-
D.D / D.D veya çelik	0,18	0,15	0,12	0,08	-	-	-	-

Spiral Dişli Boyutların Hesaplanması

$$F_{t1} = C b t_n = C b m_n \pi \quad \text{ifadesinde}$$

$$F_{t1} = \frac{M_{d1}}{r_1} \quad \text{veya} \quad F_{t1} = \frac{2M_{d1} \cos \beta_1}{m_n Z_1} \quad \text{yerleştirilirse,}$$

Normal modül :

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{t1} \cos \beta_1}{\pi \frac{b}{m_n} C_{em} Z_1}}$$

İlk boyutlandırma için

$b=10 m_n$; $\beta_1 \approx 50^\circ$ olarak alınır :

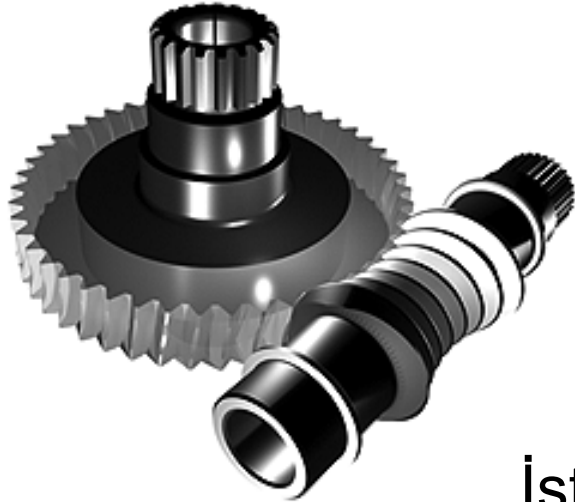
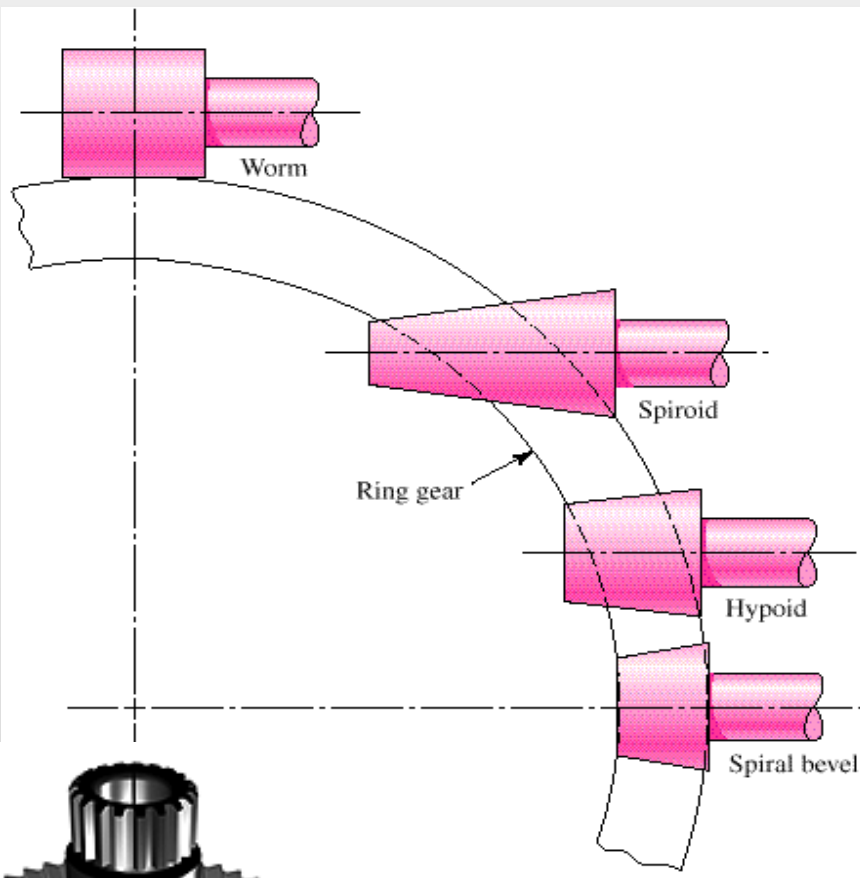
$$m_n \approx 0,35 \sqrt[3]{\frac{M_{d1}}{C_{em} Z_1}}$$

En küçük diş sayısı $Z_1 \geq 12$ ve C_{em} önce seçilir daha sonra ise kontrol edilir.



Spiral Dişli

▪



- Worm Gears



Photo Courtesy: www.howstuffworks.com

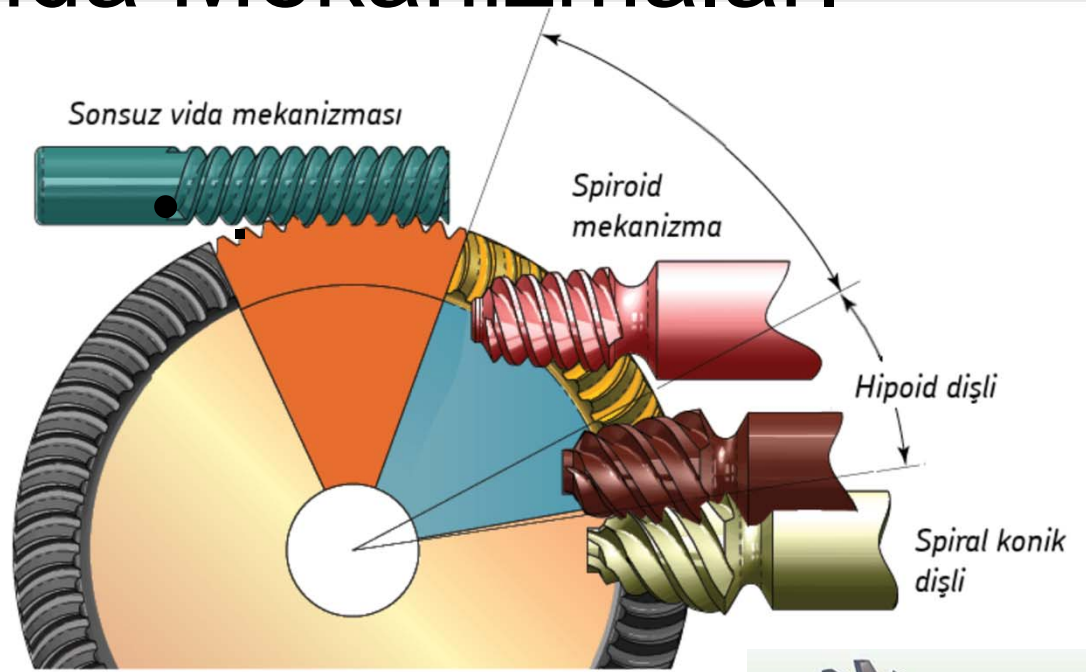
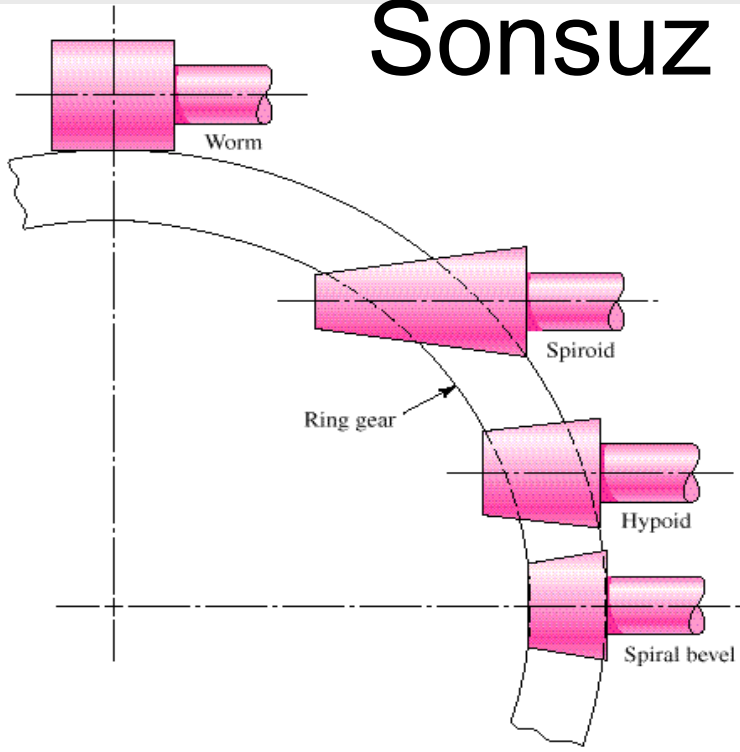
Bölüm 6 (section 6) Sonsuz Vida Mekanizmaları (Worm Gears)

Prof. Dr Hikmet Kocabaş

İstanbul Teknik Üniversitesi İ.T.Ü. Makina Fakültesi

Istanbul Technical University ITU Faculty of Mechanical Engg.

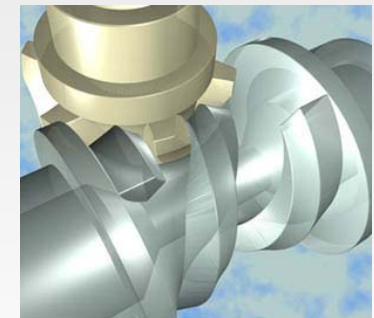
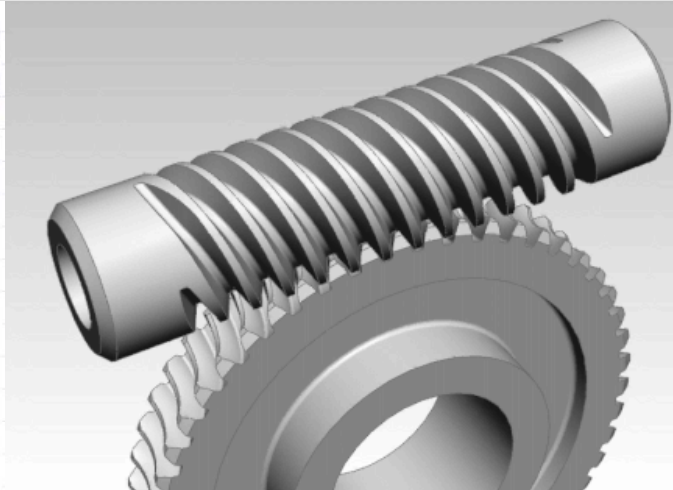
Sonsuz Vida Mekanizmaları



• Worm Gears



Photo Courtesy: www.howstuffworks.com



Sonsuz Vida Mekanizmaları

Spiral alın dişli mekanizmalarının dezavantajları, diş yan yüzeyleri arasında nokta temasının olması, buna bağlı olarak sadece düşük güç ve çevrim oranlarında kullanılmalarıdır.

Bu dezavantajlar spiral dişlilerin özel bir hali olan sonsuz vida mekanizmaları ile yok edilmiştir.

Sonsuz vida mekanizmalarında vida $z_1 = 1...4$ ağızlı olarak imal edilir. Çark ise yuvarlanma metodu ile imal edilir.



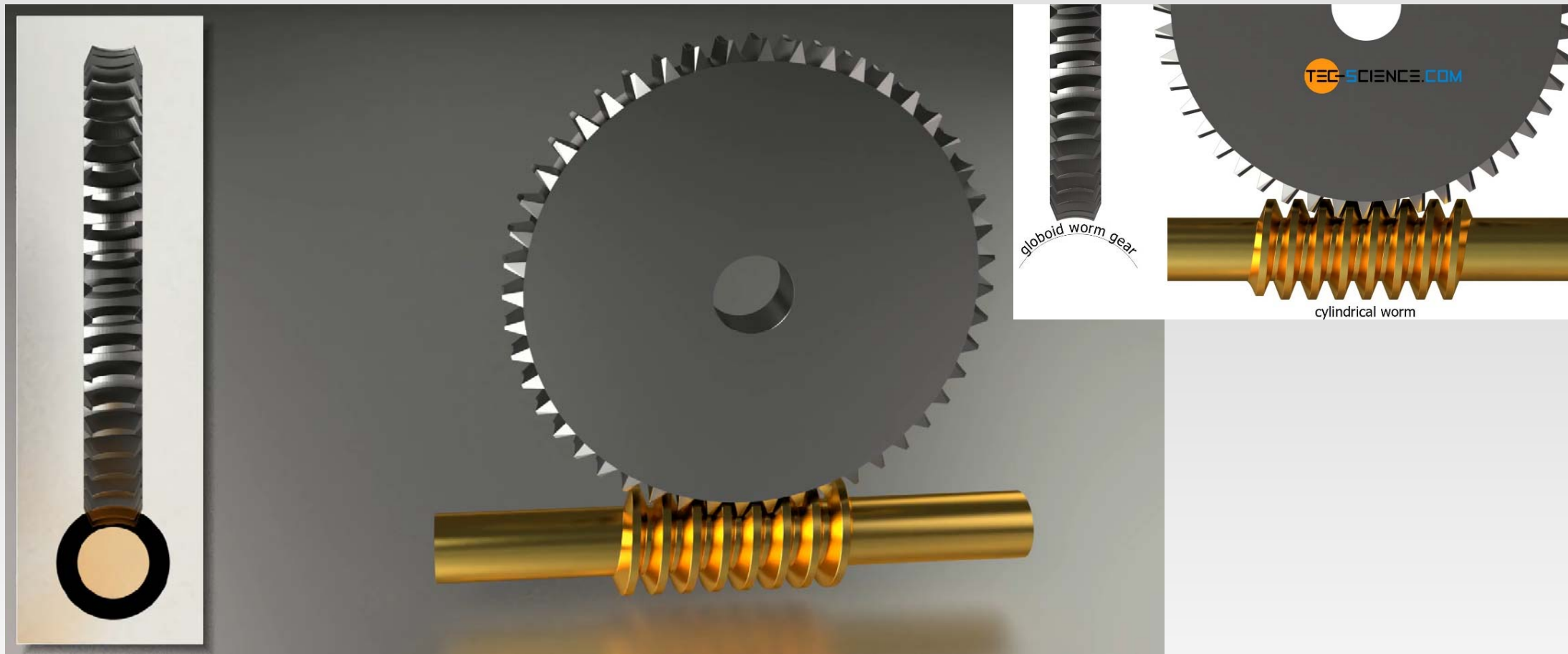
Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Animation: Cylindrical worm gear (cylindrical worm drive)

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-drive-operating-principle.mp4>

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-gear-cylindrical.mp4>

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-gear-cylindrical-closeup.mp4>

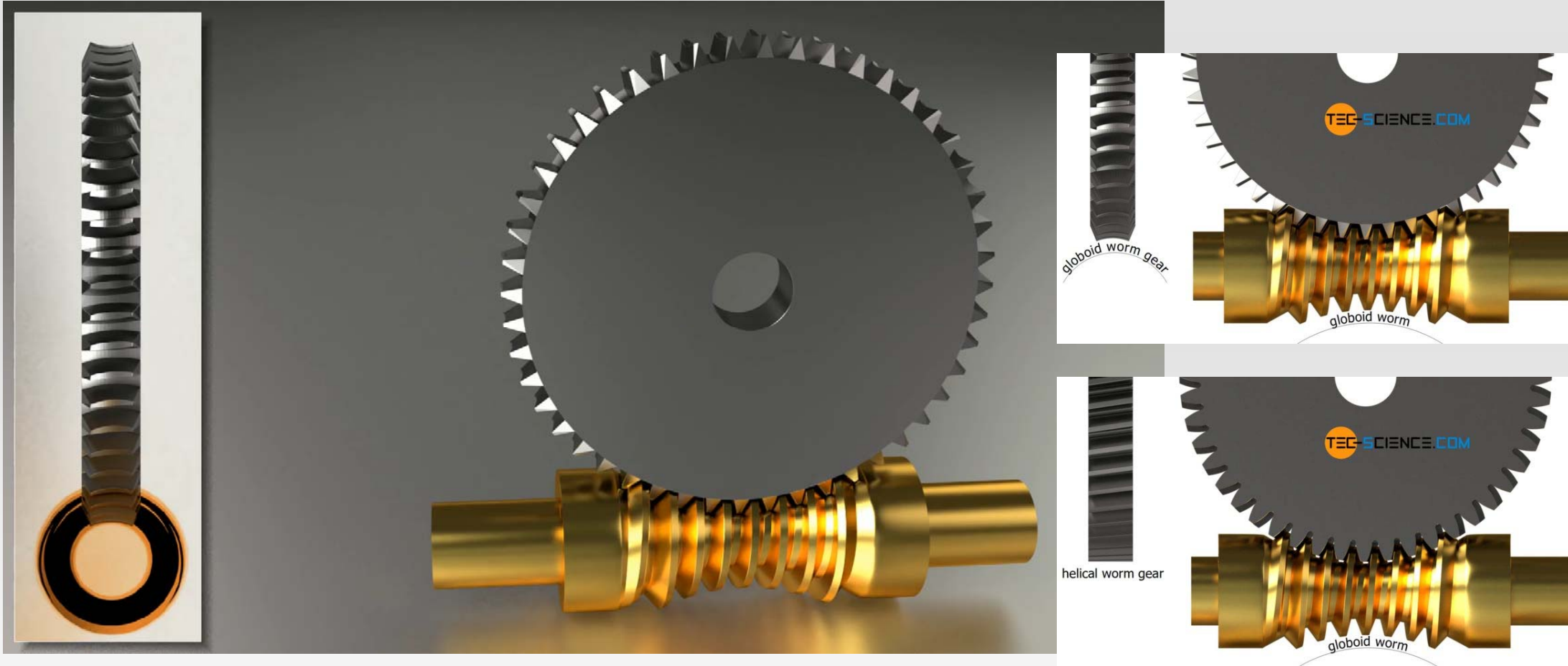


Globoid Sonsuz Vida Çark Mekanizması

Animation: Globoid worm and globoid worm gear (globoid worm drive)

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-gear-globoid.mp4>

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-gear-globoid-closeup.mp4>

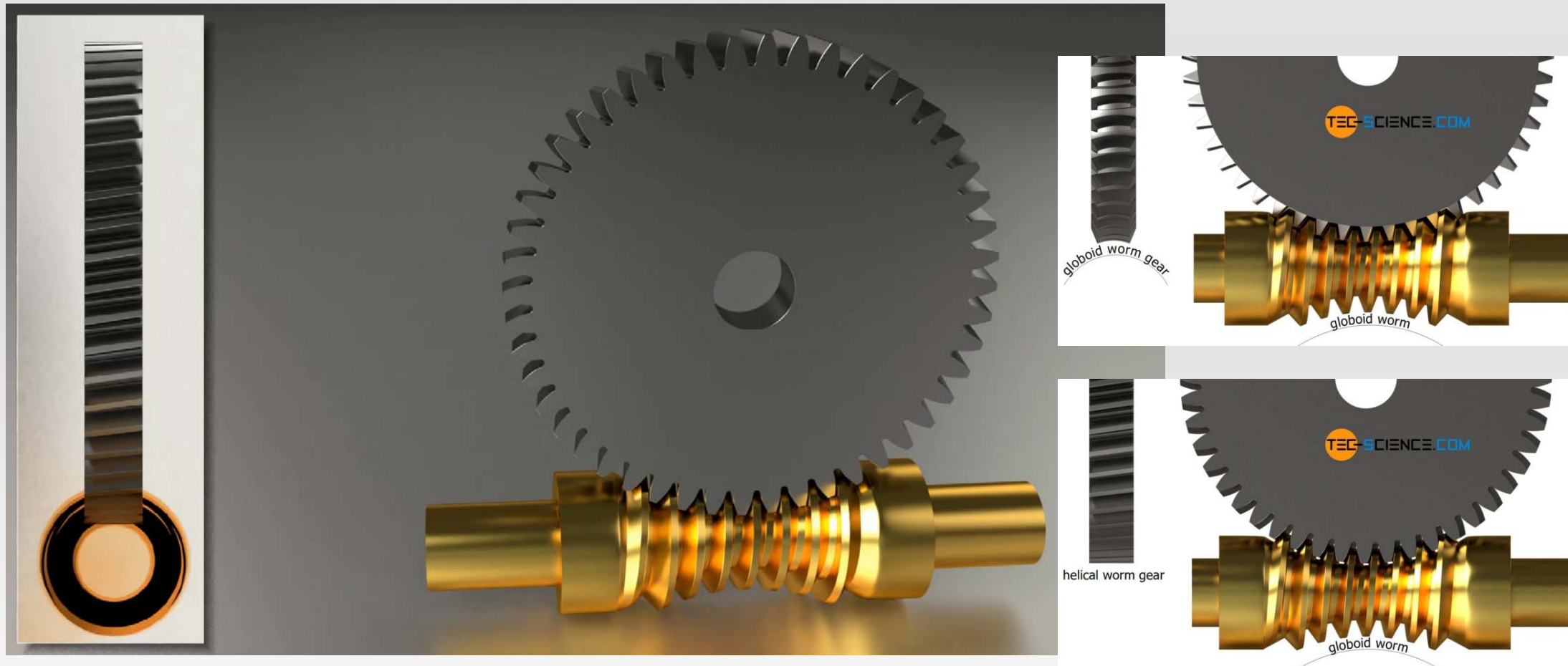


Globoid Sonsuz Vida Silindirik Helisel Çark

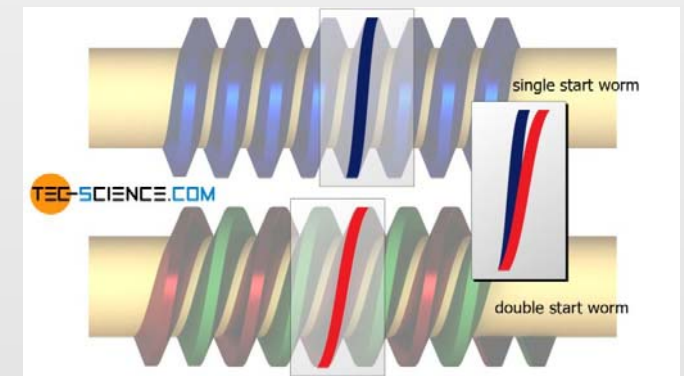
Animation: Globoid worm meshing with helical gear

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-helical-gear-globoid.mp4>

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-helical-gear-globoid-closeup.mp4>



Tek ve iki ağızlı Sonsuz Vida



From single/two toothed gear to single/double start worm

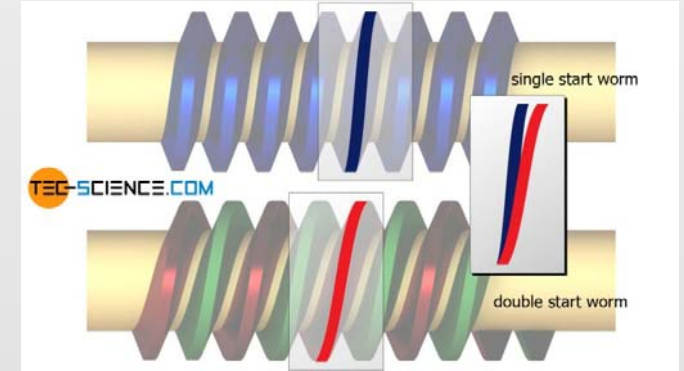
Single start worm meshing Double start worm meshing

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-spur-gear-to-single-start-worm.mp4>

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-spur-gear-to-double-start-worm.mp4>



Tek ve iki ağızlı Sonsuz Vida

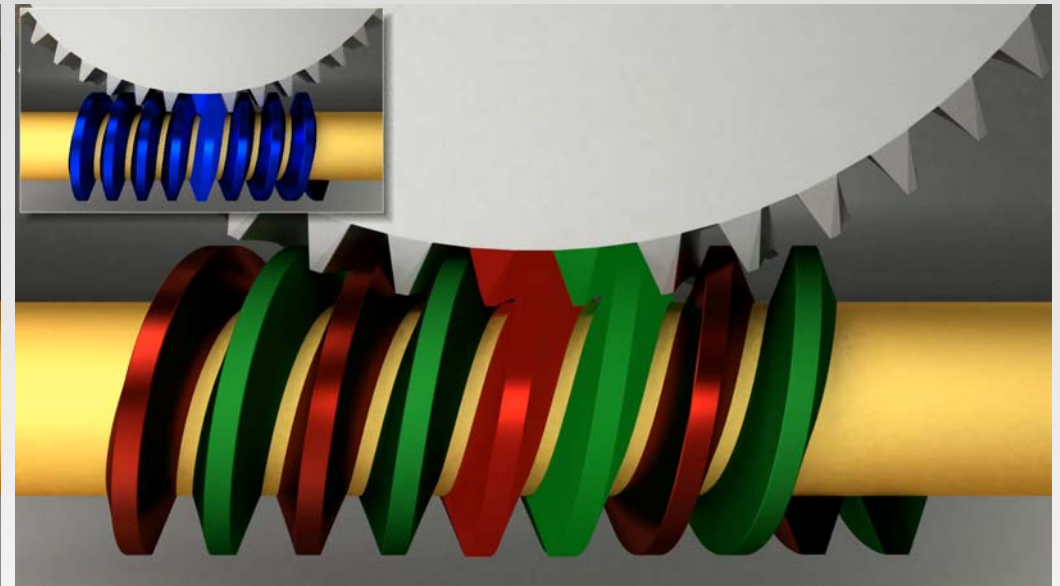
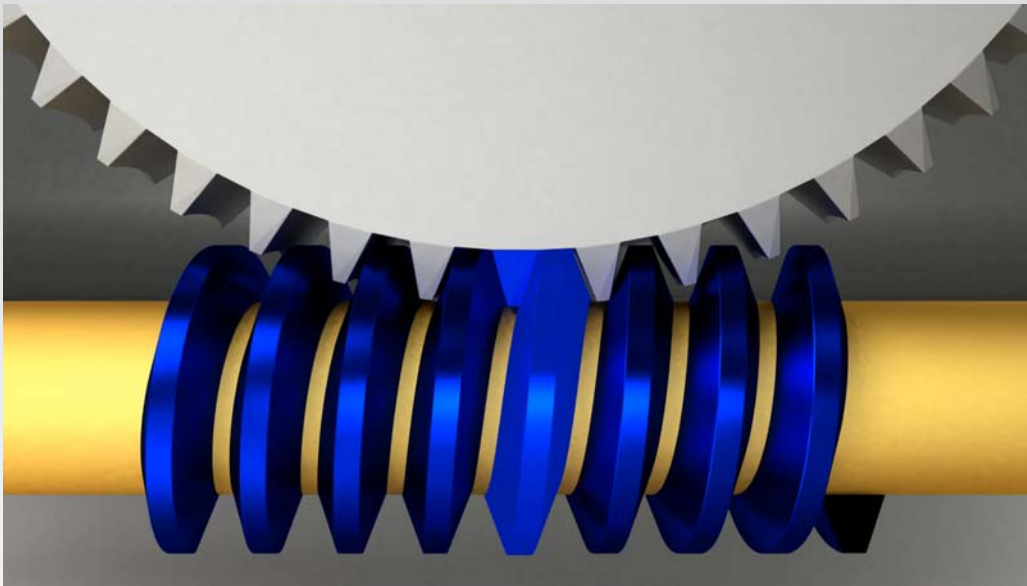


Single start worm meshing

Double start worm meshing

<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-drive-meshing-single-start.mp4>

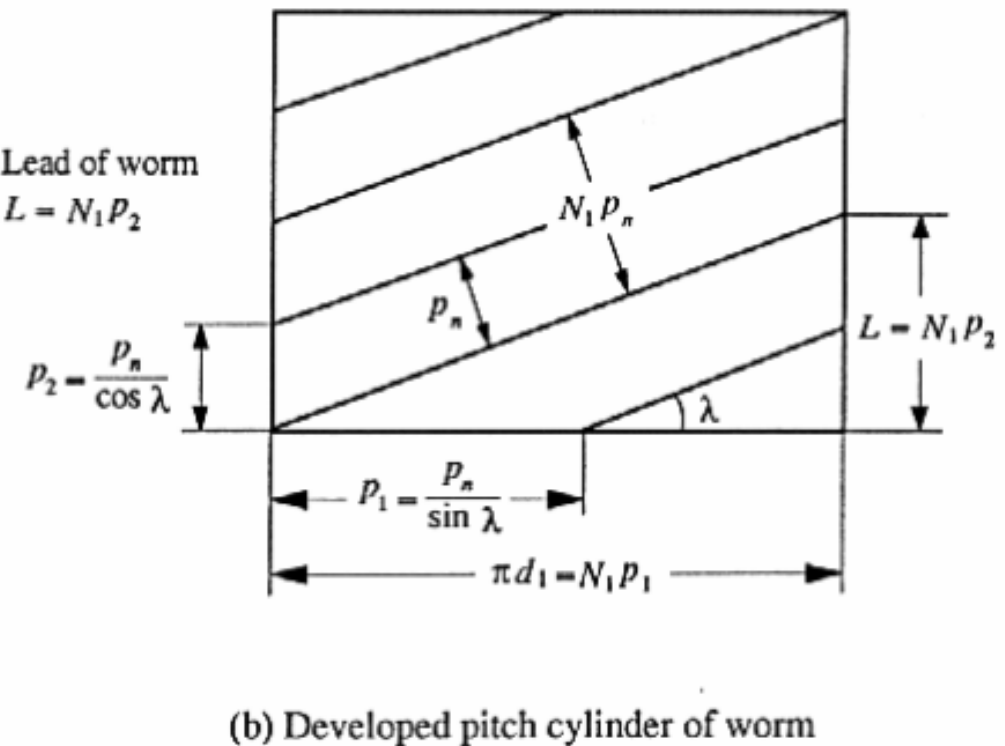
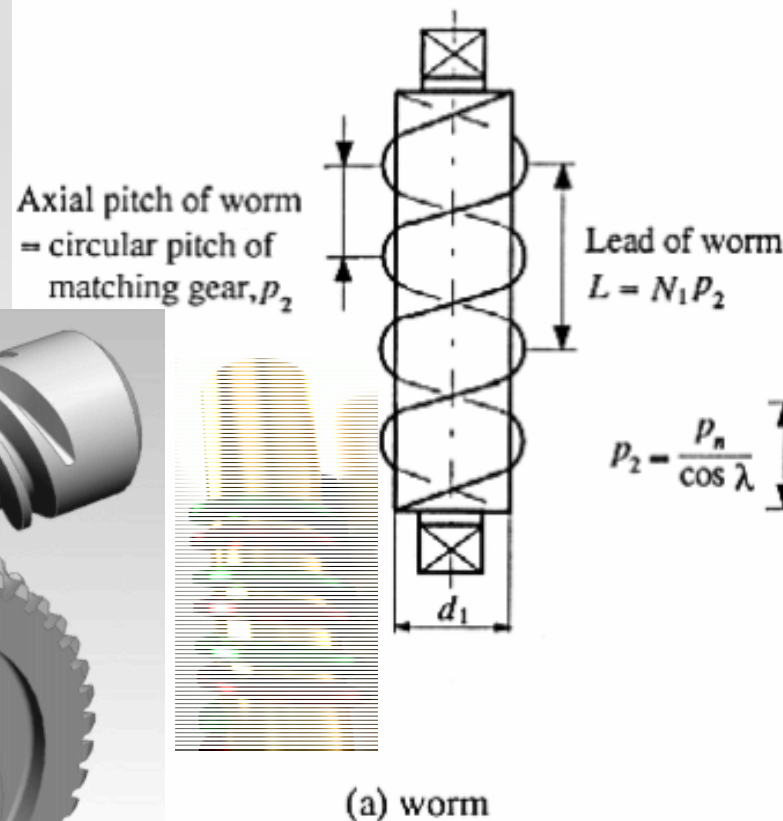
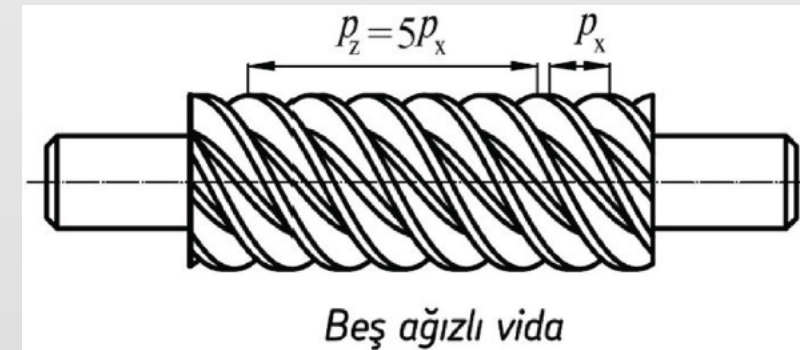
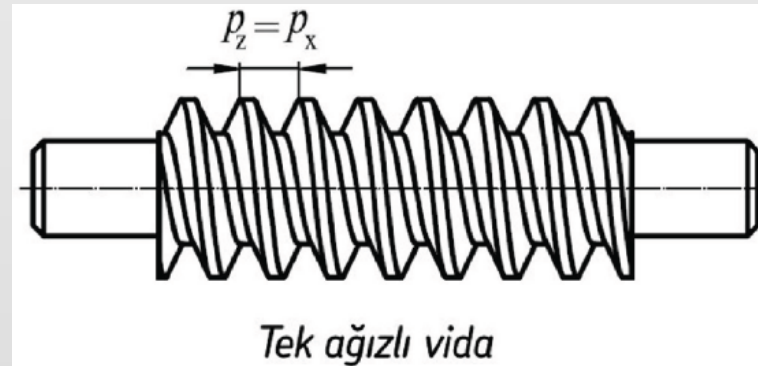
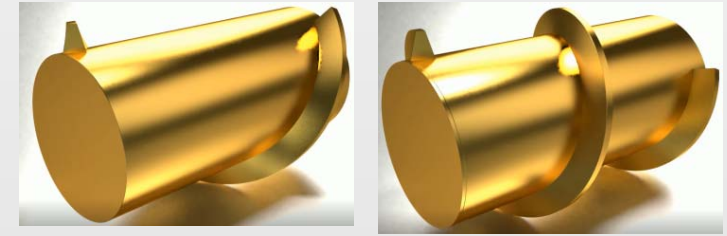
<https://www.tec-science.com/wp-content/uploads/2018/08/en-worm-drive-meshing-double-start.mp4>



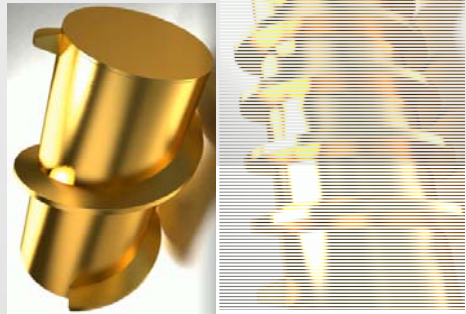
Sonsuz Vida (Worm Gear)

Vidada ağız sayısı

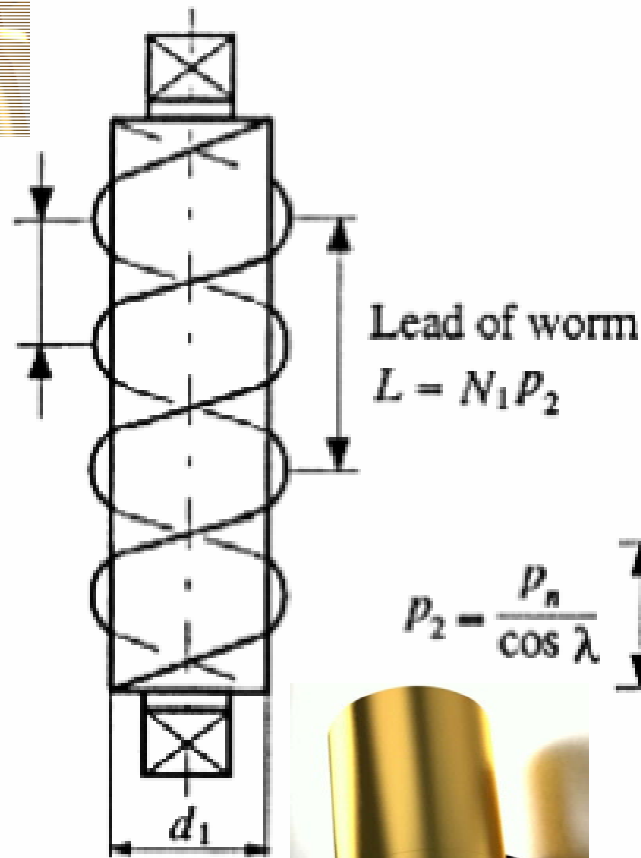
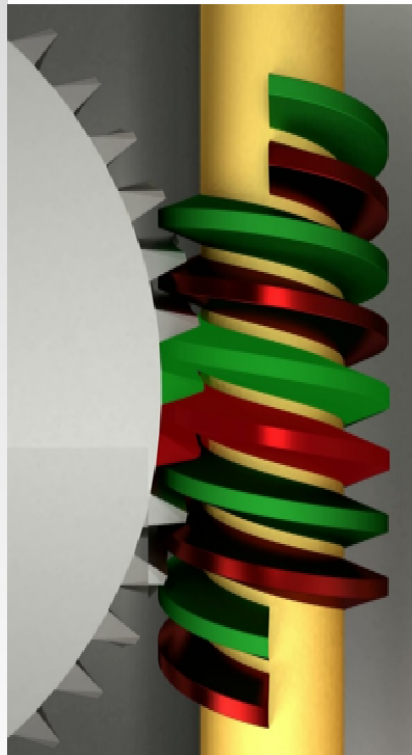
İki ağızlı sonsuz vida



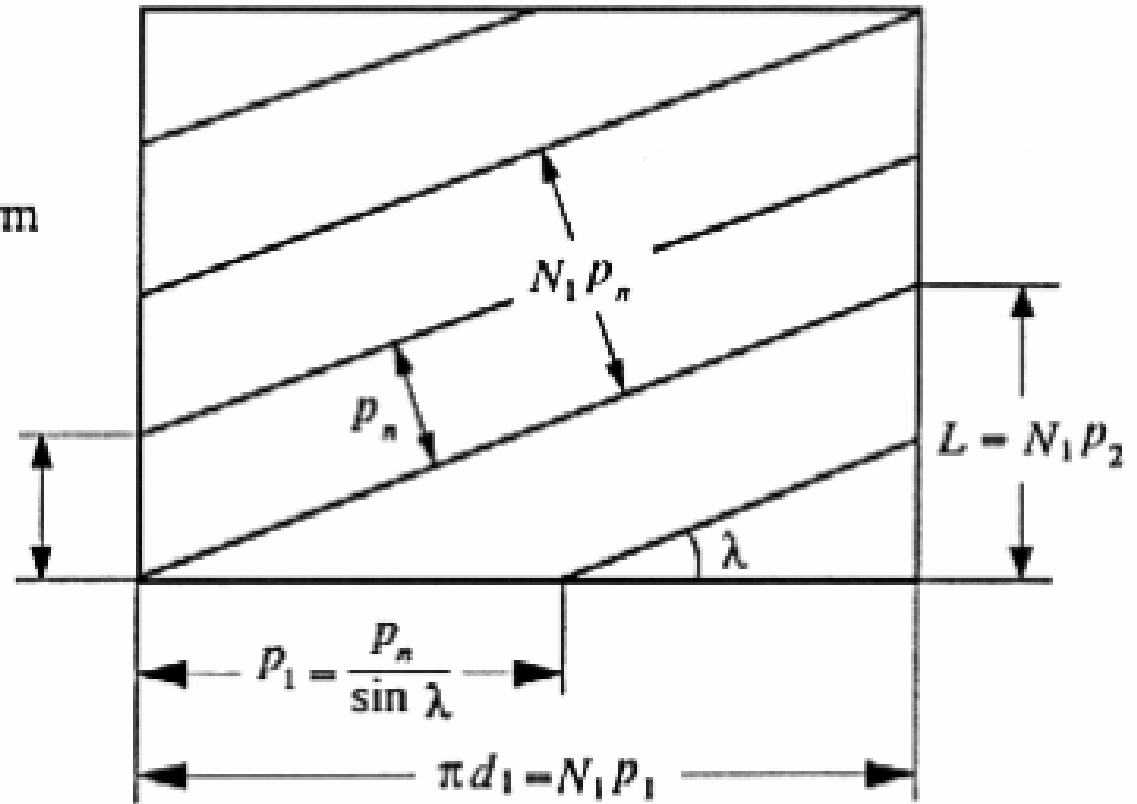
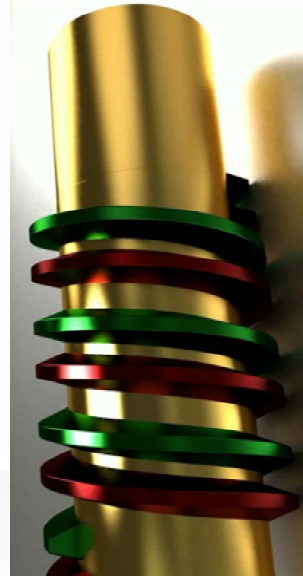
Sonsuz Vida (Worm Gear)



Axial pitch of worm
= circular pitch of
matching gear, p_2



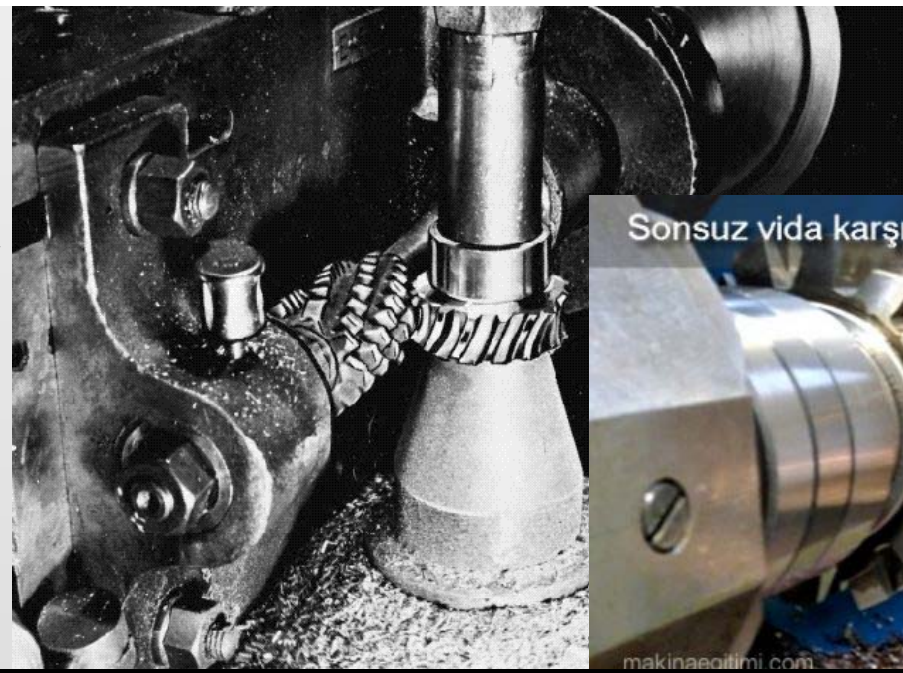
(a) worm



(b) Developed pitch cylinder of worm

Hobbing a Worm Gear

Sonsuz vida
arkının,
helisel freze
(azdırma)
bıak ile
imalatı



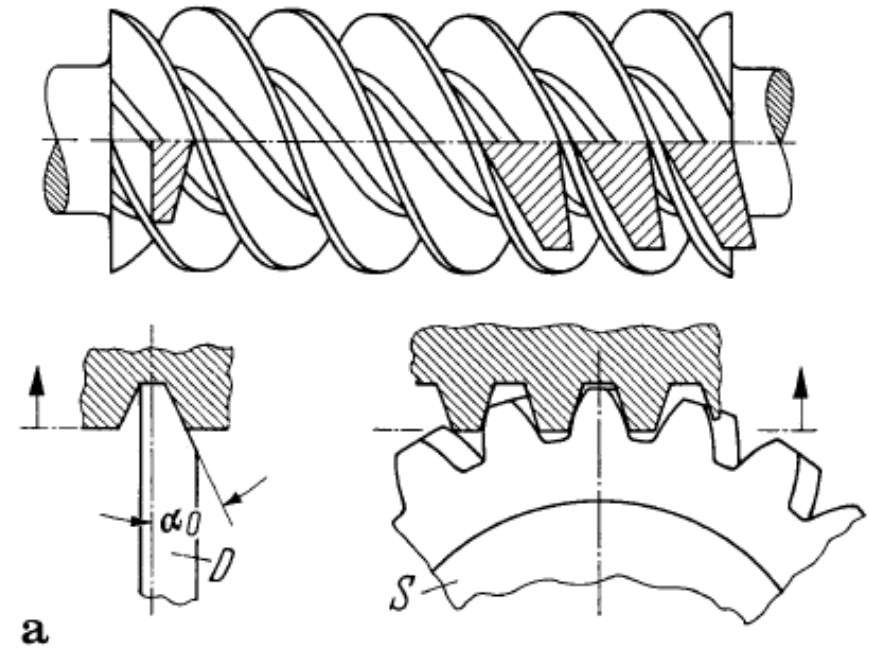
Sonsuz vida karşılık dişlisi yapımı

makinaegitimi.com

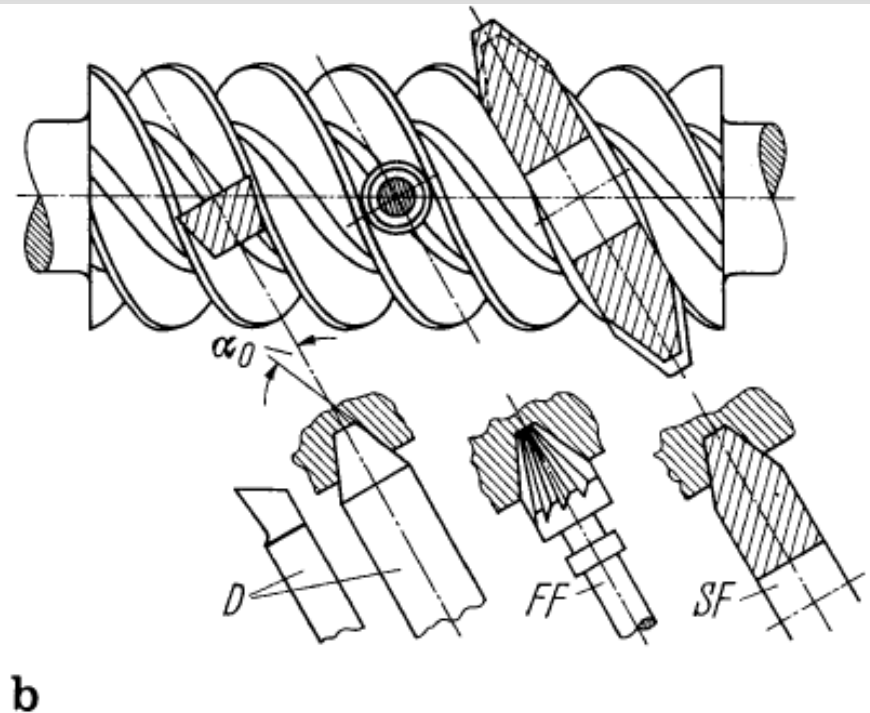


Silindirik Vida Profilleri

ZA Profili (a): Eksenel kesitte trapez, enine kesitte Arşimet spirali (az kullanılır)



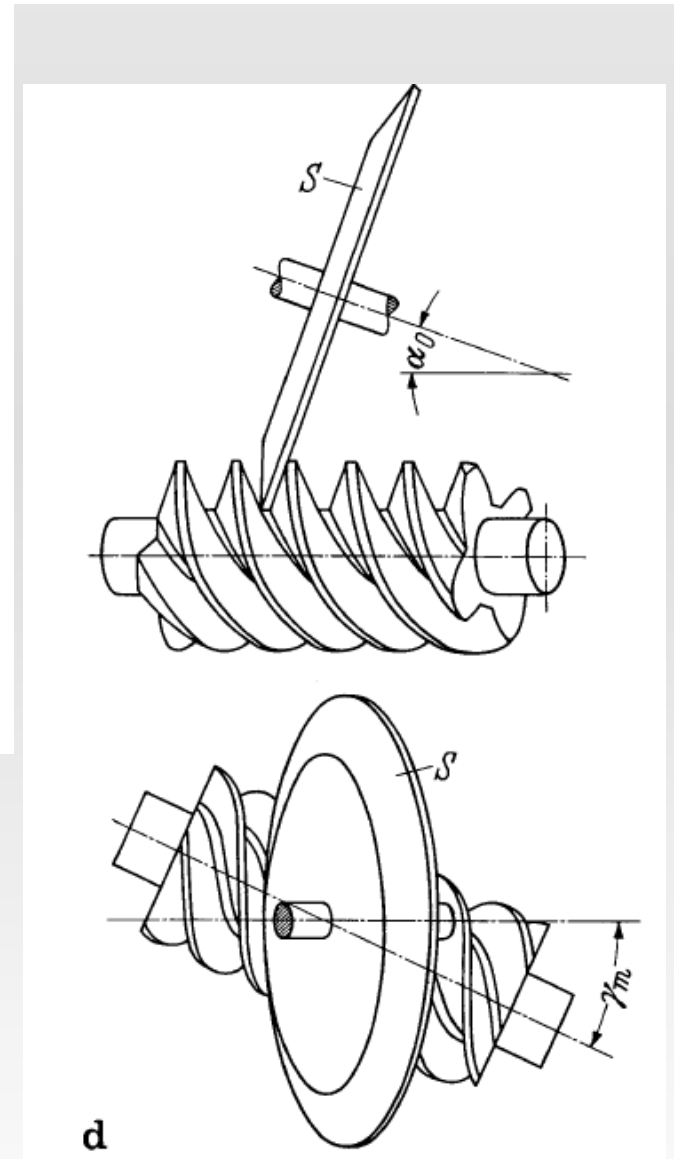
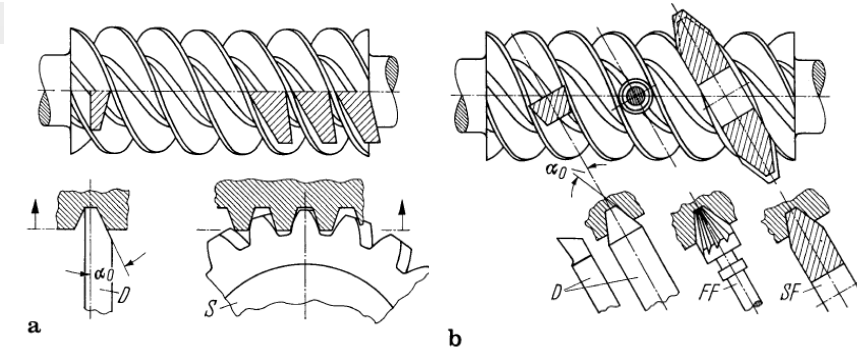
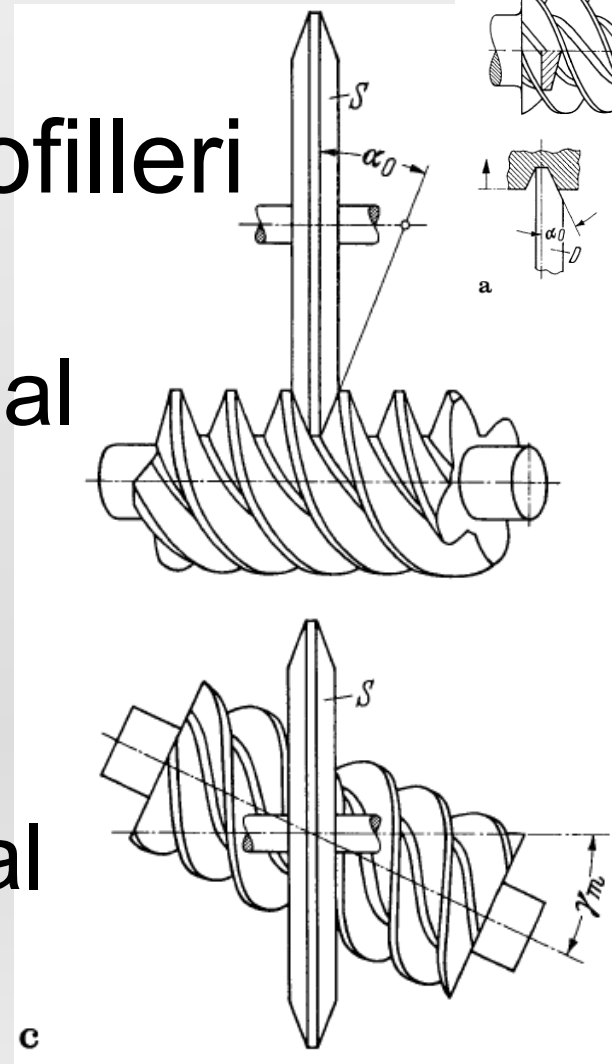
ZN Profili (b): Normal kesitte trapez, eksenel kesitte hafif kavisli



Silindirik Vida Profilleri

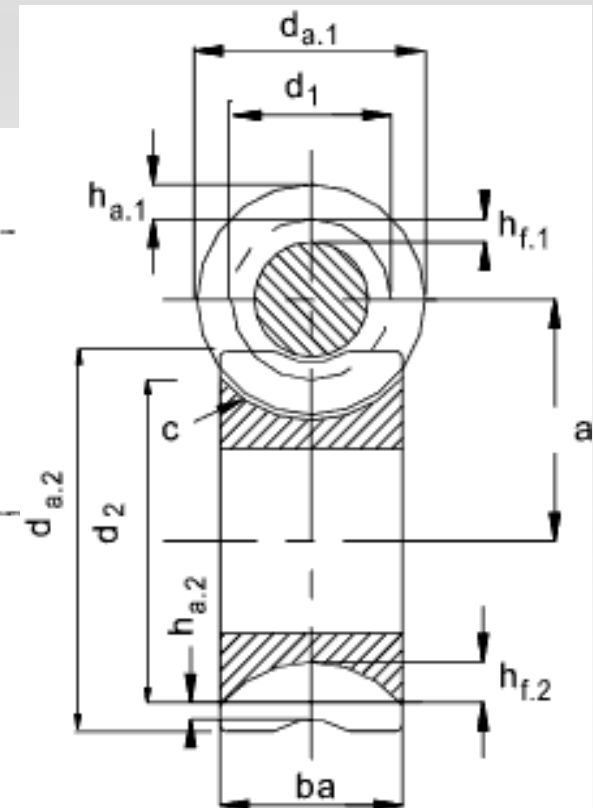
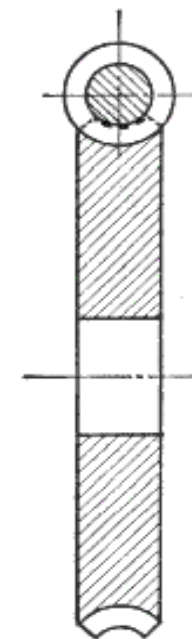
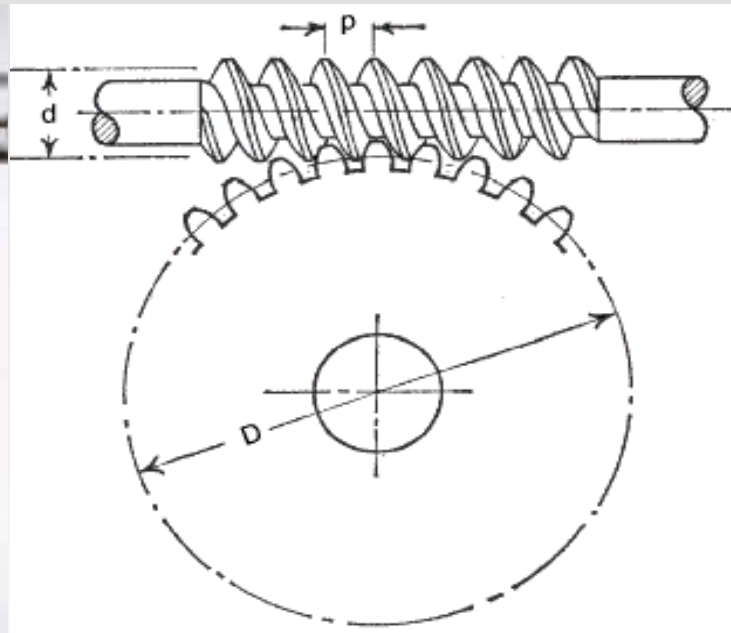
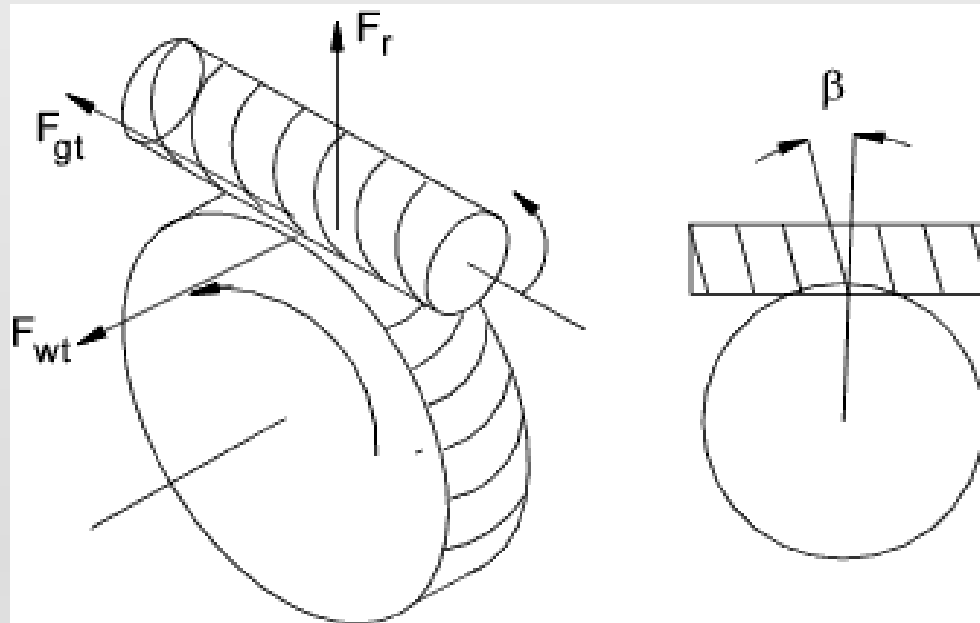
ZK Profili (c): Normal kesitte dışbükey, aksenel kesitte içbükey

ZI Profili (d): Normal kesitte dışbükey, aksenel kesitte hiperbole benzer, alın kesitte evolvent



Sonsuz Vida Mekanizmaları

(Worm Gear Mechanisms)



Sonsuz Vida (Worm Gear)

- **Worm Gears**

- Non-Parallel and non-intersecting shafts
- “Worm” like screwthread, and “Worm-Gear”
- Large reduction Ratios
- Cannot be back driven
- Large sliding motion – inefficient – low power capability

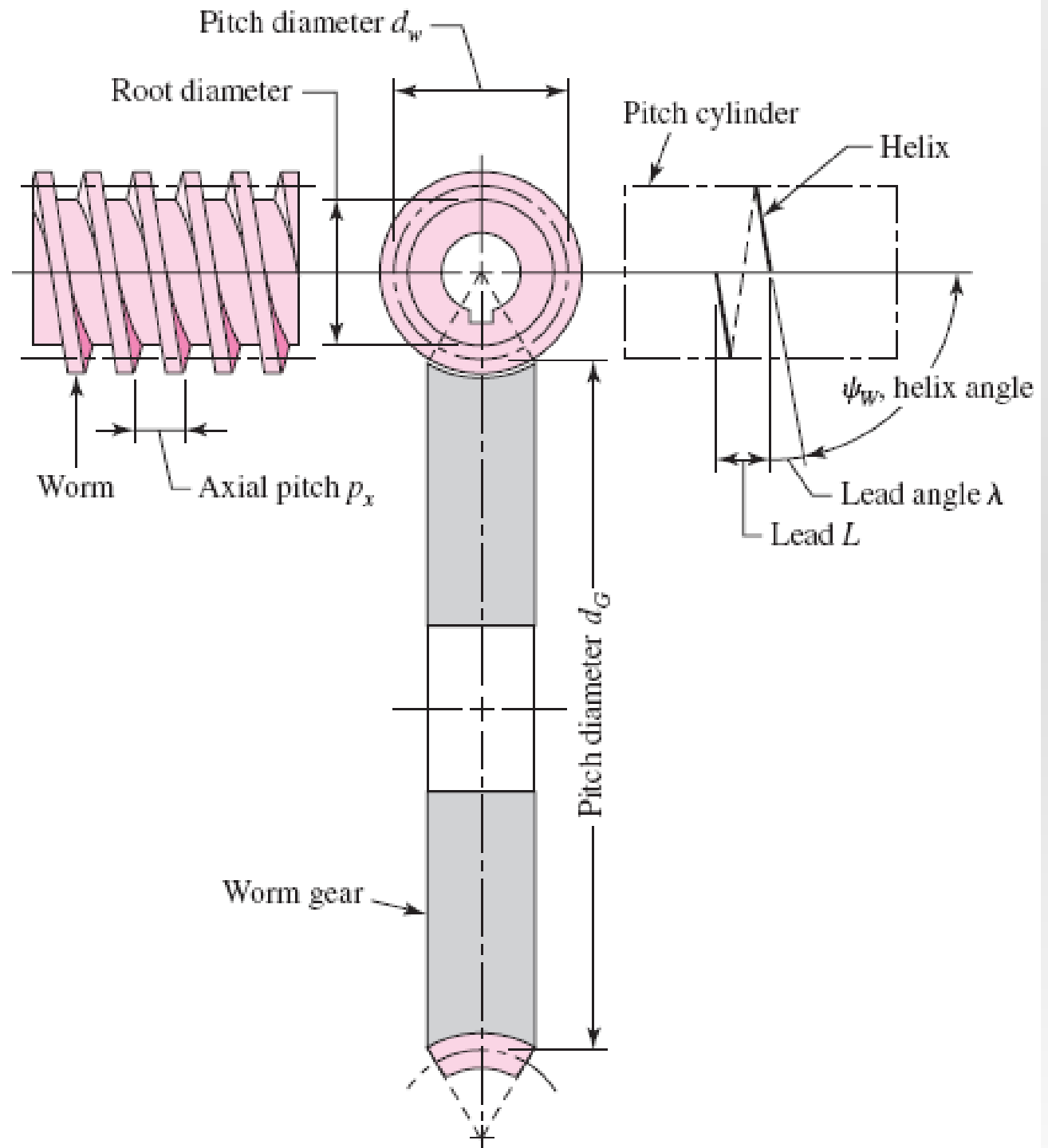


FIGURE 12-9

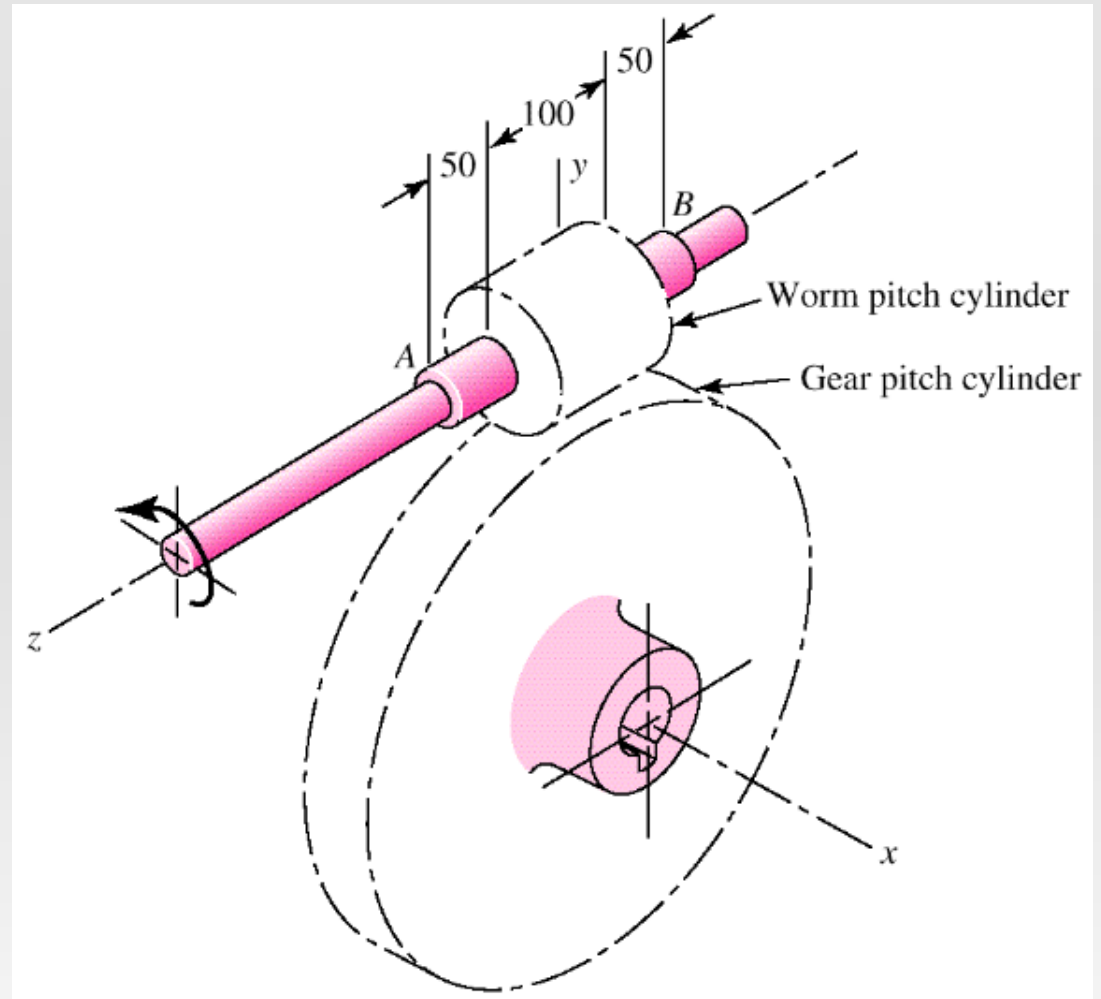
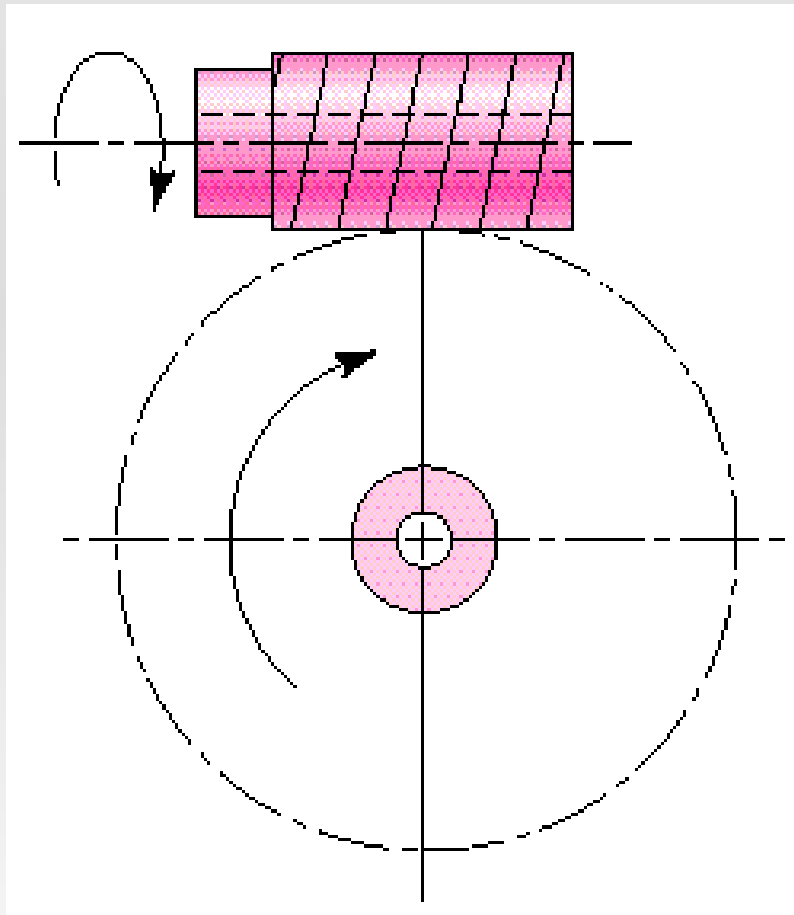
A Single-Enveloping Wormset, Consisting of a Worm and an Enveloping Worm Gear. Courtesy of Martin Sprocket and Gear Co., Arlington, Tex.

Worm Gears

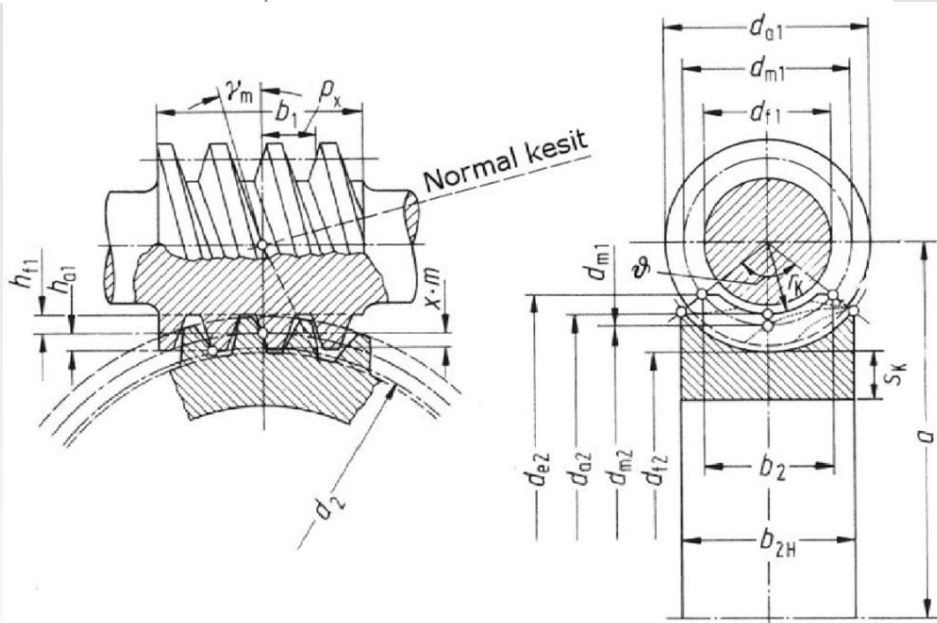
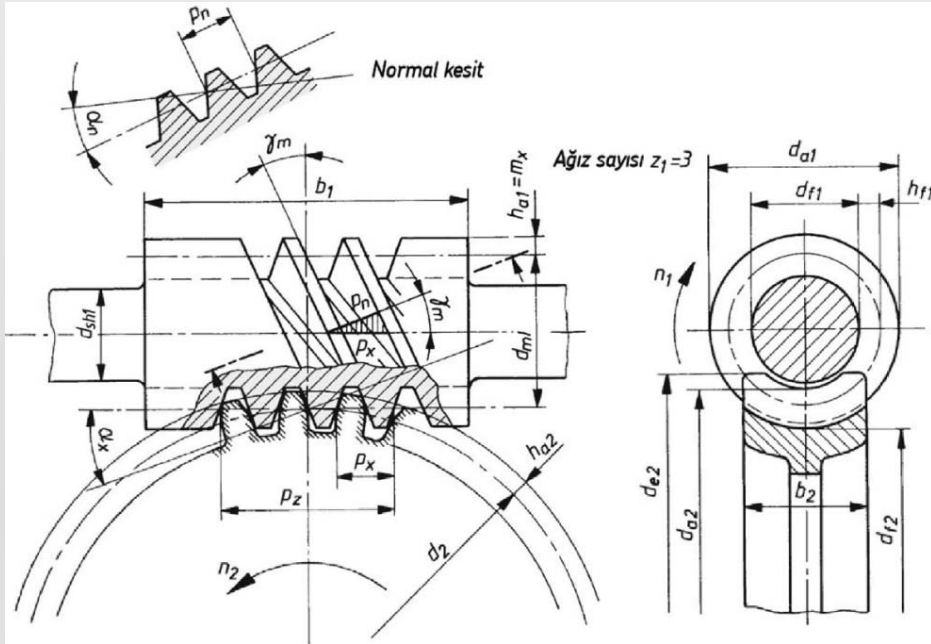
Nomenclature of
a single
enveloping worm
gearset.



Sonsuz Vida (Worm Gear Mechanism)



Sonsuz Vida (Worm Gear)



Sonsuz Vida Mekanizmaları

Eksenler arasında genel olarak 90° 'lik bir açı bulunur. Tahvil oranları tek kademede, redüktör olarak $i > 100$, hızlandırıcı olarak ise $i = 1/15$ civarında olur. Verimin yüksek olması ve yer tasarrufu maksadıyla sonsuz vida mekanizmalarının ard arda monte edilmesi avantajlıdır.



Sonsuz Vida Mekanizmaları

Sonsuz vida mekanizmaları genelde az yer kaplamaları, yüksek güç tahvil oranlarında ve darbeli işletme şartlarında uygun olmaları ve sessiz çalışmalarıyla tanınırlar.



Sonsuz Vida Mekanizmaları

Verimleri % 96 'ya kadar yükselebilen yüksek performans redüktörleri hassas imalat, uygun malzeme çifti (sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik vida, fosfor veya Al-bronzu çark), rijit yataklama, hassas montaj, uygun yağlama ve soğutma ile sağlanabilir.

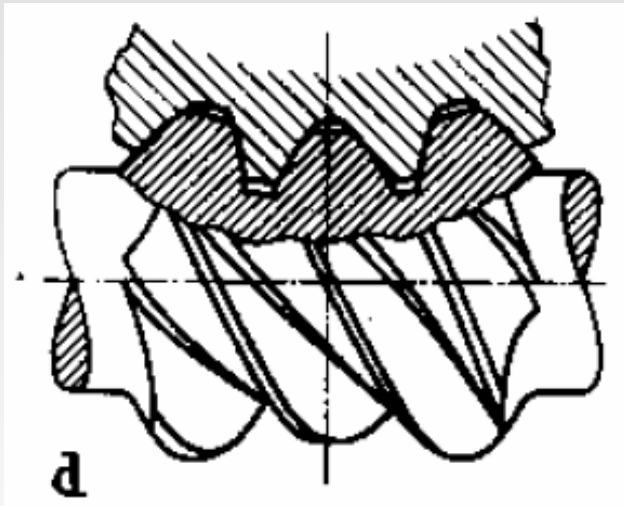
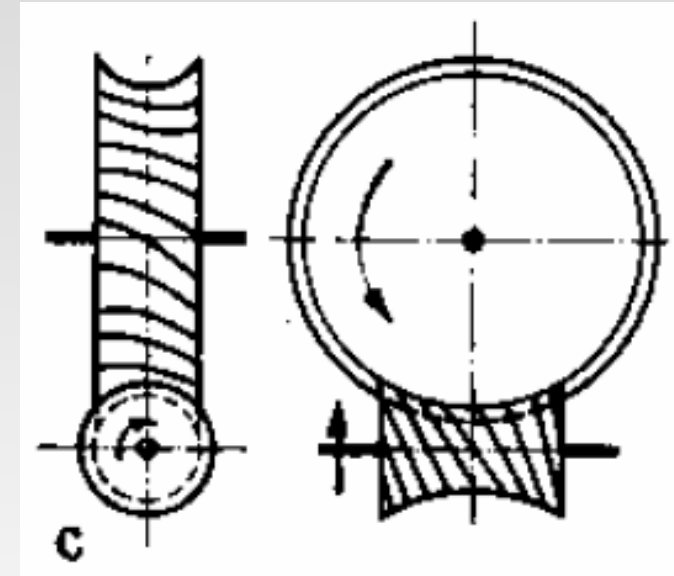
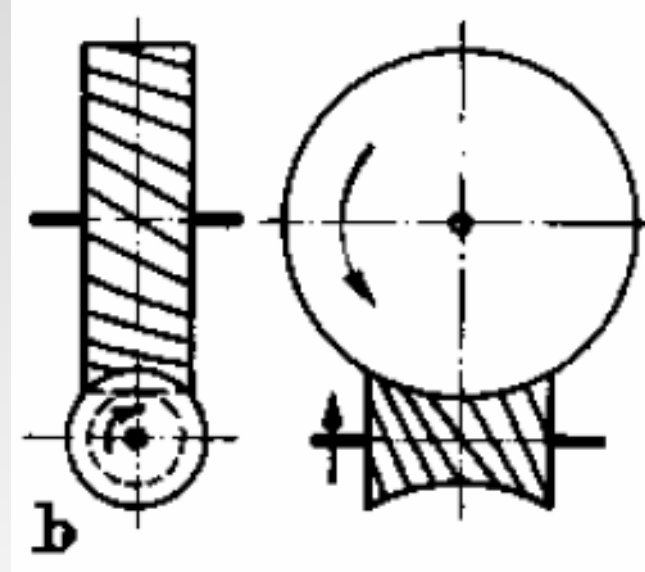
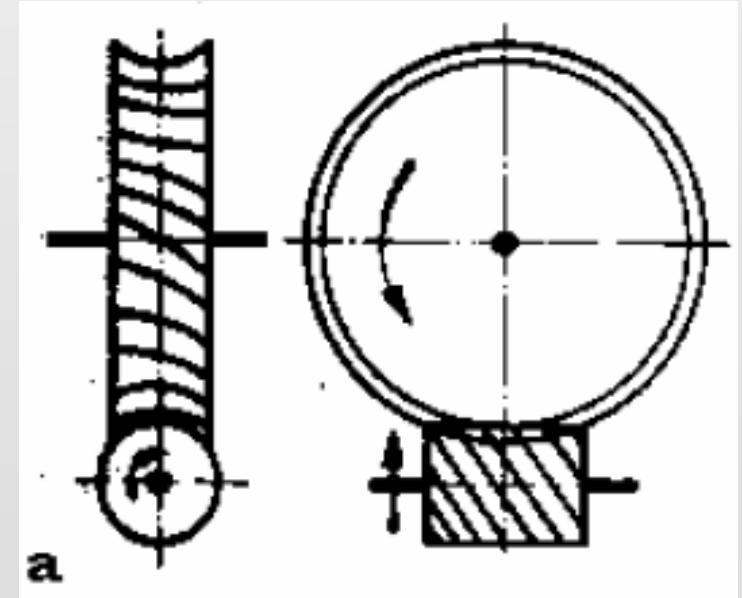


Sonsuz Vida ve ark Tipleri

a) Silindirik

b) Globoid sonsuz vida
ve helisel alın arkı c)

ve d) Globoid



Sonsuz Vida Mekanizmaları

En çok silindirik vida kullanılır.

Bu imali kolay olan silindirik vida ve globoid çarktan meydana gelir.

Bu kombinasyon sadece çarkın aksenel doğrultuda hassas olarak konumunun ayarlanmasını gerektirir. Vidanın aksenel doğrultudaki yerinin çalışmaya etkisi azdır.

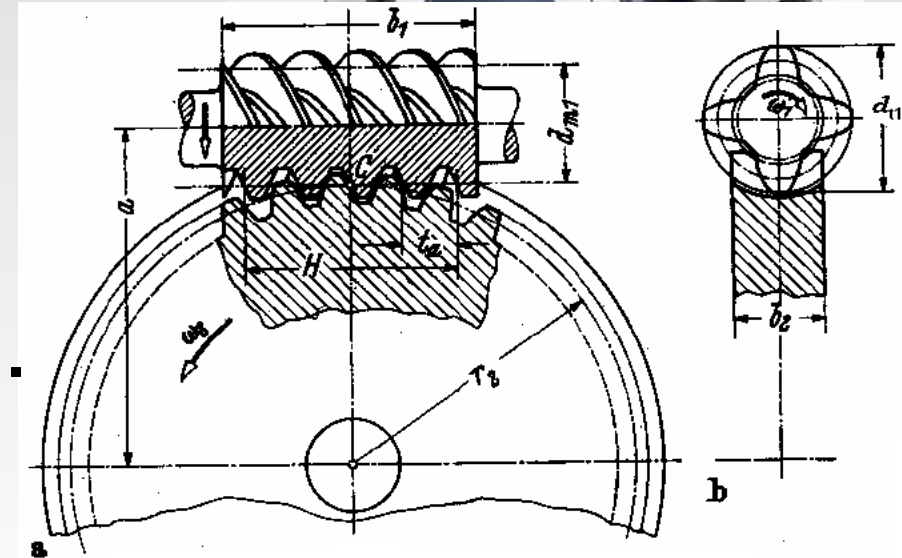


Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında boyutlar ve silindirik vida mekanizmalarında hatalar DIN 3975 'de verilmiştir.

(DIN 780 'e göre R10 serisinde standartlaştırılmış)

Standart norm modül m ,
vida için eksenel kesitte ve
çark için ortalama alın kesitte.



Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

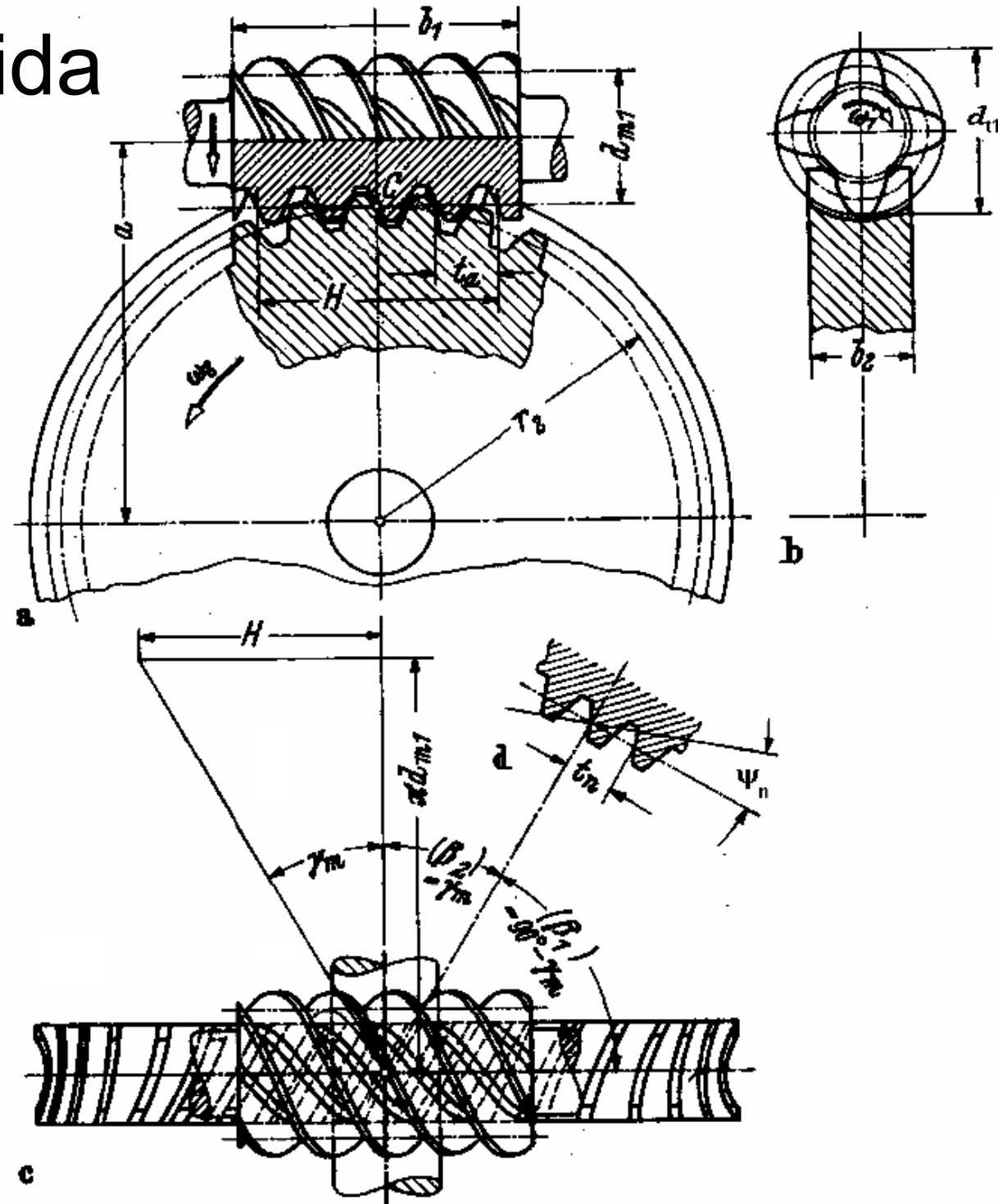
a) Vidanın Eksenel kesiti

b) Vidanın Yan kesiti

c) Üstten Görünüş

d) Normal Kesit

e) Hızlar



Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

c) Üstten Görünüş

d) Normal Kesit

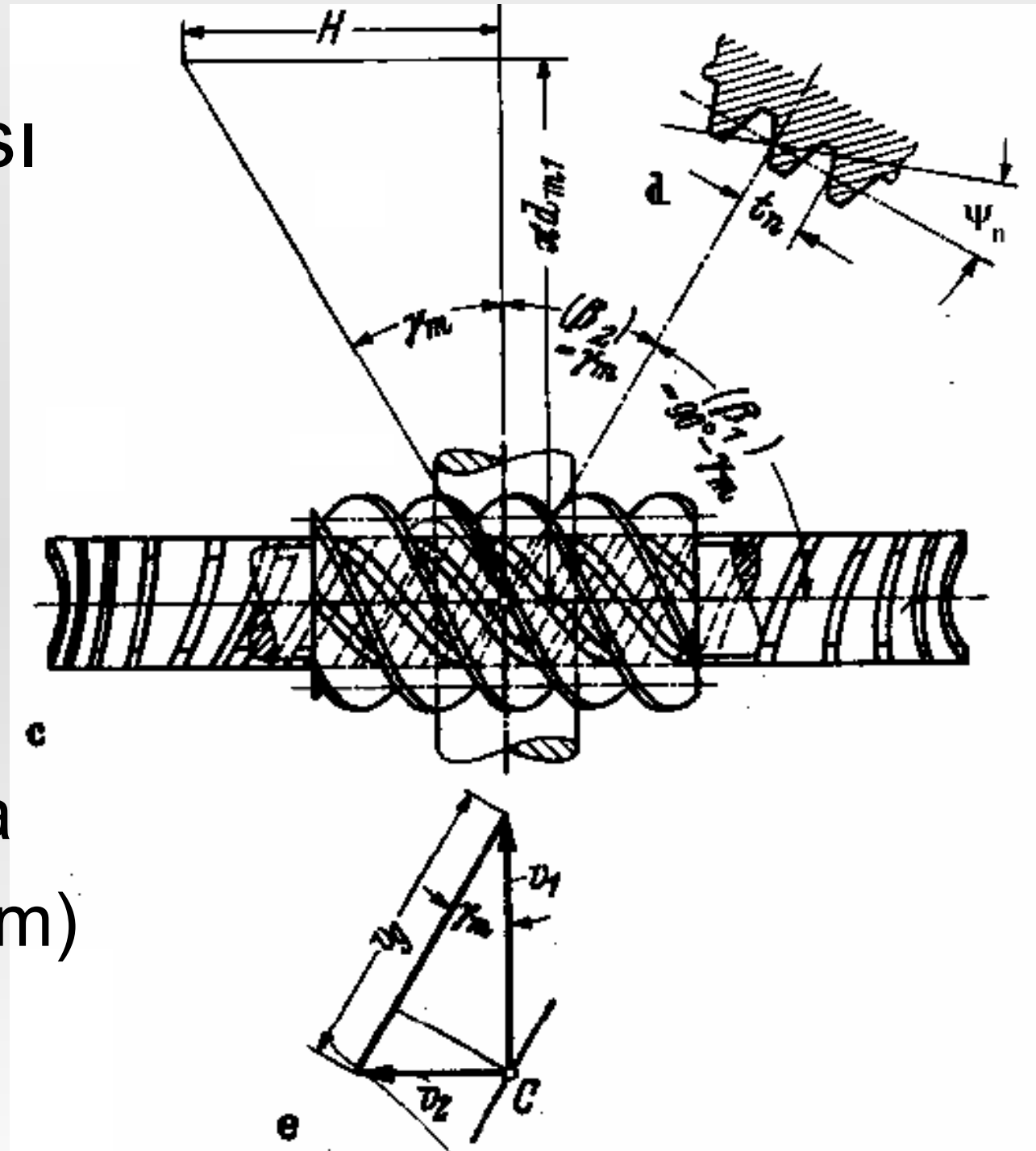
e) Hızlar

Eksenel Taksimat :

$$t_a = m\pi$$

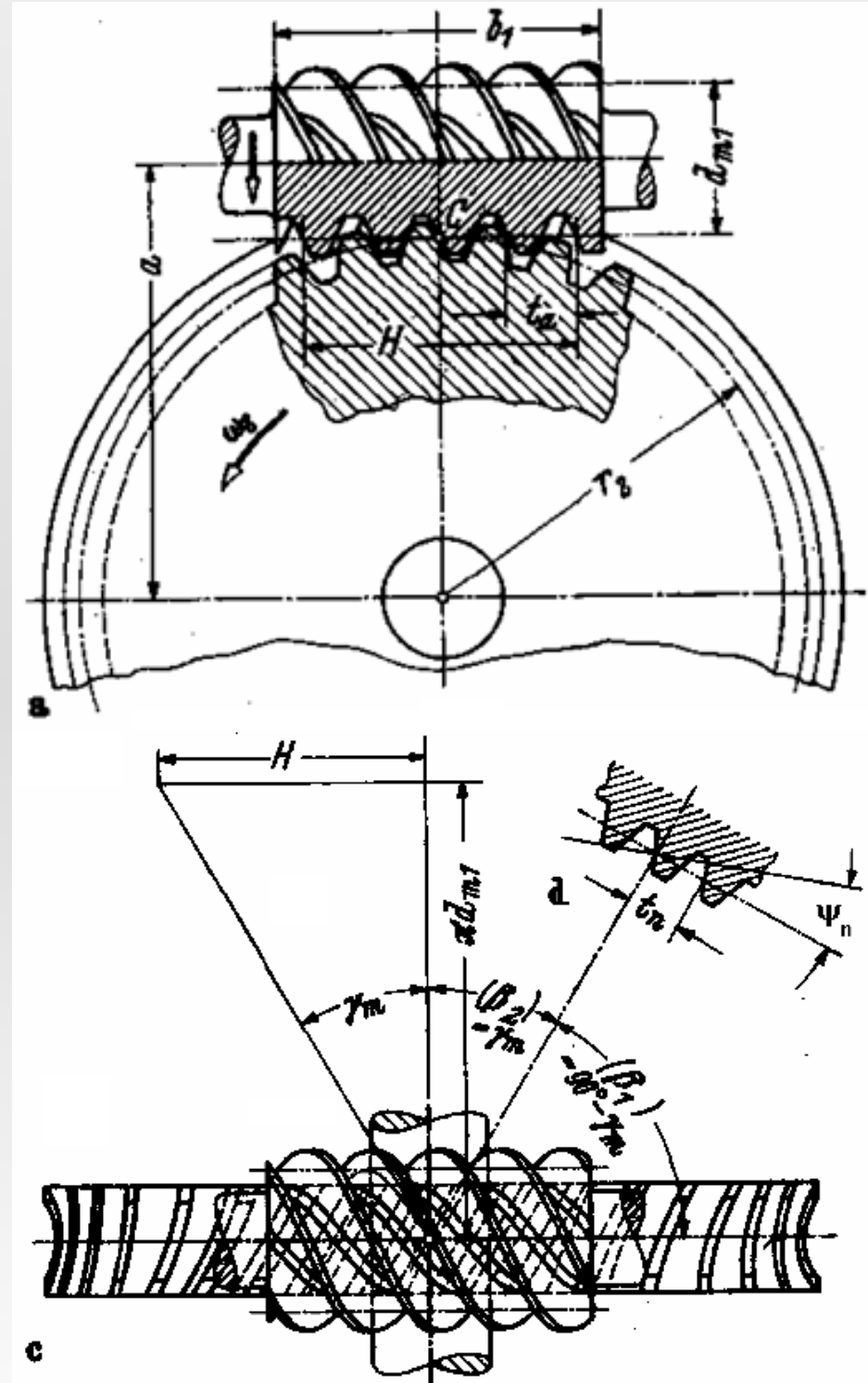
Eksenel kesitte vida
üzerinde hatve (adım)

$$H = z_1 t_a$$



Silindirik Sonsuz Vida

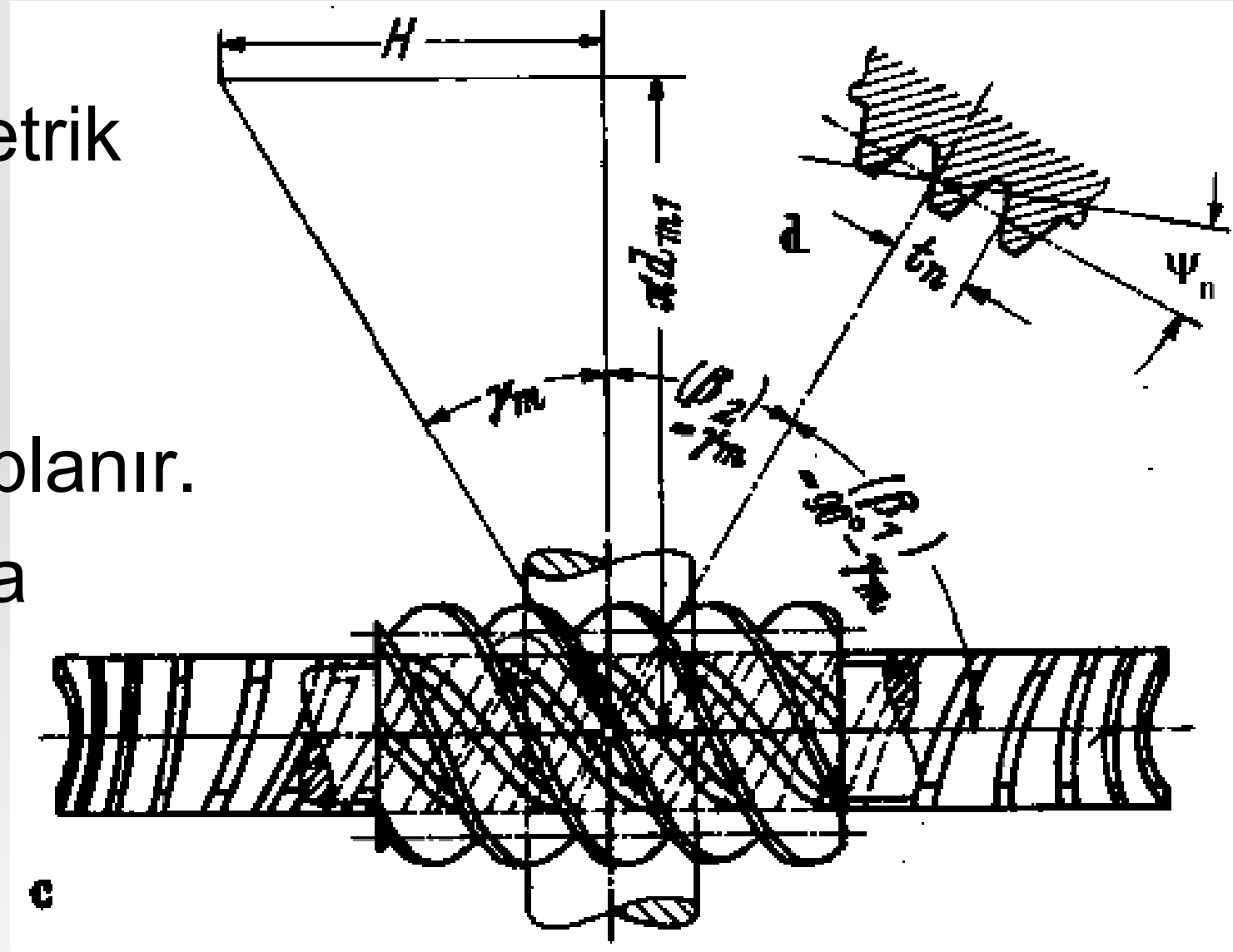
Sağ helisli bir vida saat ibreleri yönünde döndürülürse ilerlemek isteyecektir. Onun eksenel yönde hareketine mani olacak şekilde yataklarsak eş çalışan çarkın döndüğü görülür.



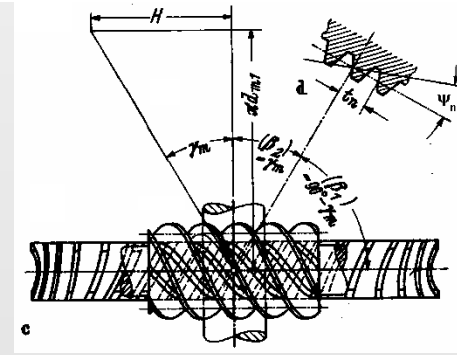
Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Vidanın geometrik boyutları d_{m1} ortalama çap üzerinde hesaplanır. Ortalama çapta helis açısı γ_m

$$\tan \gamma_m = \frac{H}{\pi d_{m1}}$$



Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması



$t_a = m\pi$ ve $H = z_1 t_a$ ifadesinden $\gamma_m = \beta_2 = 90 - \beta_1$

$$\tan \gamma_m = \frac{H}{\pi d_{m1}}$$

$$\tan \gamma_m = \frac{Z_1 m \pi}{\pi d_{m1}} = \frac{Z_1}{d_{m1} / m}$$

$$Z_F = d_{m1} / m$$

$Z_F = d_{m1} / m$ form sayısı olarak ifade edilir ve vidanın şekillendirilmesinde karakteristik bir değerdir. Küçük form sayıları, yüksek γ_m değerleri, ince ve eğilebilir vida demektir. Büyük form sayılarında ise γ_m daha düşük ve vida daha mukavimdir. form sayıları 7...10...17 arasındadır.

Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Kullanılan form sayıları 7...10...17 arasındadır. Son değerler, otoblokaj istendiğinde (bilhassa kaldırma makinalarında) kullanılır. DIN 3976 'da takımların azaltılması gayesiyle ortalama ϕ (d_{m1}) R40 serisindeki norm modüllerin kullanılması istenmiştir.

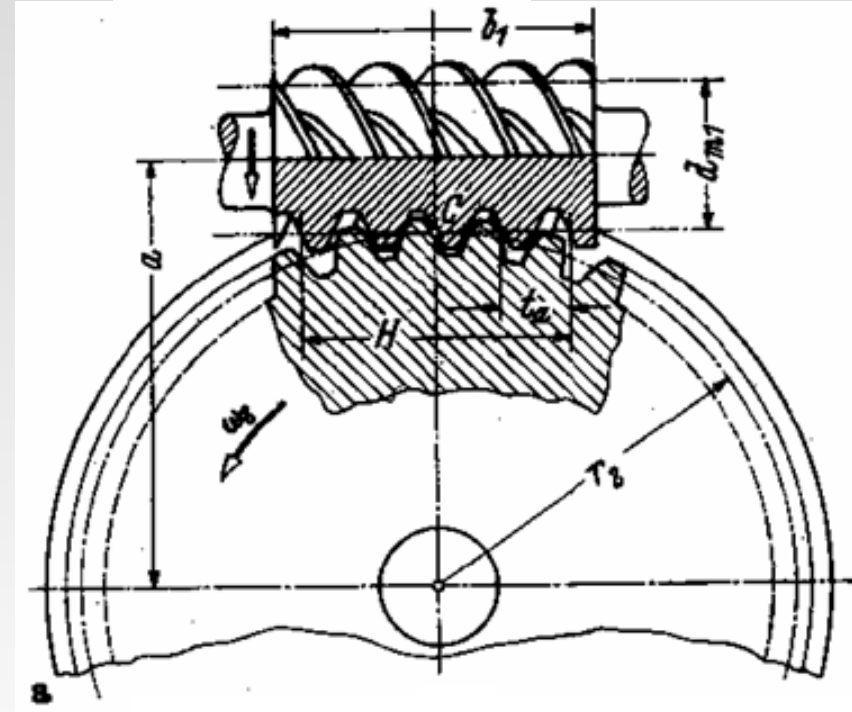
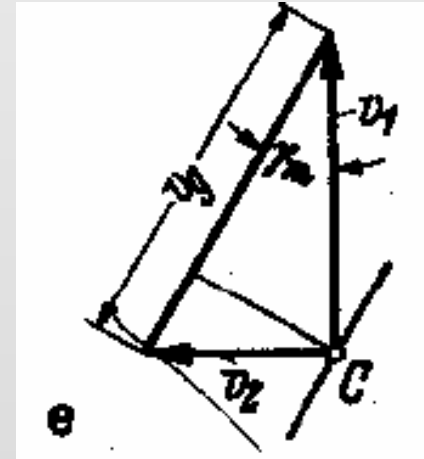
Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Çevresel hız $v_1 = r_{m1} \omega_1$ ve $v_2 = r_{m2} \omega_2$ olarak hesaplanır. Burada $r_2 = m Z_2 / 2$ çarkın taksimat yarıçapıdır.

Hız üçgeninden : $\frac{V_2}{V_1} = \tan \gamma_m$

Kayma hızı :

$$V_g = \frac{V_1}{\cos \gamma_m}$$



Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Çevrim oranı : $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$ (7,5...30...100)

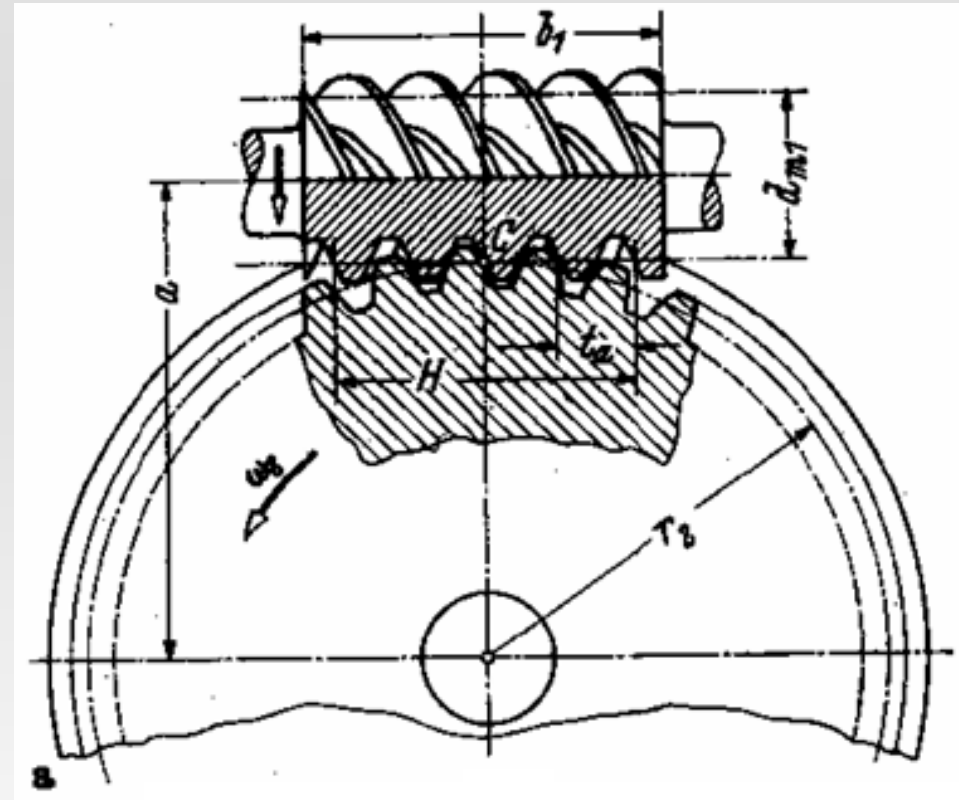
Çark diş sayısı

$Z_2 \geq 30$ olmalıdır.

Eksenler arası mesafe

$$a = r_{m1} + r_2 = \frac{m}{2} \left(\frac{d_{m1}}{m} + Z_2 \right)$$

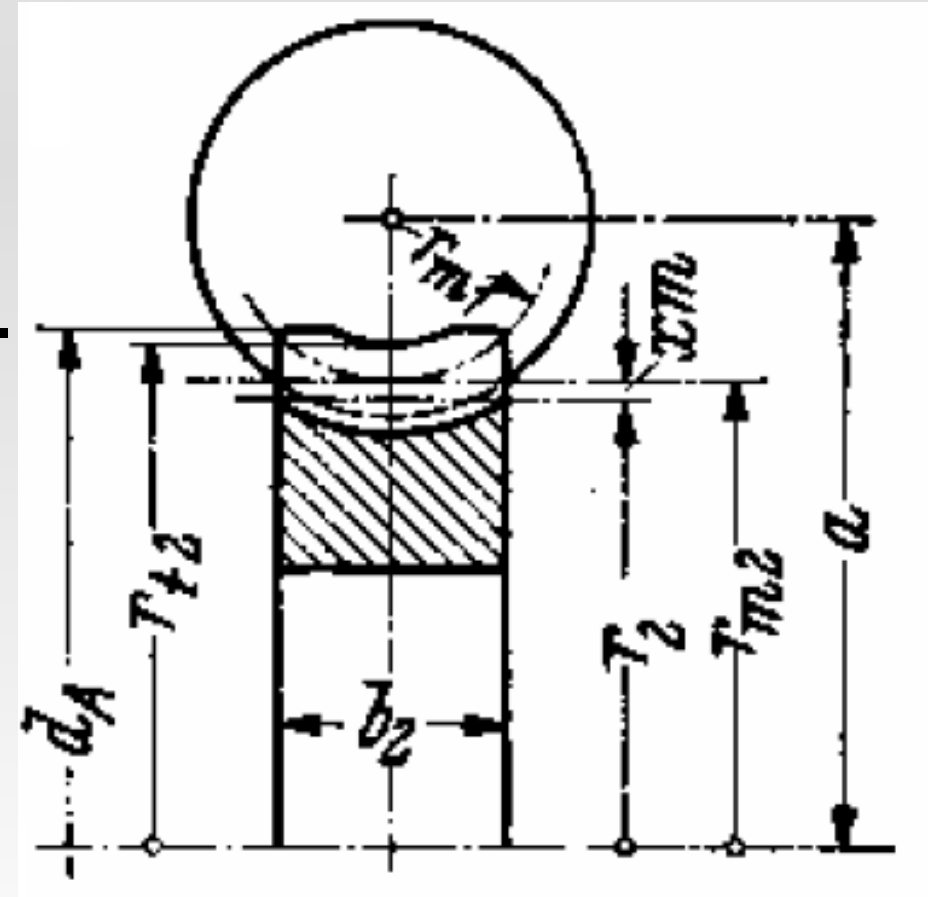
$$xm = r_{m2} - r_2$$



Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Eksen mesafesinin norm bir sayı olması arzu edilirse sonsuz vida çarkına profil kaydırma yapılır.

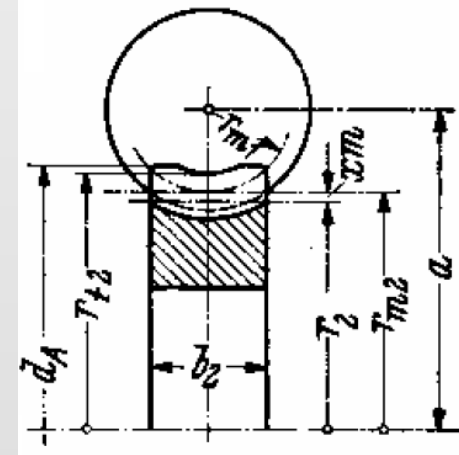
Şekilde $x_m = r_{m2} - r_2$ kadar profil kaydırması yapılmıştır. Burada r_{m2} ortalama yarıçaptır.



Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

Profil kaydırma yapıldığında

eksenler arası mesafe: $a = r_{m1} + r_2 + xm$



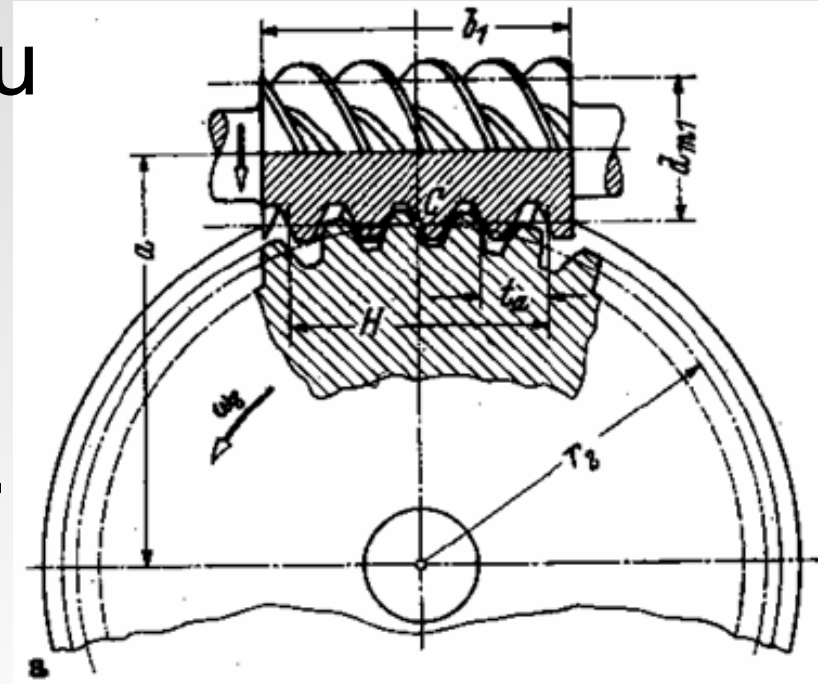
DIN 3976 'da, eksenler arası mesafe ve tahvil oranlarının, R10 serisine göre belirlenmesi

tavsiye edilmiştir. Vida uzunluğu

b_1 yaklaşık $4t_a \dots 5t_a$ arasında

alınabilir. DIN 3975 'de asgari

$b_1 = \sqrt{d_{t2}^2 - d_2^2}$ olarak verilmiştir.



Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

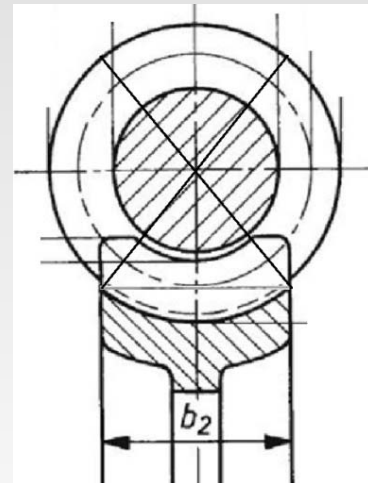
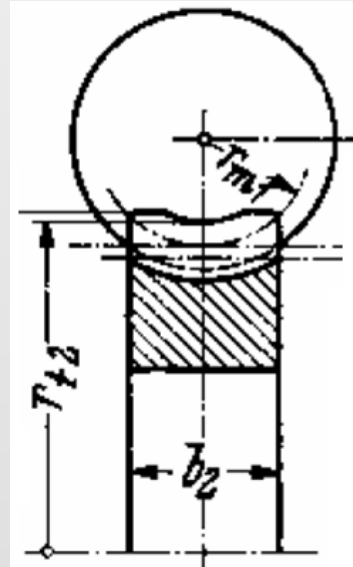
DIN 3975 'e göre çark genişliği $b_2 \approx 0,8 d_{m1}$ olmalıdır. Asgari $b_2 = \sqrt{d_{t1}^2 - d_{m1}^2}$ alınabilir.

Çarkın dış çapı konstrüksiyona bağlı olarak değişir. Tavsiye değeri olarak $d_A \approx d_{t2} + m$ alınabilir. Diğer boyutlar dişli çarklardaki gibidir.

$h_t = m$ (dişbaşı yüksekliği)

$h_d = m + s_k$ (dişdibi yüksekliği); $s_k = 0,2 m$

$\psi_w = 20^\circ$ (imalat kavrama açısı)



Standart modül ve eksenler arası mesafe

Standart modüller [mm]													
1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0

Standart eksenler arası mesafeler (mm) [DIN 3976]

R 10	50		63		80		100		125		160
R 20	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160
R 10		200		250		315		400		500	
R 20	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	

	a [mm]										
	Tablo 'da i=10,20,40 ve 80 için değerler verilmiştir.										
	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
$i \approx 10$ m	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
$i \approx 20$ d_{m1}	22,4	26,5	33,5	40	50	63	80	95	112	140	170
$i \approx 40$ d_{m1} / m	11,20	10,60	10,64	10,00	10,00	10,00	10,00	9,50	8,96	8,75	8,50
z_2	38	39	40	40	40	40	40	40	41	41	41
X	+0,4	+0,4	+0,08	0,0	0,0	+0,4	0,0	+0,25	+0,22	+0,125	+0,25
$i \approx 10$ $\gamma_m [^\circ]$ $Z_1 = 4$	19,65	20,67	20,61	21,80	21,80	21,80	21,80	22,83	24,06	24,57	25,20
$i \approx 20$ $\gamma_m [^\circ]$ $Z_1 = 2$	10,13	10,69	10,65	11,31	11,31	11,31	11,31	11,89	12,58	12,88	13,24
$i \approx 40$ $\gamma_m [^\circ]$ $Z_1 = 1$	5,10	5,39	5,37	5,71	5,71	5,71	5,71	6,01	6,37	6,52	6,71
m	1	1,25	1,6	2	205	3,15	4	5	6,3	8	10
$i \approx 80$ d_{m1}	17	22,4	28	35,5	42,5	53	67	85	112	140	170
d_{m1} / m	17,00	17,92	17,50	17,75	17,00	16,83	16,75	17,00	17,78	17,50	17,00
Z_2	83	82	82	82	83	84	83	83	82	82	83
X	0,0	+0,44	+0,25	+0,12 5	0,0	+0,38	+0,12 5	0,0	+0,111	+0,25	0,0
$Z_1 = 1$ $\gamma_m [^\circ]$	3,37	3,19	3,27	3,22	3,37	3,40	3,42	3,37	3,22	3,27	3,37

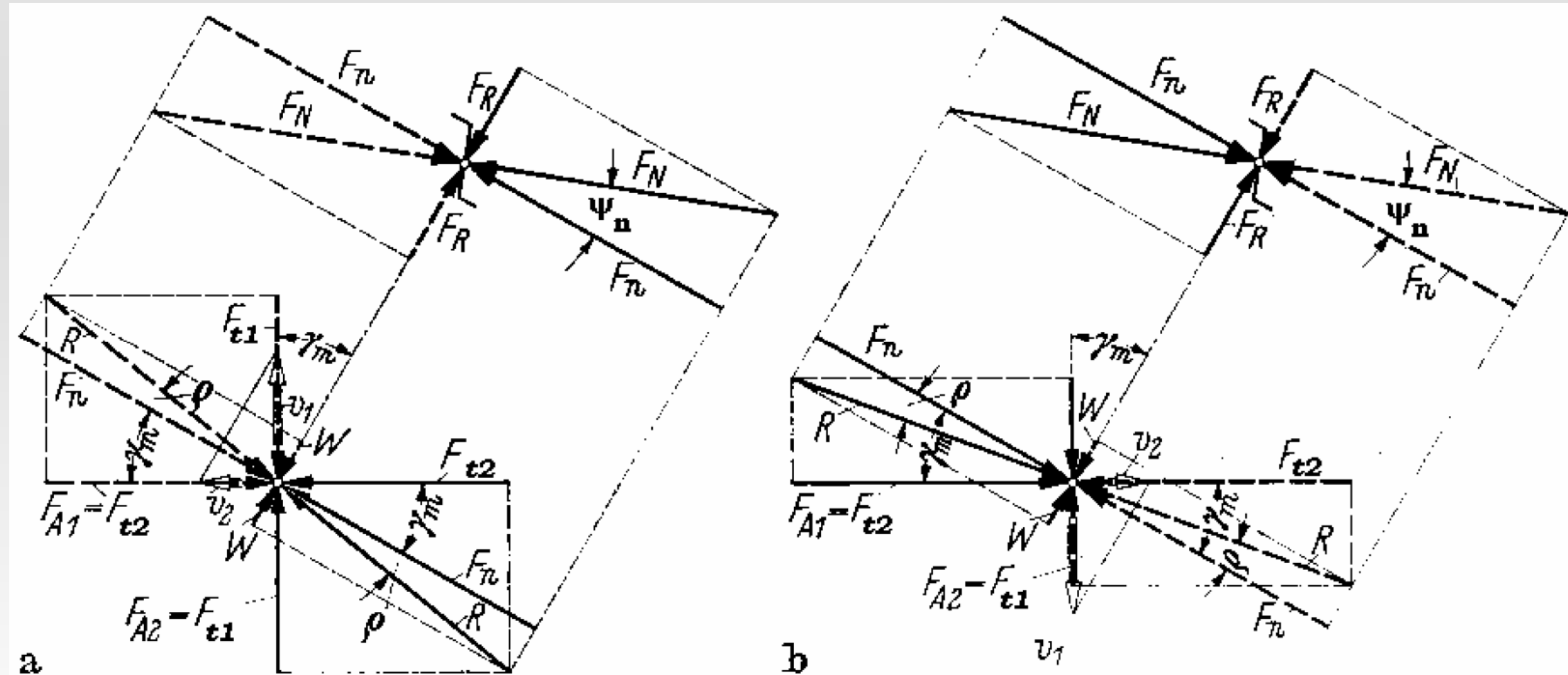
Sonsuz Vida Mekanizmasında Kuvvetler

Sonsuz vida mekanizmaları prensipte $\delta = 90^\circ$ olan spiral dişli çark mekanizmaları ile aynıdır. Şekilde vidanın döndürüldüğü durum için çarka gelen kuvvetler dolu, vidaya gelenler ise kesikli gösterilmiştir.

Vidadaki F_{A1} aksenal kuvveti, çarktaki çevresel kuvvet F_{t2} 'ye, aynı şekilde çarktaki aksenal kuvvet F_{A2} , vidadaki çevresel kuvvete F_{t1} 'e eşittir.

Sonsuz Vida Mekanizmasında Kuvvetler

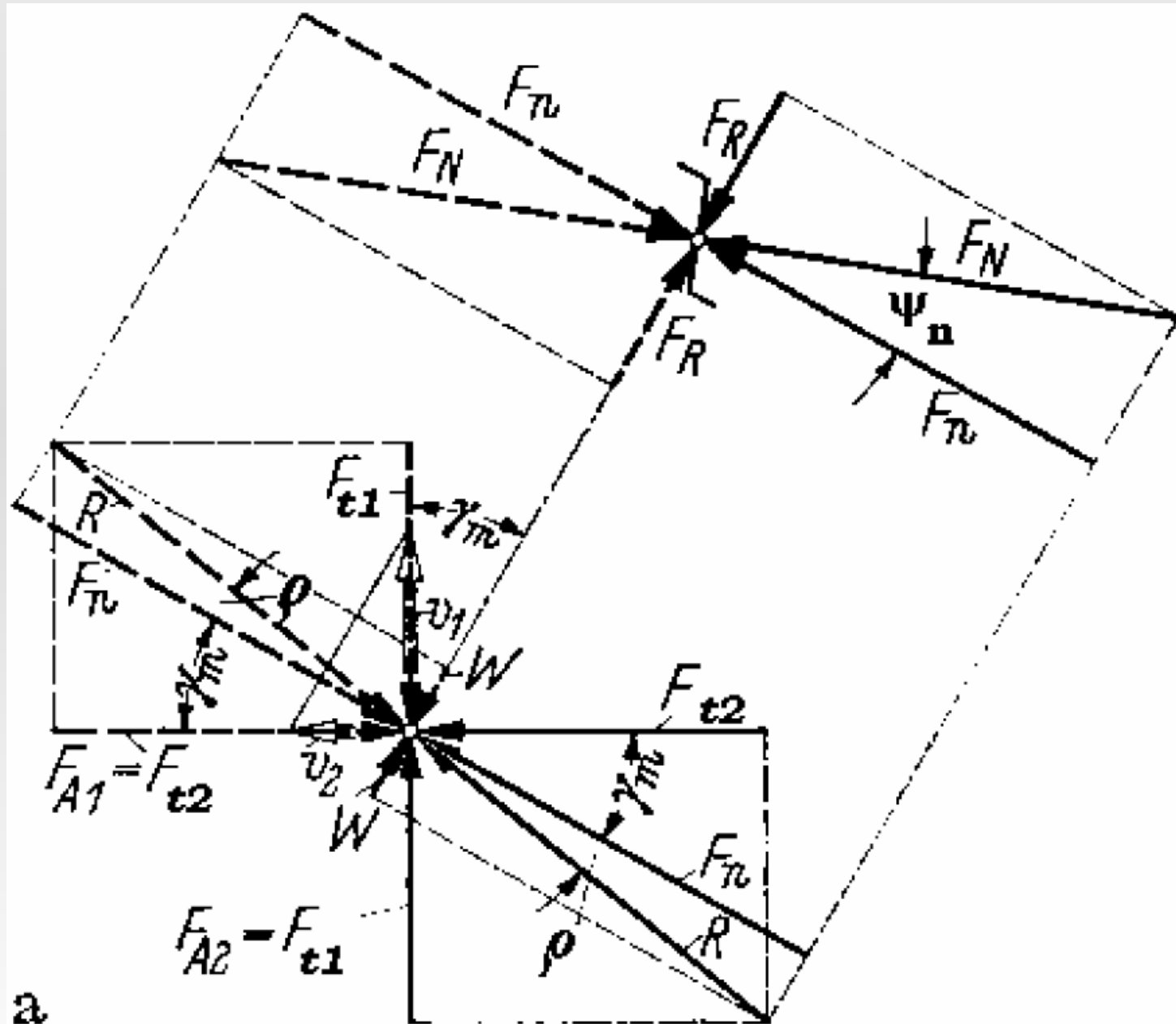
a) Döndüren b) Döndürülen Sonsuz Vida



Sonsuz Vida Mekanizmasında Kuvvetler

a) Döndüren
Sonsuz Vida

vidaya
gelen
kuvvetler
kesik çizgiyle
gösterilmiştir.



Sonsuz Vida Mekanizmasında Kuvvetler

Kuvvet üçgenlerinden :

$$F_R = F_{t1} \frac{\tan \psi_n \cos \rho}{\sin(\gamma_m + \rho)}$$

$$F_R = F_{t2} \frac{\tan \psi_n \cos \rho}{\cos(\gamma_m + \rho)}$$

$$F_{t2} = R \cos(\gamma_m + \rho)$$

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \tan(\gamma_m + \rho)$$

Burada, vidadan / çarktan tahrik edildiğinde ve motor gücü ve devir sayısı verildiğinde

$$F_{t1} = \frac{M_{d1}}{r_{m1}} \quad \text{ve} \quad M_{d1} = \frac{P_1}{\omega_1}$$

$$F_{t2} = \frac{M_{d2}}{r_2} \quad \text{ve} \quad M_{d2} = \frac{P_2}{\omega_2}$$

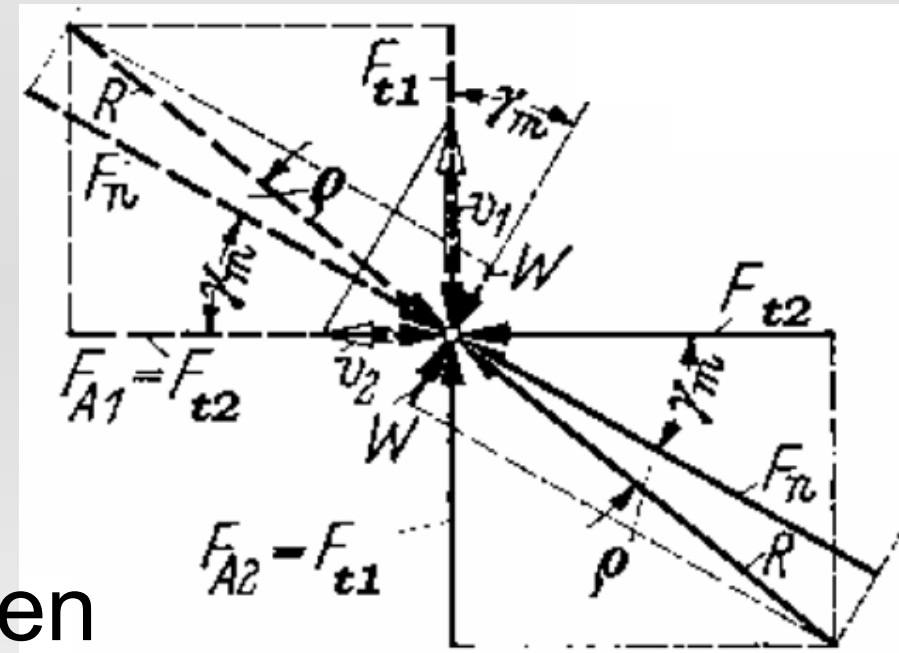
Sonsuz Vida Mekanizmasında Verim

P_1 gerekli güç, P_2 faydalanan güç ise

$$\frac{P_2}{P_1} = \eta \quad \text{ve} \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = i \Rightarrow M_{d2} = \eta i M_{d1}$$

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \tan(\gamma_m + \rho)$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \tan \gamma_m$$



ifadelerinden, vidanın döndüren
olması halinde verim:

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \rho)}$$

Sonsuz Vida Mekanizmasında Verim

Bu verim ifadesi, hareket vidaları ve spiral çarklardaki ifadelerle aynen uymaktadır.

Çarkın tahrik etmesi durumunda, yani hızlandırıcı şekilde çalıştırılması durumunda sürtünme kuvveti W ters yönlüdür ve şekil b'deki durum ortaya çıkar. ($\gamma_m > \rho$). Burada çarka gelen kuvvetler kesikli olarak gösterilmiştir. Kuvvetler için ifadeleri yukarıdaki ifadelerde ($\gamma_m + \rho$) yerine ($\gamma_m - \rho$) yazılır.

Sonsuz Vida Mekanizmasında Kuvvetler

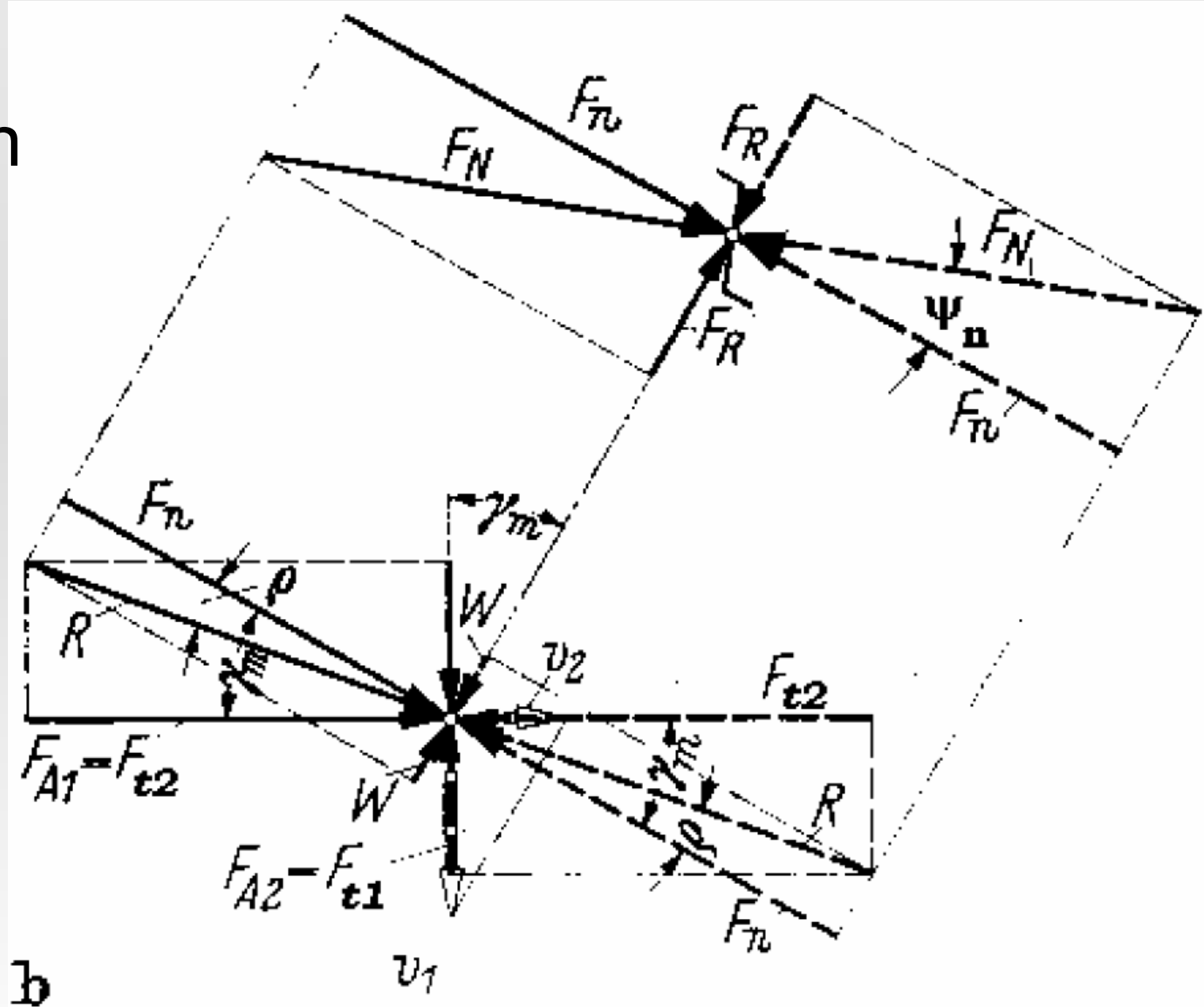
b) Döndürülen
Sonsuz Vida

vidaya

gelen

kuvvetler

kesik çizgiyle
gösterilmiştir.



Sonsuz Vida Mekanizmasında Verim

Çarkın tahrik etmesi durumunda, P_2 gerekli güç, P_1 faydalanılan güç ise, verim

$$\eta = \frac{F_{t1} v_1}{F_{t2} v_2} = \frac{\tan(\gamma_m - \rho)}{\tan \gamma_m} \quad , \eta \leq 0 \text{ ise}$$

Buradan otoblokaj şartı $\gamma_m \leq \rho$

Bu verim ifadesi, hareket vidaları için olan ifadeye uymaktadır.

Sonsuz Vida Mekanizmasında Verim

Uygun malzeme çifti seçimi, en iyi imalat ve yağlama şartlarında ve azalan kayma hızı ile düşük ρ değerlerine erişebilir. Böylelikle yüksek verim (η) değerleri hasıl olur.

Yağlama

Kayma hareketi nedeni ile oluşan yüksek sıcaklık ve ağır yükler, yüksek viskoziteli yağ kullanımını gerektirir.

- 1) Mineral yağlar (pirinç dışındaki çarklar için)
- 2) EP katkılı mineral yağlar (pirinç dışındaki çarklar için)
- 3) Polialfaolefin yağlayıcılar (çok iyi yağlama özellikleri)
- 4) Polialkalin glikoller (nispeten yeni ürünlerdir.)

Sonsuz Vida Mekanizmasında Verim

Vida	Çark	Yağlama	ρ	Verim (γ_m 'ye bağlı)			
				5°	10°	20°	30°
St Islah	Bronz	Yağlama	$\rho \approx 4^\circ$ ($\mu \approx 0,07$)	0,55	0,71	0,82	0,86
St sertleştirilmiş ve taşlanmış	Bronz	İyi yağlama	$\rho \approx 3^\circ$ ($\mu \approx 0,05$)	0,62	0,76	0,86	0,89
St sert. ,taşl. ve parlatılmış	Bronz	Çok iyi yağlama	$\rho \approx 1^\circ$ ($\mu \approx 0,02$)	0,83	0,91	0,95	0,96

Sonsuz Vida Mekanizması Tavsiyeler

Sonsuz vida mekanizmalarının mukavemetinde aşağıdaki hususlar göz önüne alınır.

1. Yüzey mukavemeti (Pitting tehlikesi)
2. Kayma ve ısınma (Yenme tehlikesi)
3. Çarkta diş dibi mukavemeti (Diş dibi kırılması)
4. Vida milinin eğilmesi (izin verilenin üzerinde deformasyon)

Sonsuz Vida Mekanizması Tavsiyeler

1. ve 2. hususlarda malzeme çifti, temas çizgisinin durumu, kayma hızı, yağlama ve soğutma durumu önemli rol oynar. 3. hususta ise çark malzemesi ve konstrüktif yapısı, 4. 'de ise form sayısı d_{m1}/m en önemli rolü oynar.

Pratik kolaylığı sebebiyle diyagram ve tablolar kullanılır. Vida devir sayısı n_1 , tahvil oranı i ve eksen mesafesine (a) bağlı olarak sınır güçlerinin verildiği tablolar kullanılır.

Sonsuz Vida Mekanizması Boyutlandırma

Tecrübi ve teorik değerlerin mukayesesi olarak incelenmesi J. ZEMAN tarafından yapılmıştır.

Pervanesiz normal bir sonsuz vida mekanizmasının çarkın dişdibi mukavemeti temel alınarak tespit edilen basitleştirilmiş hesap ifadesinde yüzey mukavemeti ve yenme durumu v_g kayma hızına bağlı bir katsayı vasıtasıyla göz önüne alınır.

$$F_{t2} = C_2 b_2 t_a$$

Sonsuz Vida Mekanizması Boyutlandırma

$$F_{t2} = C_2 b_2 t_a$$

Sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik vida ve bronz çark çiftinde ve iyi bir yağlama ile aşağıdaki C_{2em} değerleri kullanılabilir.

Kayma Hızı v_g (m / s)	1	2	3	4	5	6	8	10	15	20
C_{2em} [kg / mm ²]	0,80	0,80	0,70	0,60	0,52	0,48	0,40	0,35	0,24	0,22

$$F_{t2} = \frac{M_{d2}}{d_2 / 2}, \quad d_2 = mZ_2 \quad b_2 = 0,8d_{m1}, \quad t_a = m\pi \quad \text{kullanılarak}$$

$$\text{modül} \quad m \approx \sqrt[3]{\frac{0,8M_{d2}}{\frac{d_{m1}}{m} C_{2em} Z_2}}$$

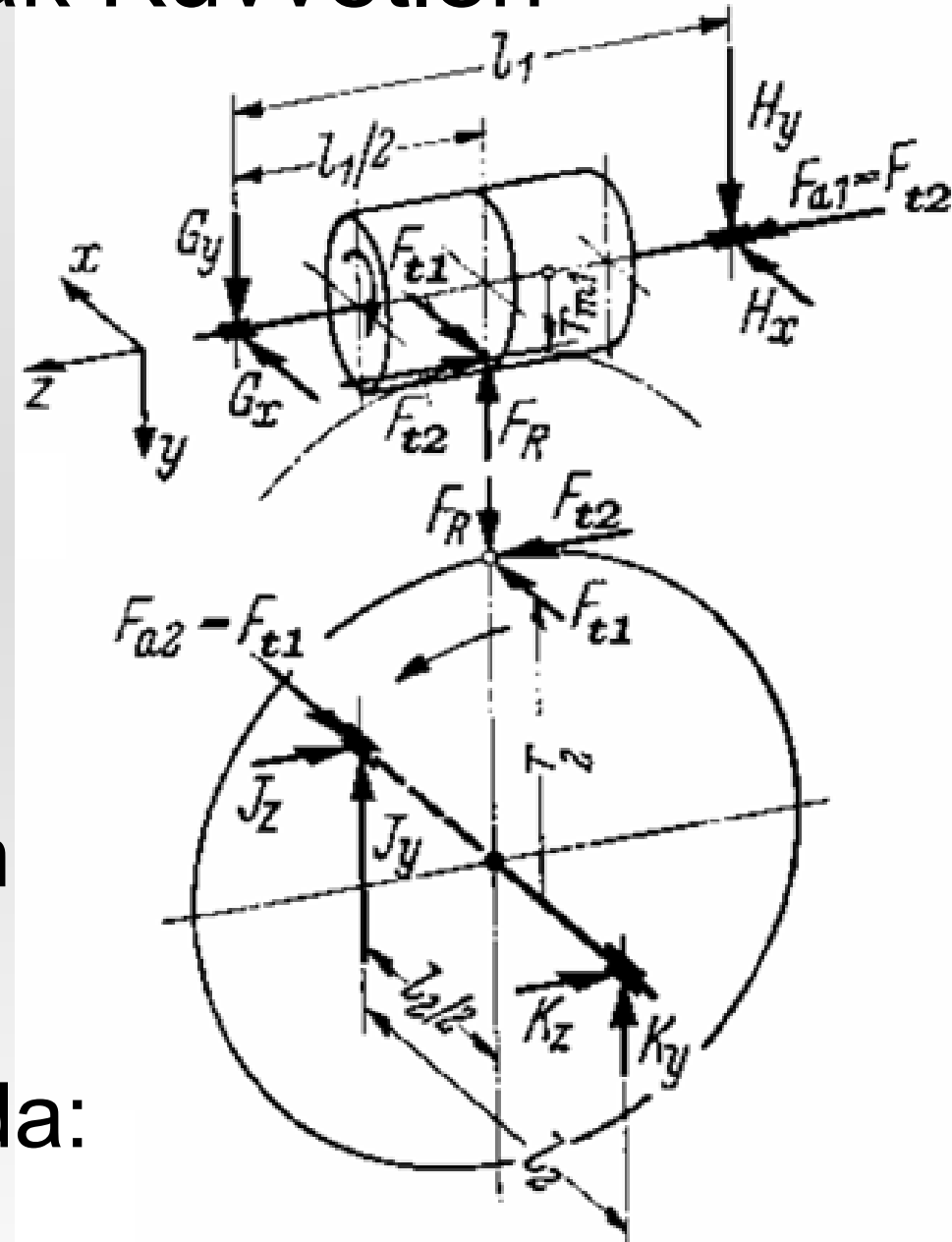
$$d_{m1} / m \approx 10 \quad \text{için}$$
$$m \approx 0,43 \sqrt[3]{\frac{M_{d2}}{C_{2em} Z_2}}$$

Sonsuz Vida Mili ve Yatak Kuvvetleri

Vidaya ve çarka gelen F_R , F_{t1} ve F_{t2} kuvvetleri vida yataklar arası mesafe hesaplandıktan ön şekillendirme ve çizim yapıldıktan sonra (l_1 ve çark yataklar arası mesafesi l_2 uzunlukları bulunduğundan sonra) denge durumundan yatak kuvvetleri bulunur. l_1 ve l_2 için tavsiye değerleri:
 l_1 çok uzun olmamalıdır. (Vida eğilmesine karşı)
 $l_1 \approx 1,4a \dots 1,5a$ $l_2 \approx 0,9a \dots 1,1a$
 l_2 çok kısa olmamalıdır. ($F_{t1}r_2$ momenti sebebiyle)

Sonsuz Vida Mili ve Yatak Kuvvetleri

Şekilde sağ helisli bir vida için verilen dönme yönünde hasil olan kuvvetler gösterilmiştir. Dönme yönünün değişmesiyle F_{t1} ve F_{t2} 'nin yönleri değişirken F_R kuvveti aynı yönde kalır. Yataklar eşit aralıklı durumda:



Sonsuz Vida Mili ve Yatak Kuvvetleri

Vida mili için :

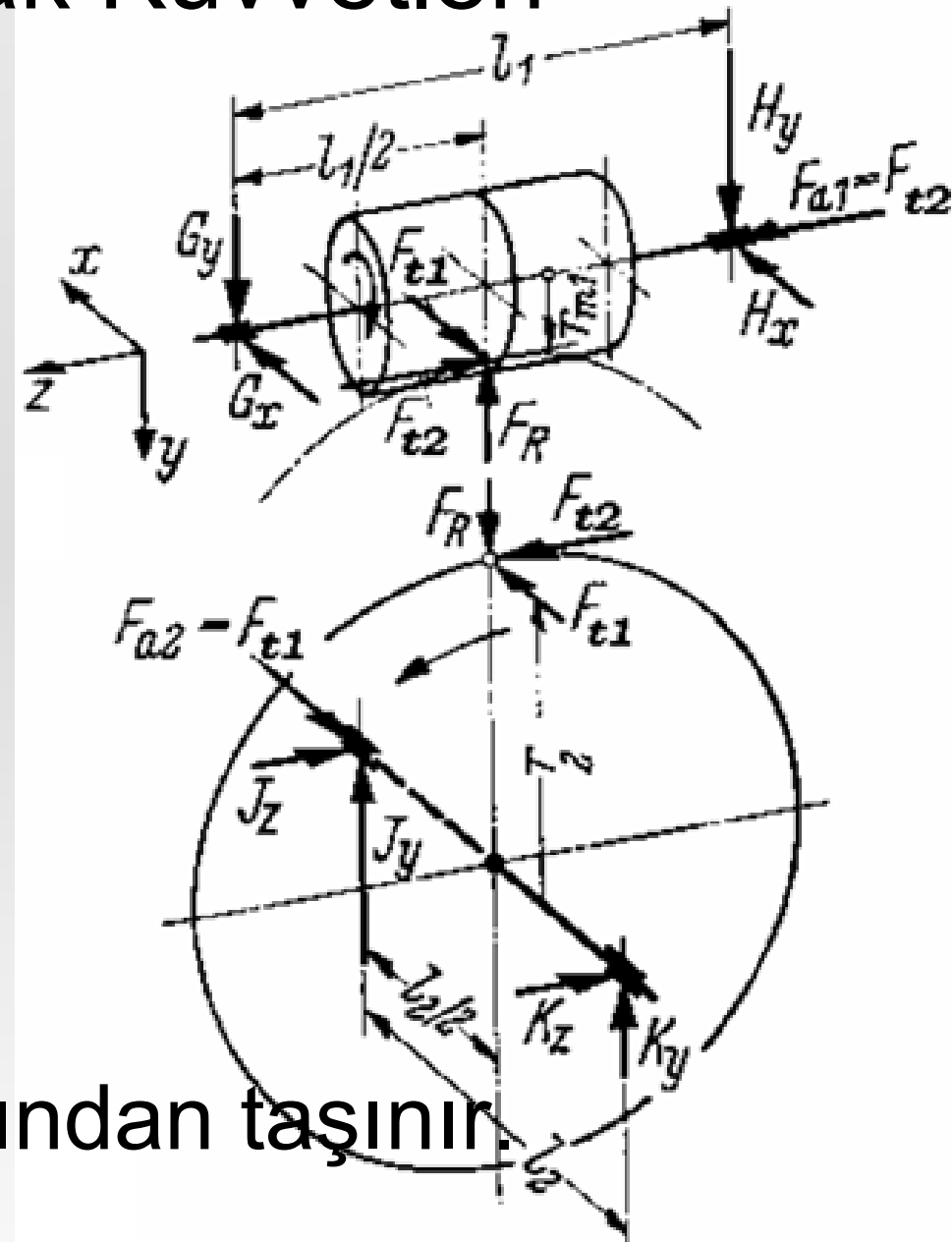
$$H_x = \frac{1}{2} F_{t1} ; H_y = \frac{1}{2} F_R + \frac{r_{m1}}{l_1} F_{t2}$$

$$H_r = H_{top} = \sqrt{H_x^2 + H_y^2}$$

$$G_x = \frac{1}{2} F_{t1} ; G_y = \frac{1}{2} F_R - \frac{r_{m1}}{l_1} F_{t2}$$

$$G_r = G_{top} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2}$$

$F_{a1} = F_{t2}$, tek bir yatak tarafından taşınır.



Sonsuz Vida Mili ve Yatak Kuvvetleri

Çark için :

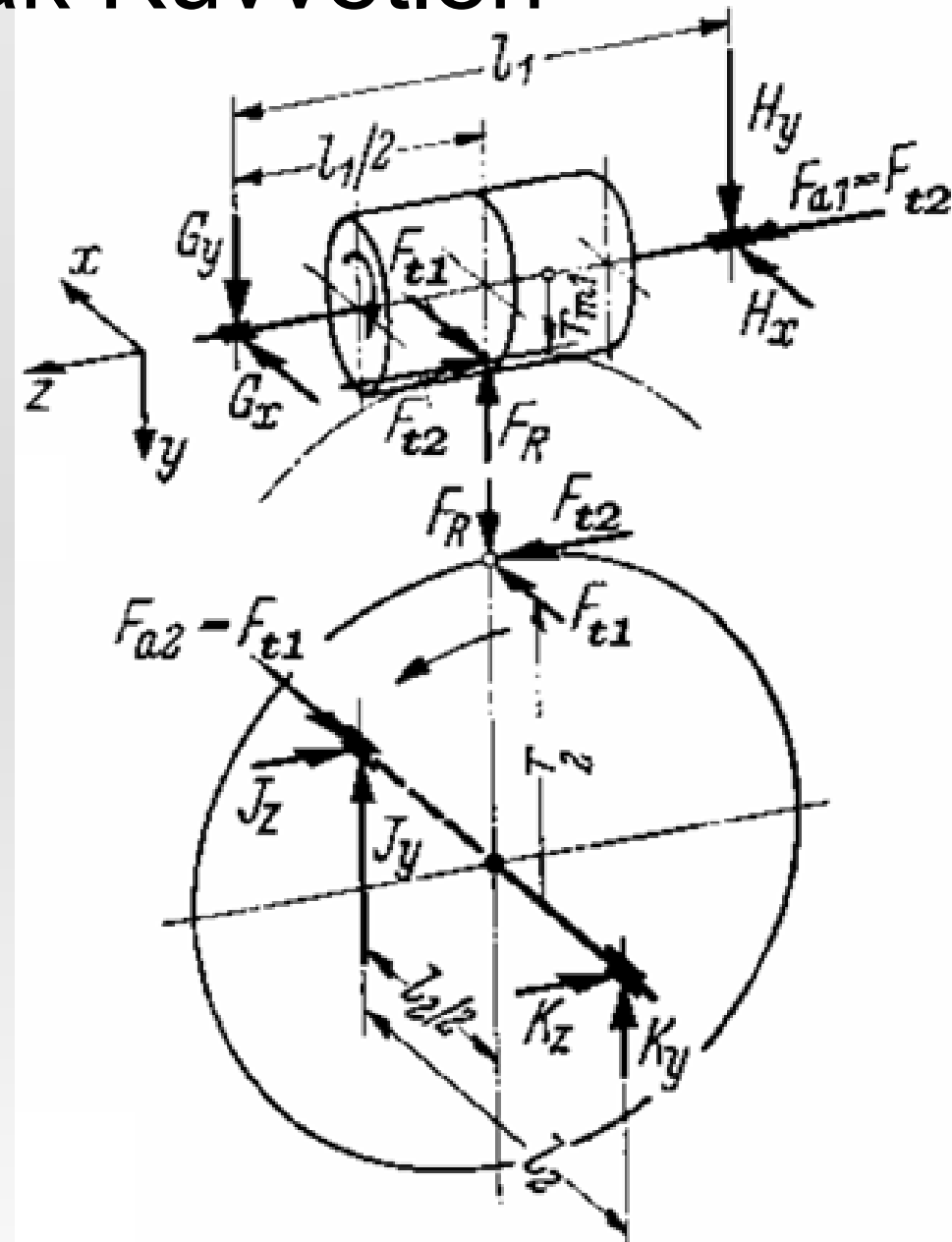
$$J_z = \frac{1}{2} F_{t2} \quad ; \quad J_y = \frac{1}{2} F_R + \frac{r_2}{l_2} F_{t1} \quad ;$$

$$J_r = J_{\text{top}} = \sqrt{J_z^2 + J_y^2}$$

$$K_z = \frac{1}{2} F_{t2} \quad ; \quad K_y = \frac{1}{2} F_R - \frac{r_2}{l_2} F_{t1} \quad ;$$

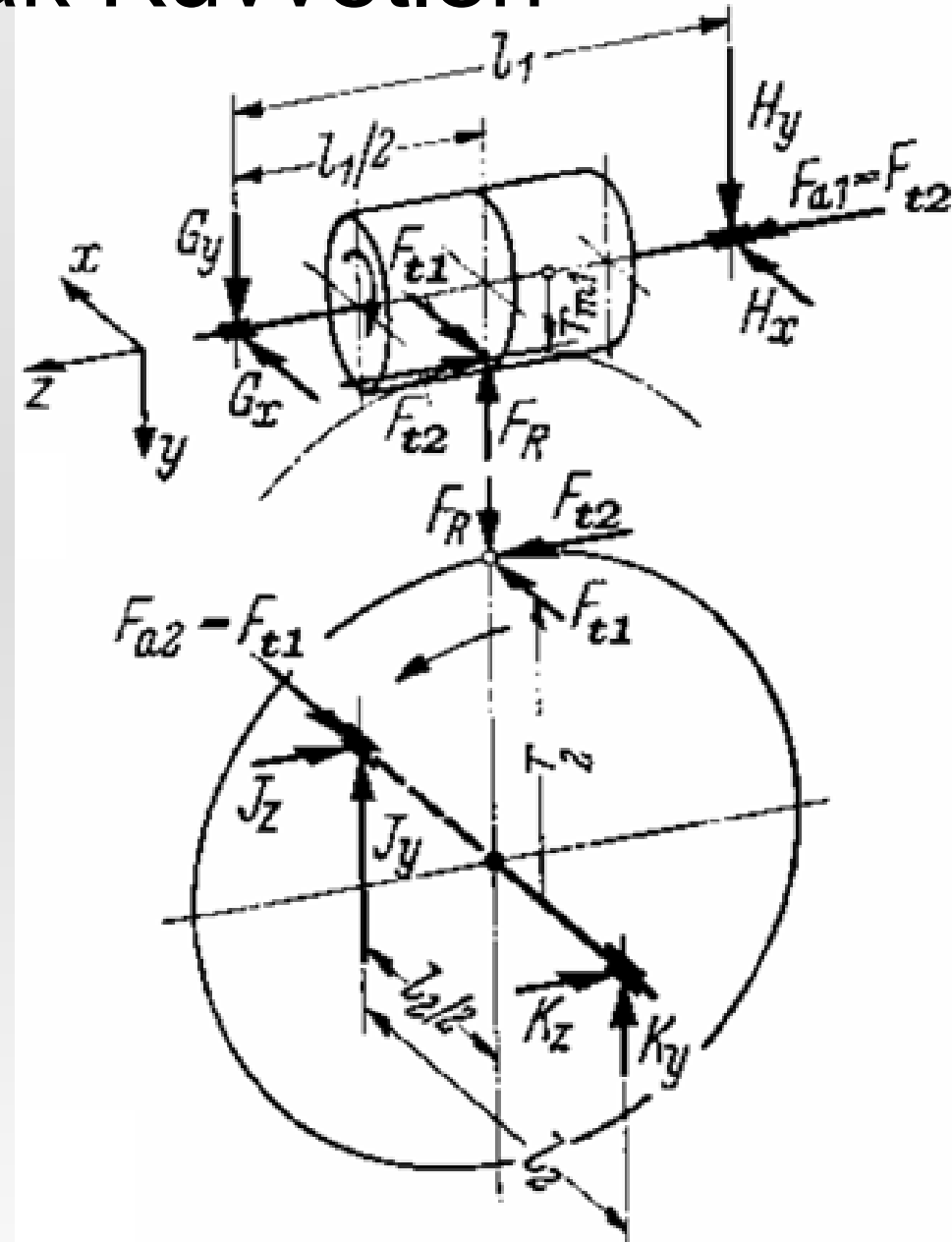
$$K_r = K_{\text{top}} = \sqrt{K_z^2 + K_y^2}$$

$F_{a2} = F_{t1}$, tek bir yatak tarafından taşınır.



Sonsuz Vida Mili ve Yatak Kuvvetleri

Vida mili mukavemet ve form rijitliği bakımından kontrol edilmelidir. Kritik gerilme milin ortasında hasıl olur.



Sonsuz Vida Mili ve Yatak Kuvvetleri

1. Eğilme gerilmesi $\sigma_{eğ} = M_{eğtop} / W_{eğ}$

$$M_{eğtop} = \sqrt{M_{eğx}^2 + M_{eğy}^2} \quad ; \quad W_{eğ} = \pi d_{d1}^3 / 32 \quad \text{ve burada}$$

y-z eksenindeki eğilme moment diyagramından

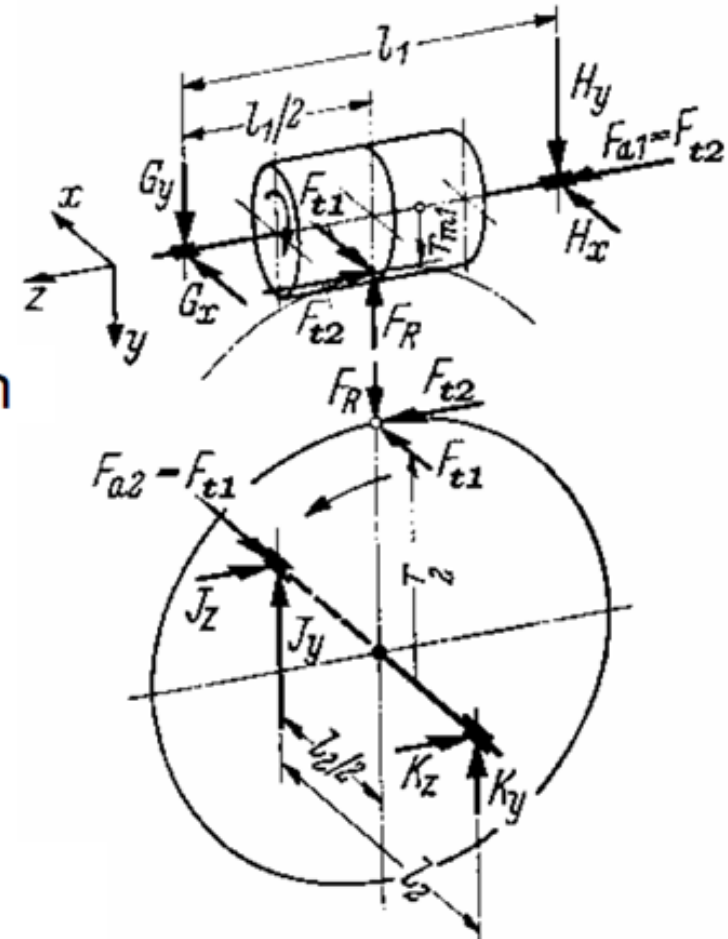
$$M_{eğx} = H_y \frac{l_1}{2} = \frac{l_1}{4} F_R + \frac{r_{m1}}{2} F_{t2}$$

x-z eksenindeki eğilme moment diyagramından

$$M_{eğy} = H_x \frac{l_1}{2} = \frac{l_1}{4} F_{t1}$$

2. Çekme veya basma gerilmesi $\sigma_{z(d)} = F_{t2} / A$

$$A = \pi d_{d1}^2 / 4$$



Sonsuz Vida Mili ve Yatak Kuvvetleri

3. Burulma gerilmesi $\tau = M_{d1} / W_b$

$$M_{d1} = F_{t1} r_{m1} \quad \text{ve} \quad W_b = \pi d_{d1}^3 / 16$$

Bileşke gerilme

$$\sigma_{eş} = \sqrt{(\sigma_{eğ} + \sigma_{z(d)})^2 + 3(\alpha_o \tau)^2} \approx \sqrt{(\sigma_{eğ} + \sigma_{z(d)})^2 + 2\tau^2}$$

Milin ortasındaki sehim

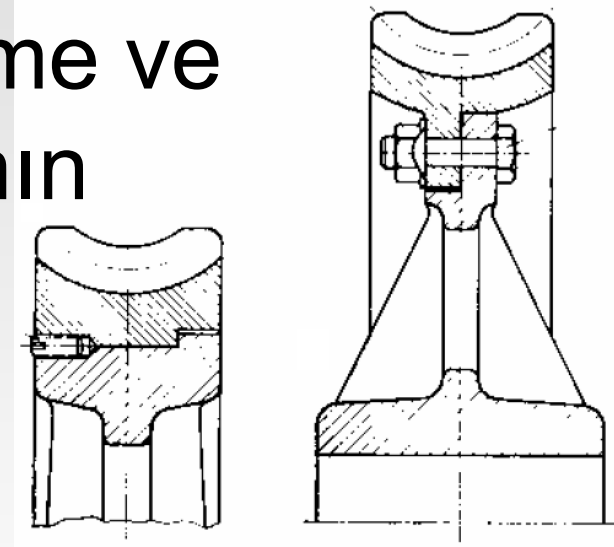
$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \quad f_x = \frac{F_{t1} l_1^3}{48EI_b} \quad \text{ve} \quad f_y = \frac{F_R l_1^3}{48EI_b} \quad \text{yani} \quad f = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_R^2} l_1^3}{48EI_b}$$

$$I_b = \pi d^4 / 64$$

Emniyetli sehim için $f_{em} \approx d_{m1} / 1000$ tavsiye edilir.

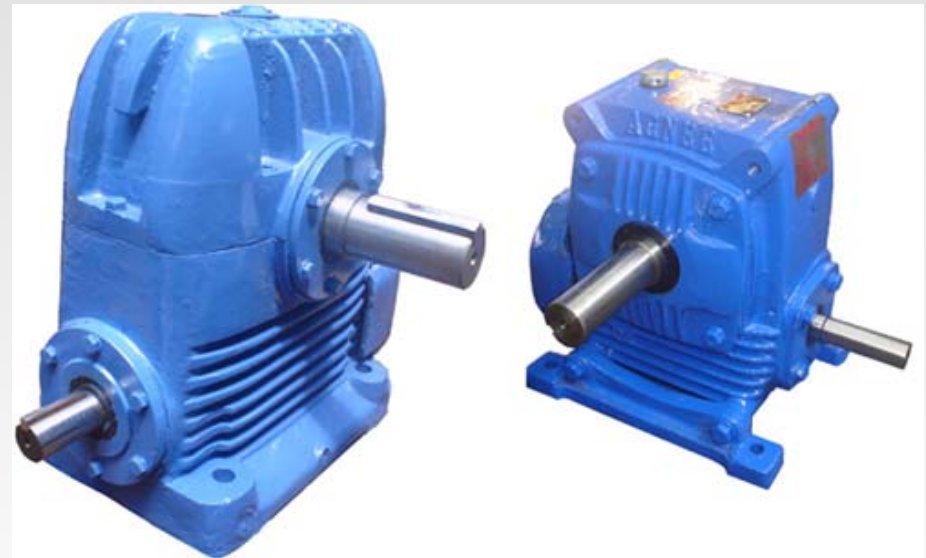
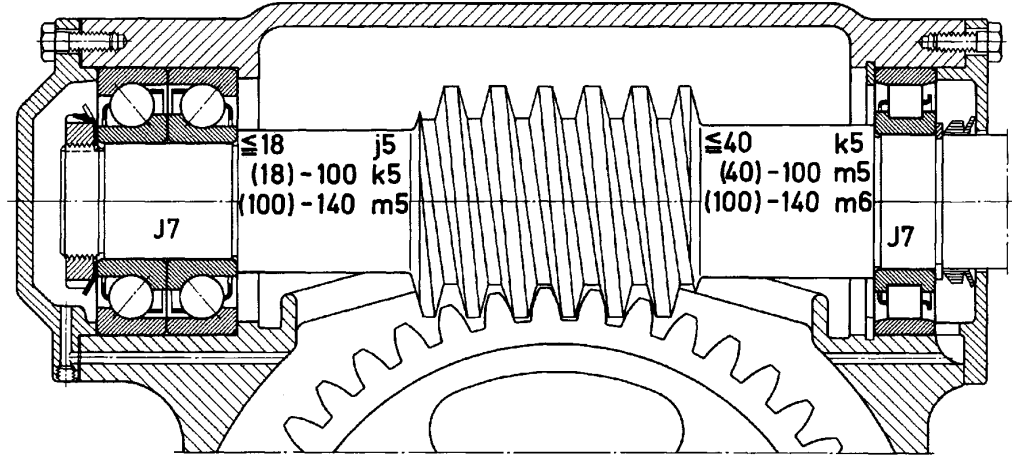
Sonsuz Vida Konstrüksiyon

Vida ve mili daima birlikte ve aynı malzemededen (sementasyon veya ıslah çeliği) imal edilir. Çark ise genelde dişlilerin bulunduğu Bronz bir çember ve daha ucuz bir malzeme olan çelik veya D.D. (Dökme Demir) 'den göbük olmak üzere imal edilir. Bağlantı, pres geçme ve setuskur veya merkezleme faturasının bulunduğu flanşa geçme civata ve pimler vasıtasıyla gerçekleştirilir.

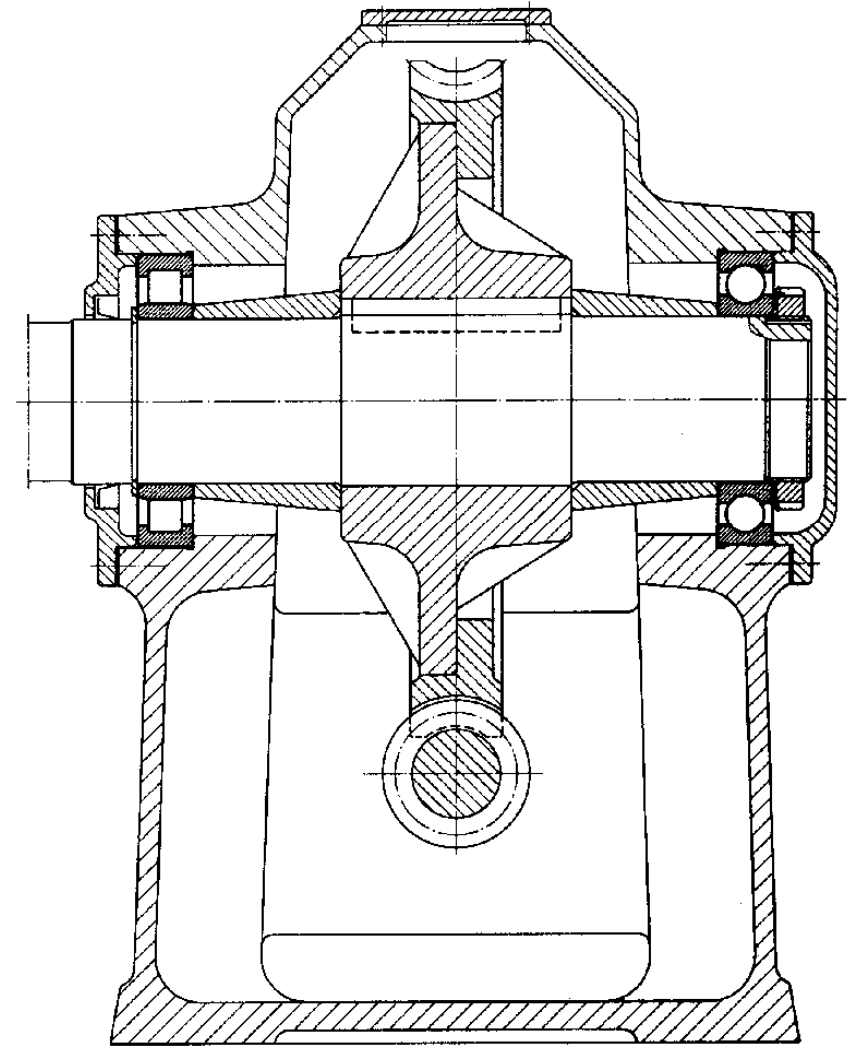
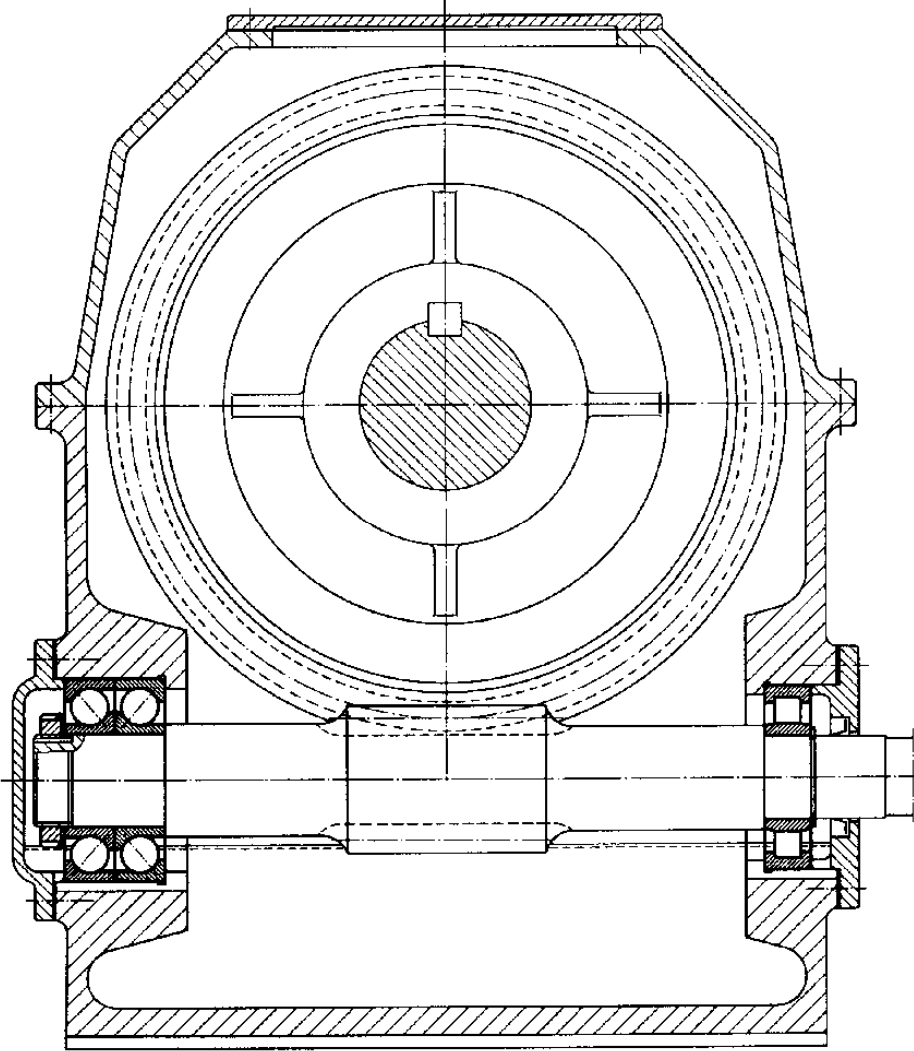


Çark-Göbük Bağlantıları

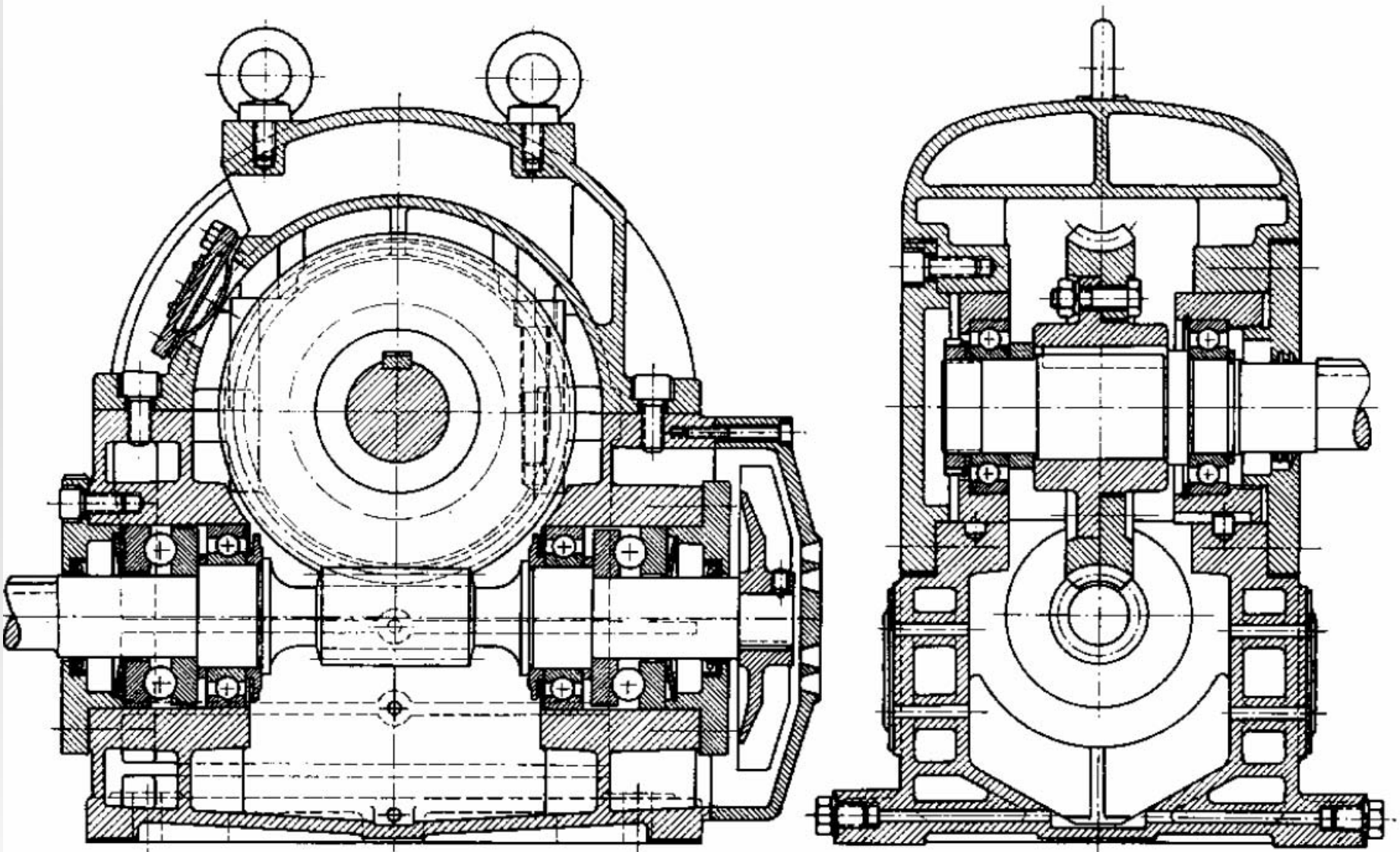
Sonsuz Vida Konstrüksiyon



Sonsuz Vida Redüktör Kutu Konstrüksiyon

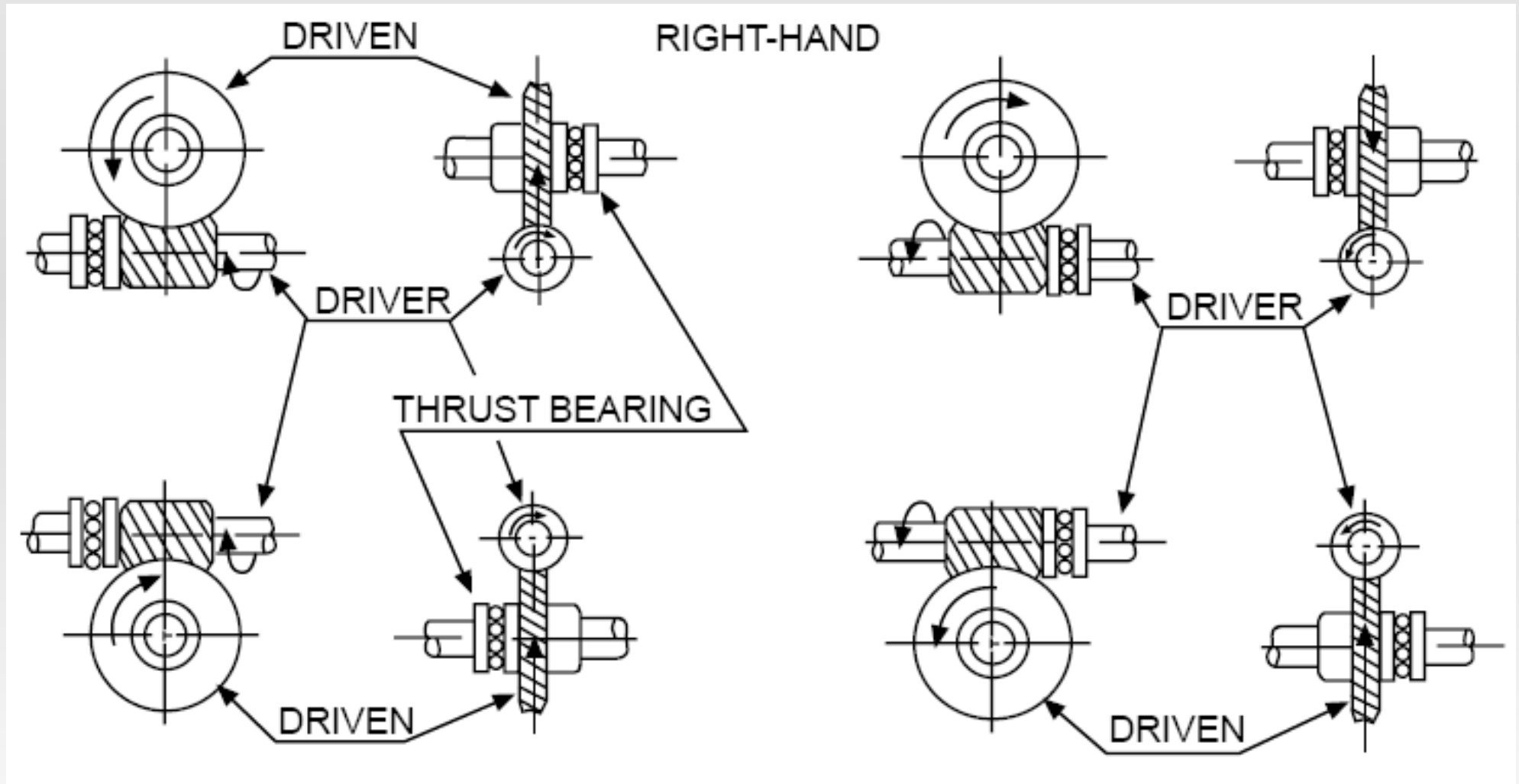


Sonsuz Vida Redüktör Kutu Konstrüksiyon

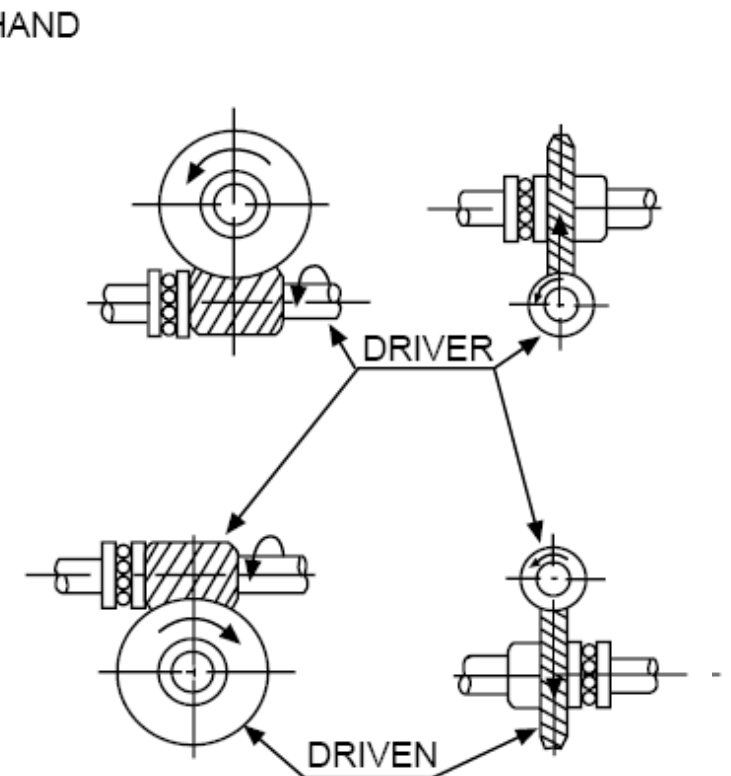
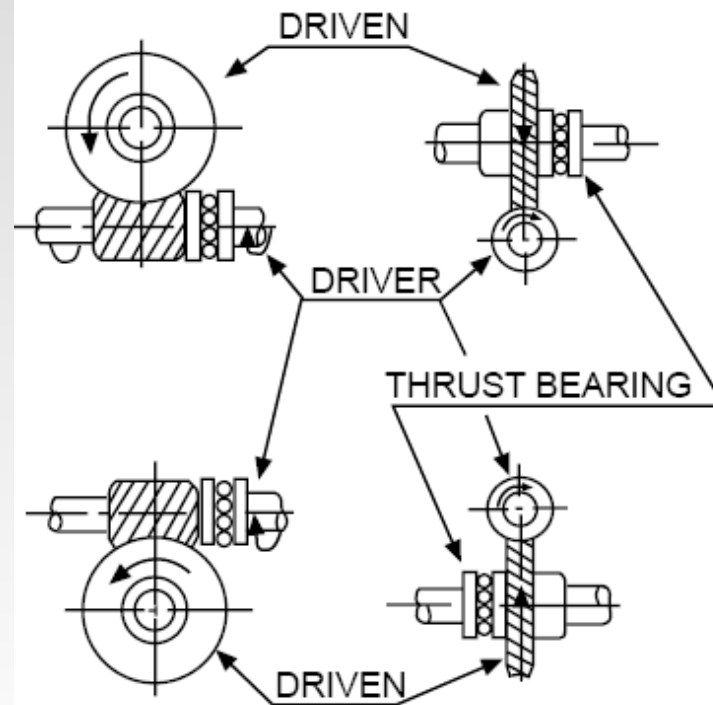
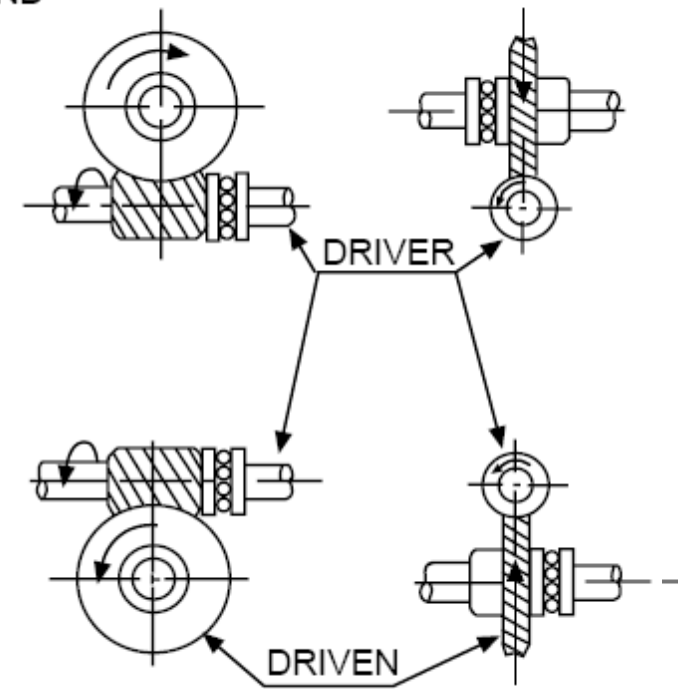
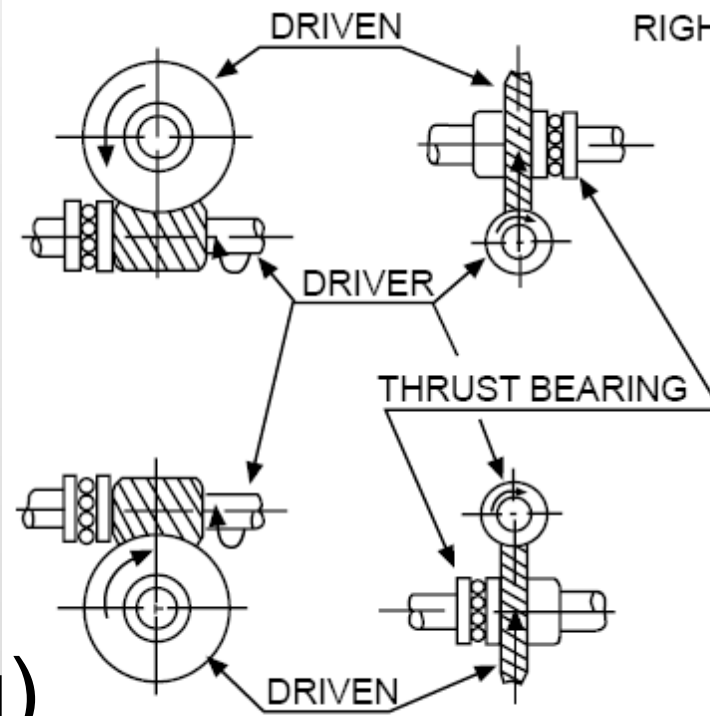


Sonsuz Vida Redüktörü

Sonsuz Vida Eksenel Yataklar (Worm Gear Thrust Bearing)



Sonsuz Vida Eksenel Yatak (Worm Gear Thrust Bearing)



Spiral Dişli
Eksenel Yatak
(Crossed Gears
Thrust Bearing)

Helisel Dişli
Eksenel Yatak
(Helical Gears
Thrust Bearing)

