



AULA 5

ECDH – SARKIS MELCONIAN

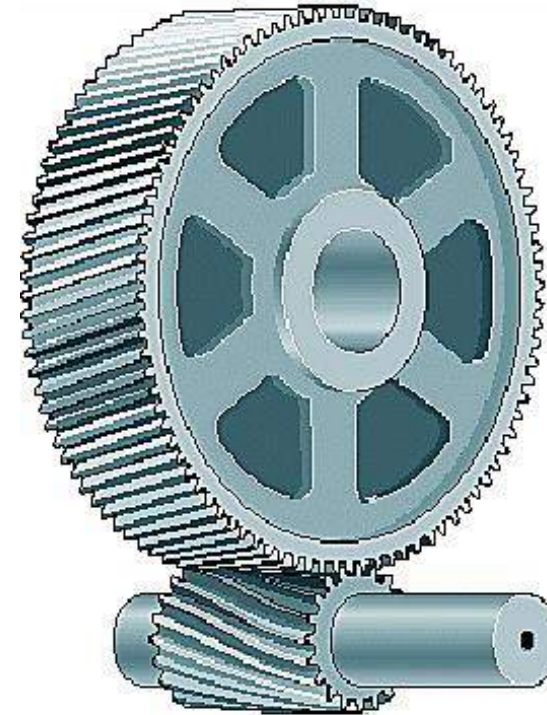
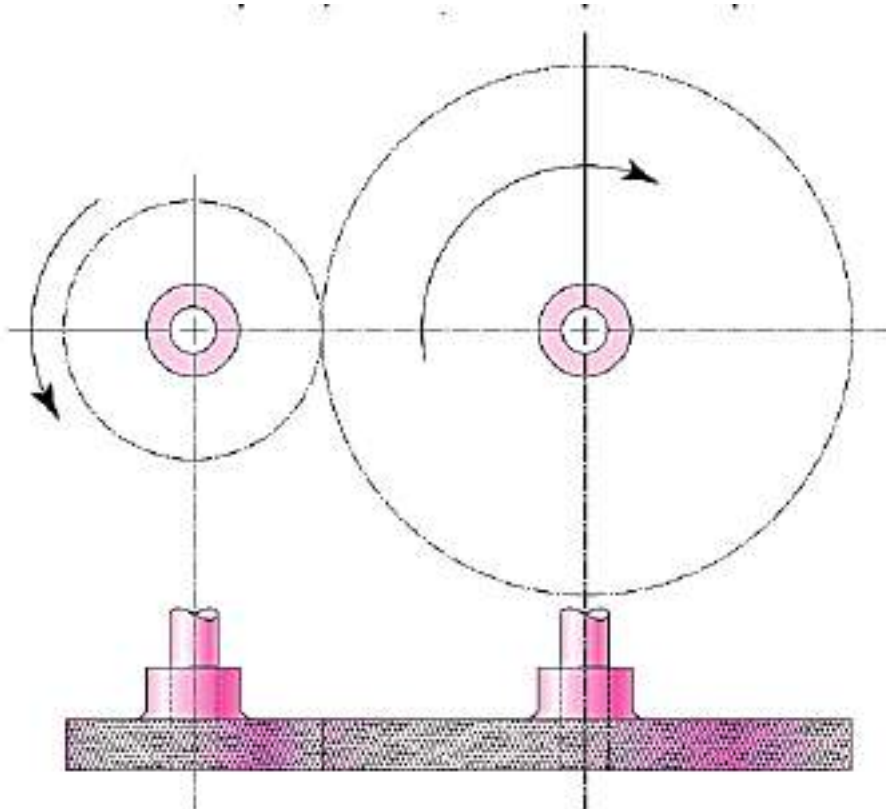
Professor: Me. Paulo Sergio Olivio Filho

CONTEÚDO DA AULA

DIMENSIONAMENTO BÁSICO DE ENGRENAGENS

1. ECDH – Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais.
2. Cálculo de cargas aplicadas ao dente
3. Cálculo do volume mínimo do dente
4. Cálculo de resistência do dente

- As *engrenagens helicoidais*, têm dentes inclinados em relação ao eixo de rotação. Podem ser utilizadas nas mesmas aplicações que as engrenagens de dentes retos, porém sem ser tão barulhentas quanto aquelas, devido ao engajamento mais gradual dos dentes durante o engranzamento.



● Característica das Engrenagens Cilíndricas:

● Dentes retos

- conhecida como ECDR;
- trabalham em eixos paralelos;
- mais baratas e mais fáceis de fabricar;
- apresentam rendimento maior;
- não geram cargas axiais na engrenagem.

● Dentes Helicoidais

- Trabalham com eixos reversos (mais comum eixos à 90°)
- mais silenciosas
- resistem a maiores potências numa mesma largura

● Dados:

- relação de transmissão: até 8 (limite prático: 5)
- potência: até 25.000 Cv
- rotação: até 100.000 rpm
- velocidade tangencial: até 200 m/s
- rendimento: 99% (dentes retos) a 97% (helicoidais).



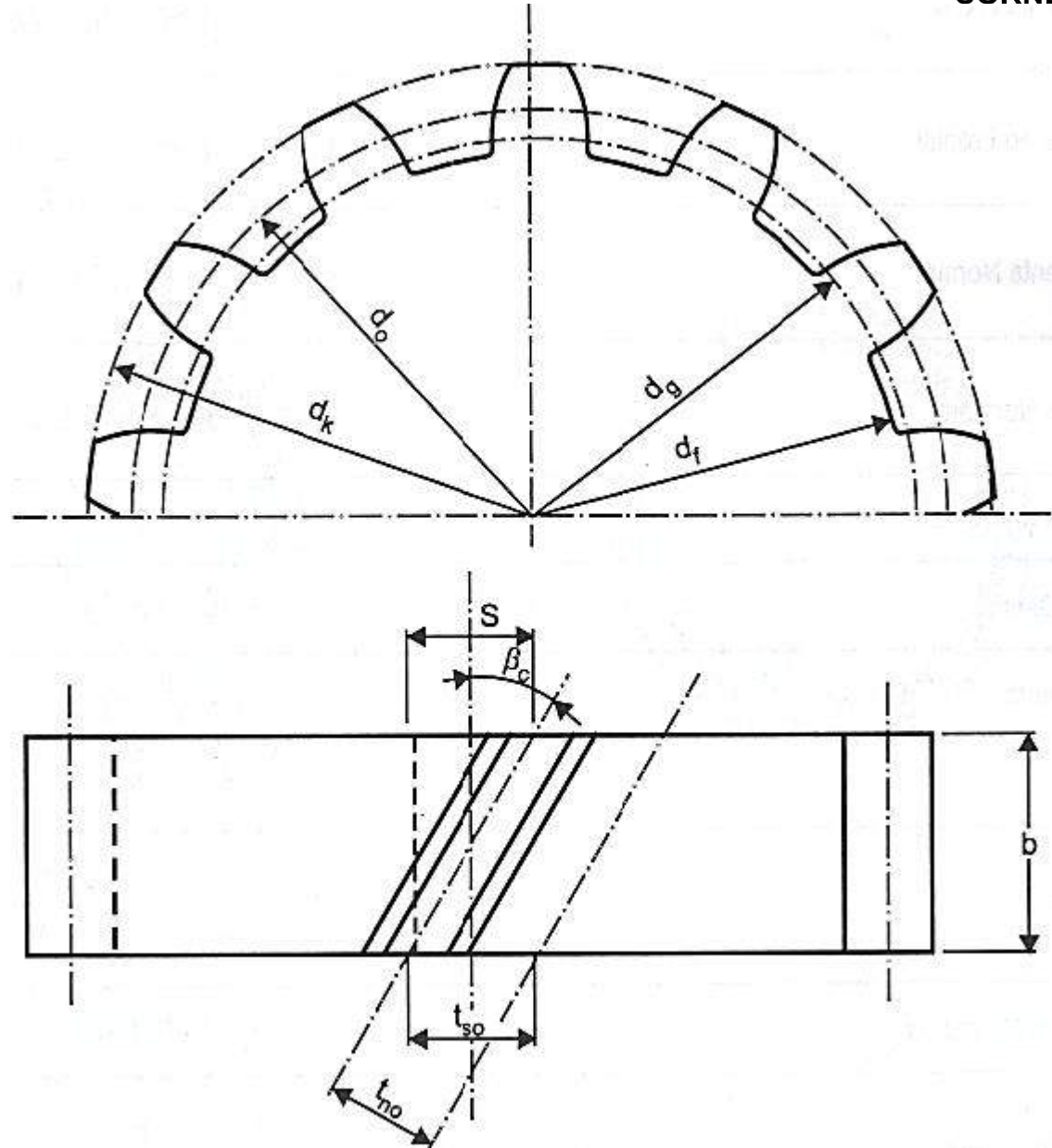
Dentes retos



Dentes Helicoidais

ECDH - CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

- São mais silenciosas;
- Trabalham em eixos reversos;
- Resistem a maiores potências numa mesma largura.



DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

No dimensionamento de um par de engrenagens, o pinhão (engrenagem menor) é o dimensionado, pois se ele resistir ao esforço aplicado, a coroa (engrenagem maior) suportará com folga a mesma carga por ser uma engrenagem maior.

O dimensionamento de engrenagens consiste de duas etapas.

- A primeira é o dimensionamento verificando-se o desgaste da engrenagem, desta forma o pinhão é analisado pelo ***critério de pressão***.
- Após feita a análise pelo critério de pressão, o pinhão é verificado utilizando-se o ***critério de resistência à flexão no pé do dente*** que analisará se o dente tem resistência mecânica suficiente para suportar os esforços transmitidos pelo par de engrenagens.

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Critério de Desgaste

- Fator de Características elásticas (f)

Fator de características elásticas (f), para ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$

MATERIAL	E [Gpa]	FATOR (f)
Pinhão de aço	E = 210	1512
Coroa de aço	E = 210	
Pinhão de aço	E = 210	1234
Coroa de FoFo	E = 105	
Pinhão de FoFo	E = 105	1069
Coroa de FoFo	E = 105	

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Critério de Desgaste

- Torque no Pinhão

$$M_T = \frac{30000}{\pi} \frac{P}{n} [N.mm]$$

- Relação de Transmissão

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Pressão Admissível (P_{adm})

- Fator de Durabilidade

$$W = \frac{60n_ph}{10^6}$$

- Cálculo de Pressão admissível

$$P_{adm} = \frac{0,487HB}{w^{1/6}}$$

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Fator de correção de hélice φ_p

- Obtém-se por meio do ângulo de inclinação de hélice β_o .

Tabela para obtenção do fator de correção da hélice φ_p										
φ_p	1,00	1,11	1,22	1,31	1,40	1,47	1,54	1,60	1,66	1,71
β_o	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

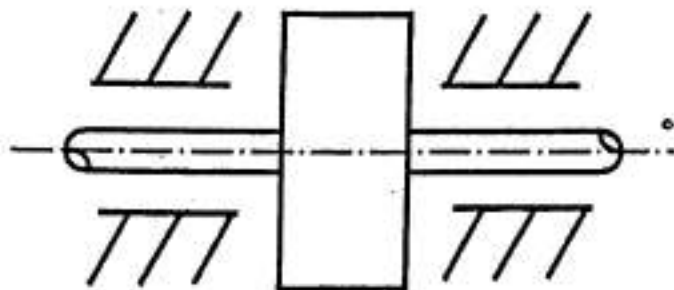
- Volume mínimo do Pinhão

$$b \cdot d_0^2 = 0,2 \cdot f^2 \cdot \frac{M_T}{P_{adm}^2 \cdot \phi_p} \cdot \frac{i \pm 1}{i}$$

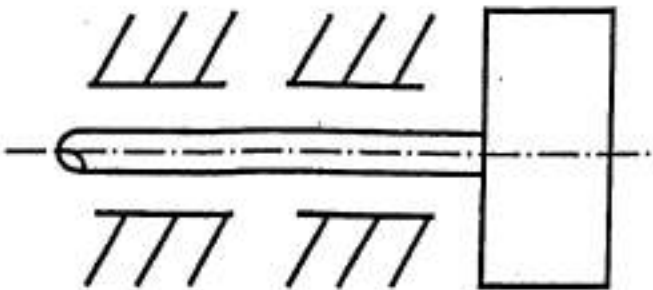
- Módulo de Engrenamento

$$b_1 d_{o1}^2 = x \quad e \quad \frac{b_1}{d_{o1}} = y$$

ENGRENAGEM BIAPOIADA $b/d_o \leq 1,2$



ENGRENAGEM EM BALANÇO $b/d_o \leq 0,75$



DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

- Módulo Frontal

$$m_s = \frac{d_{o1}}{Z_1}$$

- Módulo normal (Ferramenta)

$$m_n = m_s \cos \beta_o$$

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

- Normalizar o módulo normal

Módulo (mm)	Incremento (mm)
0,3 a 1,0	0,10
1,0 a 4,0	0,25
4,0 a 7,0	0,50
7,0 a 16,0	1,00
16,0 a 24,0	2,00
24,0 a 45,0	3,00
45,0 a 75,0	5,00

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

- Recalculo Módulo Frontal

$$m_{so} = \frac{m_{no}}{\cos \beta_o}$$

- Recálculo do diâmetro principal

$$d_{o1(r)} = Z_1 m_{so}$$

- Largura da Engrenagem

$$b_1 = \frac{x}{d_{o1}^2}$$

Resistência à Flexão no Pé do Dente

- Somente o dimensionamento ao critério de desgaste é insuficiente para projetar a engrenagem. É necessário que seja verificada a resistência à flexão no pé do dente. A engrenagem estará apta a suportar os esforços da transmissão quando a tensão atuante no pé do dente for menor ou igual à tensão admissível do material indicado.
- Força Tangencial

$$F_T = \frac{2M_T}{d_{o1}}[\text{N}]$$

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Critério Resistência à Flexão no Pé do Dente

Fator de forma (q)

Para encontrar o fator de forma, é utilizada a mesma tabela das ECDR, porém com o número de dentes equivalentes:

$$Z_e = \frac{Z_1}{(\cos \beta_o)^3}$$

Engrenamento Externo								
nº de dentes	10	11	12	13	14	15	16	
fator q	5,2	4,9	4,5	4,3	4,1	3,9	3,7	
nº de dentes	17	18	21	24	28	34	40	
fator q	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	
nº de dentes	50	65	80	100				
fator q	2,8	2,7	2,6	2,5				
Engrenamento Interno								
nº de dentes	20	24	30	38	50	70	100	200
fator q	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

- Fator de serviço (e)

É calculado pelo inverso do fator φ tabelado.

$$e = \frac{1}{\varphi}$$

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

- Fator de Serviço φ

Tabela 1 - Acionamento por motores elétricos ou turbinas

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
AGITADORES		
Líquidos	1,00	1,25
Misturadores de polpa	1,25	1,50
Semilíquidos de densidade variável	1,25	1,50
ALIMENTADORES		
Alimentadores helicoidais	1,25	1,50
Alimentadores recíprocos	1,75	2,00
Transportadores (esteira e correia)	1,25	1,50

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
Descascadores		
Mecânicos e hidráulicos	1,25	1,80
Tambores e descascadores	1,75	2,00
Embobinadeiras	1,00	1,25
Esticadores de feltro	1,25	1,50
Jardanas	1,75	2,00
Prensas	1,00	1,28
Secadoras	1,25	1,80
GERADORES 1,00 1,25		
GUINCHOS E GRUAS		
Cargas uniformes	1,25	1,80
Cargas pesadas	1,75	2,00
GUINDASTES (consulte)		
INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA		
Cozinhadores de cereais	1,00	1,25
Enlatadoras e engarrafadoras	1,00	1,25
Misturadores de massa	1,25	1,80
Moedores de carne	1,25	1,80
Picadores	1,25	1,80

INDÚSTRIA DE BORRACHA E PLÁSTICO		
Calandras	-	1,80
Equipamentos de laboratório	1,25	1,80
Extrusoras (entubadoras)	-	1,50
Moinhos		
Moinhos cilíndricos	-	1,50
2 em linha	-	1,50
3 em linha	-	1,25
Refinadores	-	1,80
Trituradores e misturadores	-	2,00
INDÚSTRIA MADEIREIRA		
Alimentadoras de plaina	1,25	1,50
Serras	1,50	1,75
Tombadores de polpadores	1,75	2,00
Transportadores de tora	1,75	2,00
INDÚSTRIA TÊXTIL		
Calandras	1,25	1,50
Cordas	1,25	1,50
Filatórios e retorcedoras	1,25	1,50
Maçaroqueiras	1,25	1,50
Máquinas de tinturaria	1,25	1,50
INDÚSTRIA METALÚRGICA		
Cortadores de chapa	1,25	1,50

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
BOMBAS		
Centrífugas	1,00	1,25
Dupla ação multicilíndrica	1,25	1,50
Recíprocas de descargas livres	1,25	1,50
Rotativas de engrenagens ou lobos	1,00	1,25
BRITADORES		
Pedra e minérios	1,75	1,00
CERVEJARIAS E DESTILARIAS		
Cozinhadores - serviço contínuo	1,00	1,25
Tachos de fermentação - serviço contínuo	1,00	1,25
Misturadores	1,00	1,25
CLARIFICADORES	1,00	1,25
CLASSIFICADORES	1,00	1,25
DRAGAS		
Guinchos, transportadores e bombas	1,25	1,50
Cabeçotes rotativos e peneiras	1,75	2,00
EIXO DE TRANSMISSÃO		
Cargas uniformes	1,00	1,25
Cargas pesadas	1,25	1,50

ELEVADORES		
Caçambas - carga uniforme	1,00	1,25
Caçambas - carga pesada	1,25	1,50
Elevadores de carga	1,25	1,50
EMBOBINADEIRAS		
Metais	1,25	1,50
Papel	1,00	1,25
Têxtil	1,25	1,50
ENLATADORAS E ENGARRAFADORAS	1,00	1,25
ESCADAS ROLANTES	1,00	1,25
FÁBRICA DE CIMENTO		
Britadores de mandíbulas	1,75	2,00
Fornos rotativos	1,75	1,50
Moinhos de bolas e rolos	1,75	1,50
FÁBRICAS DE PAPEL		
Agitadores (Misturadores)	1,25	1,50
Alvejadores	1,00	1,25
Batedores e despoldadores	1,25	1,50
Calandras	1,25	1,80
Hipercalandras	1,75	3,00
Cilindros	1,25	1,50

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

- Fator de correção de hélice φ_r .

Obtém-se por meio do ângulo de inclinação de hélice β_o

φ_r	1,00	1,20	1,28	1,35	1,36
β_o	0°	5°	10°	15° a 25°	25° a 45°

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

- Tensão máxima atuante no pé do dente

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_T \cdot q}{b \cdot m_{no} \cdot e \cdot \varphi_r} \leq \sigma_{mat}$$

MATERIAL	MP _a (N/mm ²)
FoFo cinzento	40
FoFo nodular	80
Aço fundido	90
SAE 1010/1020	90
SAE 1040/1050	120
SAE 4320/4340	170
SAE 8620/8640	200
Mat. Sintético - Resinas	35

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Denominação	Formulário
Número Imaginário de Dentes	$Z_1 = \frac{Z}{(\cos^3 \beta_o)^3}$
Avanço de Dente	$S = b \cdot \operatorname{tg} \beta_o$
Diâmetro Primitivo	$d_o = Z \cdot m_s$
Diâmetro Externo	$d_k = d_o + 2h_k$
Diâmetro do Pé do Dente	$d_f = d_o - 2h_f$
Diâmetro de Base	$d_g = d_o \cos \alpha_{s_o}$

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Denominação	Formulário
Módulo Normal (normalizado)	$m_{n_o} = \frac{T_o}{\pi}$
Módulo Frontal	$m_{s_o} = \frac{m_{n_o}}{\cos \beta_o} = m_{n_o} \sec \beta_o$
Passo Frontal	$t_{s_o} = m_{s_o} \pi$
Passo Normal	$t_{n_o} = m_{n_o} \pi$
Espessura do Dente Frontal	$S_{s_o} = \frac{t_{s_o}}{2}$ Folga nula no flanco
Vão entre Dentes no Frontal	$\ell_{s_o} = \frac{t_{s_o}}{2}$ Folga nula no flanco

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Denominação	Formulário
Espessura do Dente Normal	$S_{n_o} = \frac{t_{n_o}}{2}$ Folga nula no flanco
Vão entre Dentes Normais	$\ell_{n_o} = \frac{t_{n_o}}{2}$ Folga nula no flanco
Altura da Cabeça do Dente	$h_k = m_{n_o}$
Altura do Pé do Dente	$h_f = 1,2m_{n_o}$
Altura Total do Dente	$h_z = 2,2m_{n_o}$
Folga da Cabeça	$S_k = 0,2m_{n_o}$
Ângulo de Hélice β_o	$\text{Sec}\beta_o = \frac{d_o}{Z_{m_{n_o}}} = \frac{2A}{Z_1 m_{n_o} (i+1)}$

DIMENSIONAMENTO – DIN 862 E DIN 867

Denominação	Formulário
Ângulo de Pressão Frontal α_{s_0}	$\operatorname{tg} \alpha_{s_0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n_0}}{\cos \beta_0}$
Distância Centro a Centro	$C_c = \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) \cdot m_s$
Raio Imaginário Medido no Plano Normal	$r_n = \frac{r_o}{\cos^2 \beta_0}$

EXEMPLO 1

1. Dimensionar o par de engrenagens helicoidais (ECDH) **Z1** e **Z2** para que possa atuar com segurança na transmissão representada na figura. O acionamento será por meio de motor elétrico, com potência $P=14,7\text{kW}$ e rotação $n=1140\text{rpm}$.

O material das engrenagens é o SAE 8640, a dureza prevista é 58 HRC e a vida útil do par especificada em $\rightarrow 10 \times 10^3 \text{ h}$.

Características de serviço: eixo de transmissão, carga uniforme 10h/dia.

- Considere:

$b_1/d_{o1} = 0,25$ (relação largura e diâmetro primitivo);

$\alpha_0 = 20^\circ$ (ângulo de pressão);

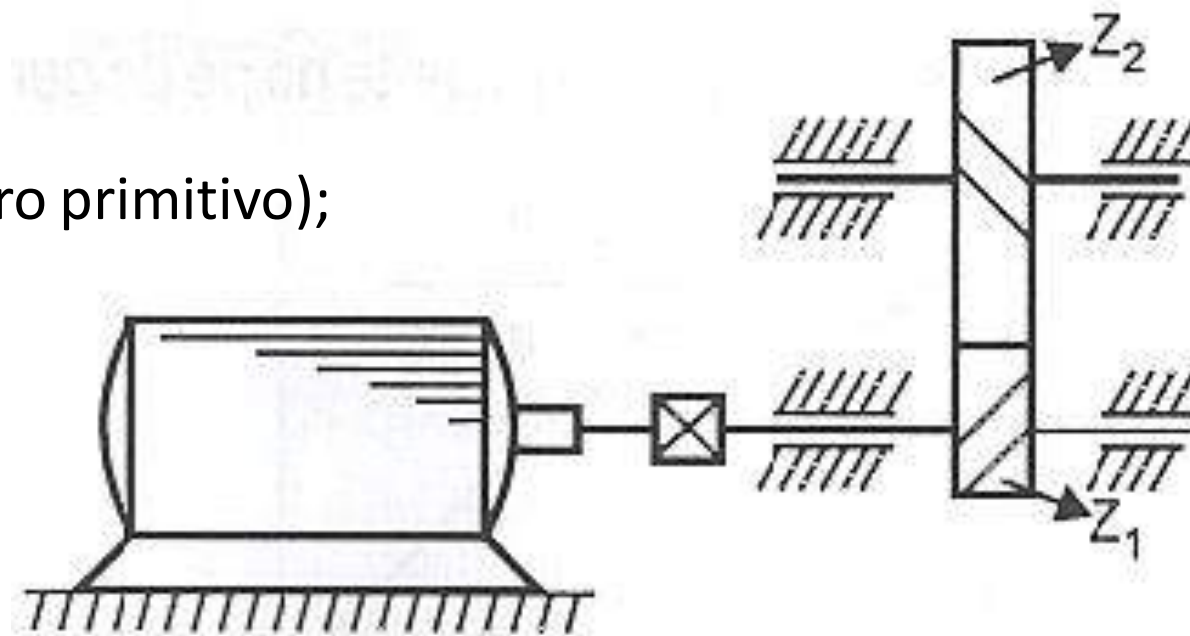
$Z_1 = 29$ dentes (pinhão);

$Z_2 = 89$ dentes" (coroa);

$\beta_0 = 20^\circ$ (ângulo de hélice);

$e = 1/\varphi$ (fator de serviço);

Desprezar as perdas na transmissão.



EXEMPLO 1

- Torque do pinhão

$$f = 1512$$

$$M_{T_1} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{n}$$

$$M_{T_1} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{14700}{1140}$$

$$\boxed{M_{T_1} = 123136 \text{ Nmm}}$$

- Relação de transmissão

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{89}{29}$$

$$\boxed{i \approx 3,07}$$

- Fator de durabilidade

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6} = \frac{60 \cdot 1140 \cdot 10^4}{10^6}$$

$$n_p = n_{\text{motor}} = 1140 \text{ rpm}$$

$$\boxed{W = 684}$$

- Pressão admissível

$$P_{\text{adm}} = \frac{0,487 \cdot \text{HB}}{W^{1/6}}$$

$$P_{\text{adm}} = \frac{0,487 \cdot 6000}{684^{1/6}} = \frac{0,487 \cdot 6000}{2,97}$$

$$\boxed{P_{\text{adm}} = 984 \text{ N/mm}^2 = 9,84 \cdot 10^2 \text{ N/mm}^2}$$

EXEMPLO 1

- Fator de serviço e volume do dente

$$\varphi_p = 1,40$$

$$b_1 d_{o_1}^2 = 0,2 \cdot f^2 \cdot \frac{M_T}{P_{adm}^2 \varphi_p} \cdot \frac{i+1}{i}$$

$$b_1 d_{o_1}^2 = 0,2 \cdot 1512^2 \cdot \frac{123.136}{(9,84 \cdot 10^2)^2 \cdot 1,4} \cdot \frac{3,07+1}{3,07}$$

$$b_1 d_{o_1}^2 = 45,723 \cdot 10^4 \cdot \frac{123.136}{9,84^2 \cdot 10^4 \cdot 1,4} \cdot \frac{4,07}{3,07}$$

$$b_1 d_{o_1}^2 = 55063 \text{ mm}^3$$

- Calculo do Diâmetro Primitivo

$$b_1 d_{o_1}^2 = 55063 \text{ mm}^3 \quad \textcircled{I}$$

$$b_1 = 0,25 d_{o_1} \quad \textcircled{II}$$

Substituindo \textcircled{II} em \textcircled{I} , tem-se:

$$0,25 d_{o_1}^2 \cdot d_{o_1}^2 = 55063$$

$$d_{o_1}^3 = \frac{55063}{0,25}$$

$$d_{o_1} = \sqrt[3]{\frac{55063}{0,25}}$$

$$d_{o_1} \cong 60,4 \text{ mm}$$

EXEMPLO 1

- Modulo frontal

$$m_s = \frac{d_{o_1}}{Z_1} = \frac{60,4}{29}$$

$$\boxed{m_s = 2,08\text{mm}}$$

- Modulo normal

$$m_n = m_s \cdot \cos\beta_o$$

$$m_n = 2,08 \cdot \cos 20^\circ$$

$$\boxed{m_n = 1,95\text{mm}}$$

Por meio da DIN 780

$$\boxed{m_{no} = 2\text{mm}}$$

- Recalculo do modulo frontal

$$m_{s_o} = \frac{m_{n_o}}{\cos\beta_o} = \frac{2}{\cos 20^\circ}$$

$$\boxed{m_{s_o} \cong 2,13\text{mm}}$$

- Recalculo do diâmetro primitivo

$$d_{o_1(R)} = Z_1 \cdot m_{s_o}$$

$$d_{o_1(R)} = 29 \cdot 2,13$$

$$\boxed{d_{o_1(R)} = 61,77\text{mm}}$$

- Largura da engrenagem

$$b_f = \frac{X}{d_{o_1(R)}^2} = \frac{55063}{(61,77)^2}$$

$$\boxed{b_1 \cong 15\text{mm}}$$

- Calculo da força tangencial

$$F_T = \frac{2M_{T_t}}{d_{o_1(R)}} = \frac{2 \cdot 123136}{61,77}$$

$$\boxed{F_T = 3987\text{N}}$$

EXEMPLO 1

- Cálculo do número de dentes equivalentes

$$Z_{e_1} = \frac{Z_1}{(\cos \beta_o)^3} = \frac{29}{(\cos 20^\circ)^3}$$

$$Z_{e_1} = 35 \text{ dentes}$$

- Fator q

Z		fator "q"
34	→	3,0
40	→	2,9

$$I = \frac{3,0 - 2,9}{6} = 0,0167$$

Número de Dentes	Fator "q"
34	3,000
35	2,983
36	2,967
37	2,950
38	2,933
39	2,917
40	2,900

EXEMPLO 1

- Fator de Serviço

Como $e = \frac{1}{\varphi}$, conclui-se que para este projeto $e = 1$.

- Tensão máxima no pé do dente

$$\sigma_{\max} = \frac{F_T \cdot q}{b \cdot m_{n_d} \cdot e \cdot \varphi_r}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3987 \cdot 2,983}{15 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1,35}$$

$$\sigma_{\max} \cong 294 \text{ N/mm}^2$$

O material falhará

$$\sigma_{\max} \cong 294 \text{ N/mm}^2 > \bar{\sigma}_{8640} = 200 \text{ N/mm}^2$$

- Fator de Correção da hélice

Como $\beta_o = 20^\circ$,

$$\varphi_r = 1,35$$

- Recalculo da largura mínima do pinhão

$$b_1 = \frac{F_T \cdot q}{\bar{\sigma}_{8640} \cdot m_{n_d} \cdot e \cdot \varphi_r} = \frac{3987 \cdot 2,983}{200 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1,35}$$

$$b_1 \cong 22 \text{ mm}$$

EXEMPLO 1

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
Módulo normalizado DIN 780 m_{n_0}	$m_{n_0} = 2$	$m_{n_0} = 2$
Passo $t_o = \pi \cdot m_{n_0}$	$t_o = 6,28$	$t_o = 6,28$
Vão entre os dentes no primitivo (folga nula no flanco) $\ell_o = \frac{t_o}{2}$	$\ell_o = \frac{6,28}{2}$ $\ell_o = 3,14$	$\ell_o = \frac{6,28}{2}$ $\ell_o = 3,14$
Espessura do dente no primitivo $S_o = \frac{t_o}{2}$ (folga nula no flanco)	$S_o = \frac{6,28}{2}$ $S_o = 3,14$	$S_o = \frac{6,28}{2}$ $S_o = 3,14$
Altura da cabeça do dente $h_k = m_{n_0}$	$h_k = 2$	$h_k = 2$
Altura do pé do dente $h_f = 1,2 m_{n_0}$	$h_f = 1,2 \cdot 2$ $h_f = 2,4$	$h_f = 1,2 \cdot 2$ $h_f = 2,4$
Altura total do dente $h_z = 2,2 m_{n_0}$	$h_z = 2,2 \cdot 2$ $h_z = 4,4$	$h_z = 2,2 \cdot 2$ $h_z = 4,4$

EXEMPLO 1

Altura comum do dente $h = 2m_{n_0}$	$h = 2 \cdot 2$ $h = 4$	$h = 2,2 \cdot 2$ $h = 4$
Folga da cabeça do dente $S_k = 0,2m_{n_0}$	$S_k = 0,2 \cdot 2$ $S_k = 0,4$	$S_k = 0,2 \cdot 2$ $S_k = 0,4$
Módulo frontal $m_s = \frac{m_{n_0}}{\cos \beta_0}$	$m_s = \frac{2}{\cos 20^\circ}$ $m_s = 2,13$	$m_s = \frac{2}{\cos 20^\circ}$ $m_s = 2,13$
Ângulo de pressão frontal (α_{s_0}) $\operatorname{tg} \alpha_{s_0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n_0}}{\cos \beta_0}$	$\operatorname{tg} \alpha_{s_0} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} = \frac{0,36...}{0,93...}$ $\alpha_{s_0} = 21^\circ 10'$	$\operatorname{tg} \alpha_{s_0} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} = \frac{0,36...}{0,93...}$ $\alpha_{s_0} = 21^\circ 10'$
Avanço do dente (s) $s = b \cdot \operatorname{tg} \beta_0$	$s = 22 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$ $s = 8$	$s = 22 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$ $s = 8$
Diâmetro primitivo $d_o = m_s \cdot Z$	$d_{o_1} = m_s \cdot Z_1$ $d_{o_1} = 2,13 \cdot 29$ $d_{o_1} = 61,77$	$d_{o_2} = m_s \cdot Z_2$ $d_{o_2} = 2,13 \cdot 89$ $d_{o_2} = 189,57$

EXEMPLO 1

Formulário	Pinhão (mm)	Coroa (mm)
<p>Diâmetro de base</p> $d_g = d_o \cdot \cos \alpha_{s_o}$	$d_{g_1} = d_{o_1} \cdot \cos 21^\circ 10'$ $d_{g_1} = 61,77 \cdot 0,93...$ $d_{g_1} = 57,60$	$d_{g_2} = d_{o_2} \cdot \cos 21^\circ 10'$ $d_{g_2} = 189,57 \cdot 0,93...$ $d_{g_2} = 176,77$
<p>Diâmetro interno</p> $d_f = d_o - 2h_f$	$d_{f_1} = d_{o_1} - 2h_f$ $d_{f_1} = 61,77 - 2 \cdot 2,4$ $d_{f_1} = 56,97$	$d_{f_2} = d_{o_2} - 2h_f$ $d_{f_2} = 189,57 - 2 \cdot 2,4$ $d_{f_2} = 184,77$
<p>Diâmetro externo</p> $d_k = d_o + 2h_k$	$d_{k_1} = d_{o_1} + 2h_k$ $d_{k_1} = 61,77 + 2 \cdot 2$ $d_{k_1} = 65,77$	$d_{k_2} = d_{o_2} + 2h_k$ $d_{k_2} = 189,57 + 2 \cdot 2$ $d_{k_2} = 193,57$
<p>Distância entre centros (mm)</p> $C_c = \frac{(Z_1 + Z_2) m_s}{2} = \frac{(29 + 89) 2,13}{2}$ $C_c = 123,785$		
<p>Largura das engrenagens (mm)</p> $b_1 = b_2 = 22$		