

# **AULA 5 – Dimensionamento de eixos**

Prof. Dr. Jaime Duduch

# 1. Introdução

## 1.1 Definição e emprego

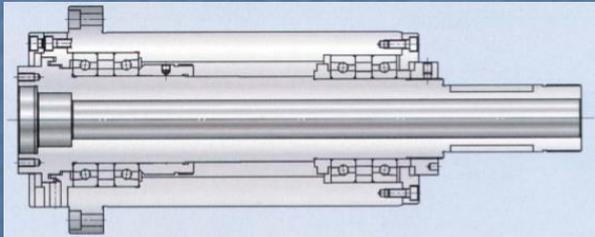
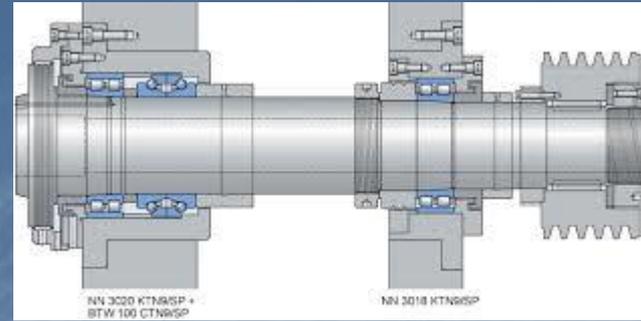
**Definição** : Elemento sobre o qual se assentam partes giratórias de uma máquina e que recebe destas as cargas de trabalho que devem ser descarregadas na estrutura da máquina.

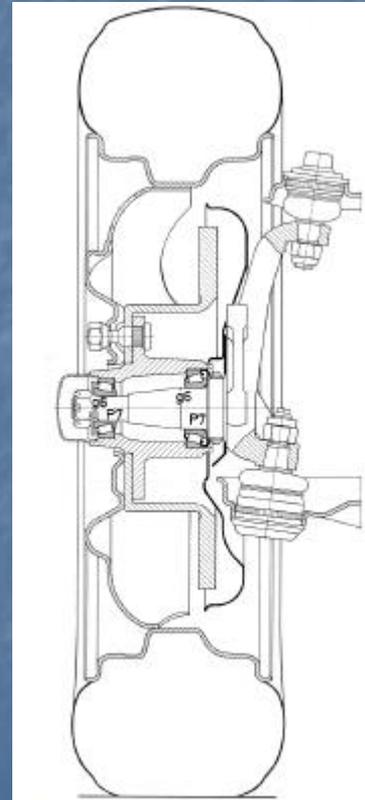
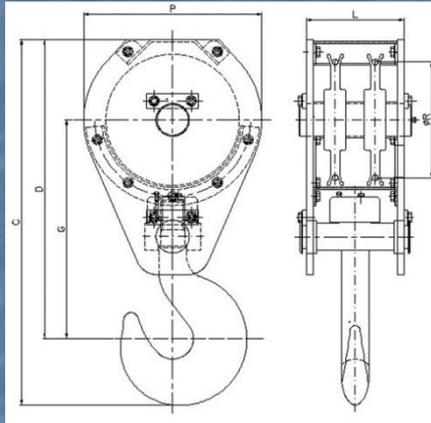
**Função:** Transmitir esforços { Flexão  
Torção  
Axiais

- Movimento: Fixos ou rotativos

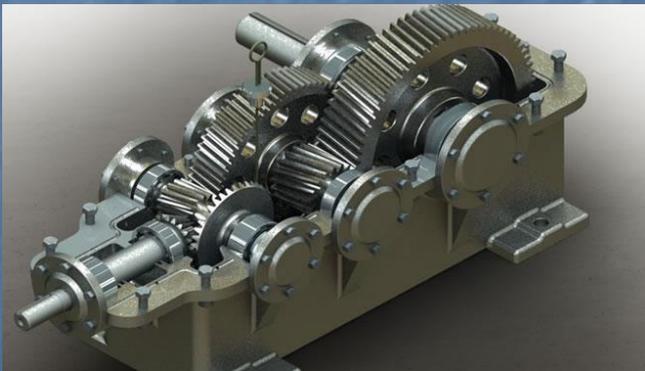
Nome	Uso	Tipo		Esforços		
		Fixos	Girantes	Flexão	Torção	Axiais
Eixos	normal		X	X	X	X
Eixos-árvore	precisão		X	X	X	X
Fusos*	normal		X			X
Varões*	grosseira	X	X		X	X

\*  $L/D \gg 50$





Roda automotiva sem tração



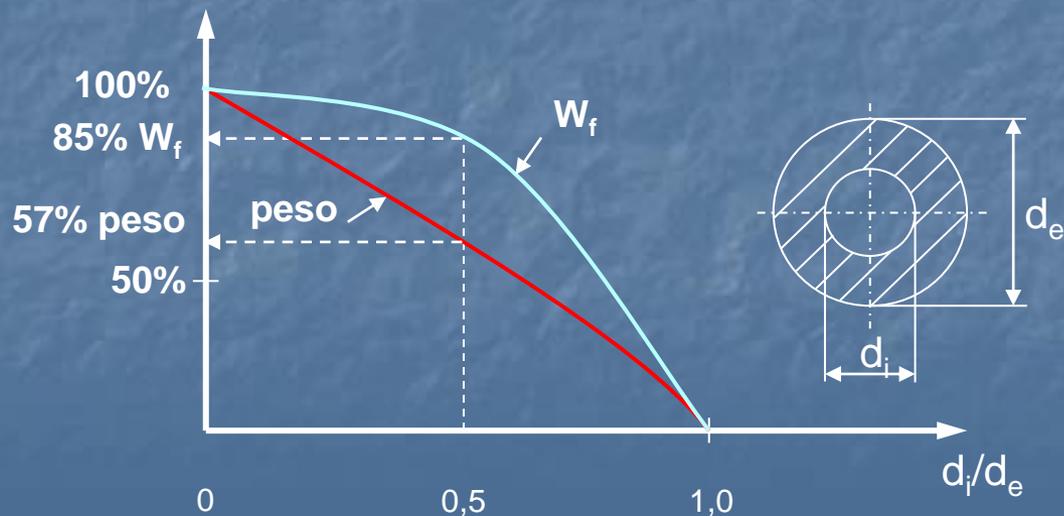
# 1.2 Construção de eixos

## a) Formas construtivas/configurações

- cheios
- vasados
- lisos
- escalonados
- Secção circular
- Secção retangular
- Secção hexagonal
- Perfilados
- Articulados
- Telescópicos
- Flexíveis

Eixos devem ser o *mais curtos* possível  $\downarrow L \Rightarrow \downarrow \emptyset \Rightarrow \downarrow \$$  diminuir custos

Redução de peso obtida com eixos vazados.



Escalonamento, a grande maioria dos eixos é escalonada.



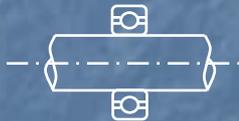
Sem apoio axial - ruim



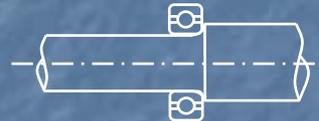
Montagem mais difícil



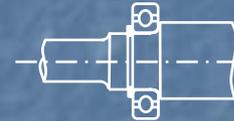
Melhor



Ruim

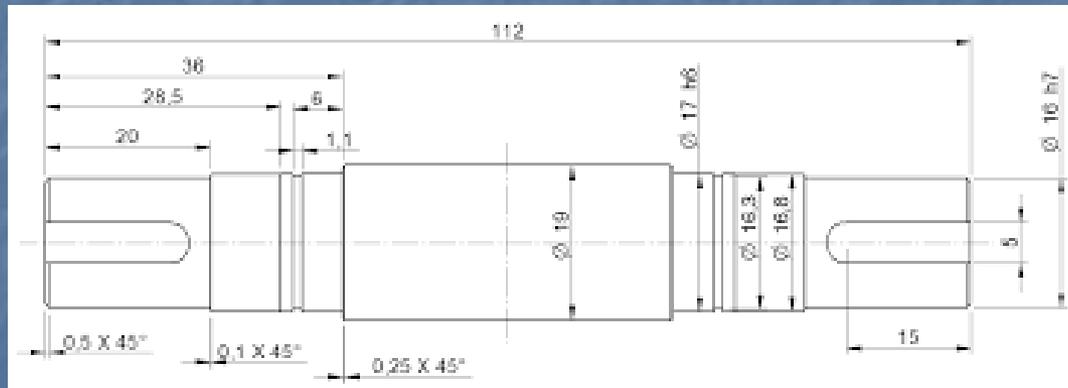


Pouco melhor

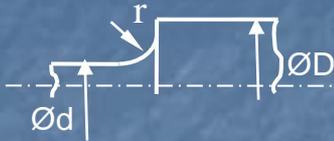


Tempo de torneamento ↑  
Tempo de retífica ↓

Melhor



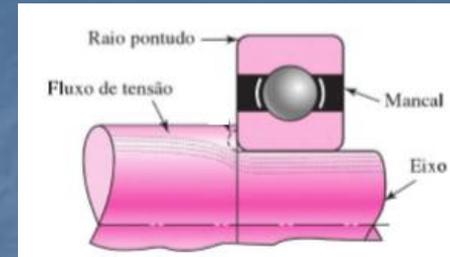
### Raios de arredondamento



$$D/d = 1,2 \text{ a } 1,5$$

$$r/d = 0,02 \text{ a } 0,06$$

Encosto de rolamentos  
Saída de ferramentas



### Superfícies funcionais de eixos

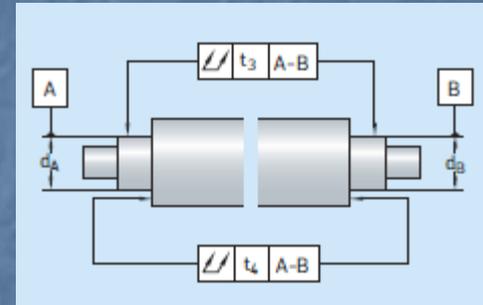
- Assento de mancais impõe posição
- Assento/encosto engrenagens/polias transmite forças

$$D/d = 1,2 \text{ a } 1,4$$

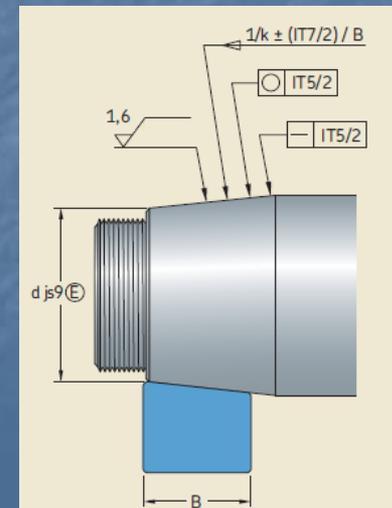
$$r/d = 0,1$$

Quando necessário :

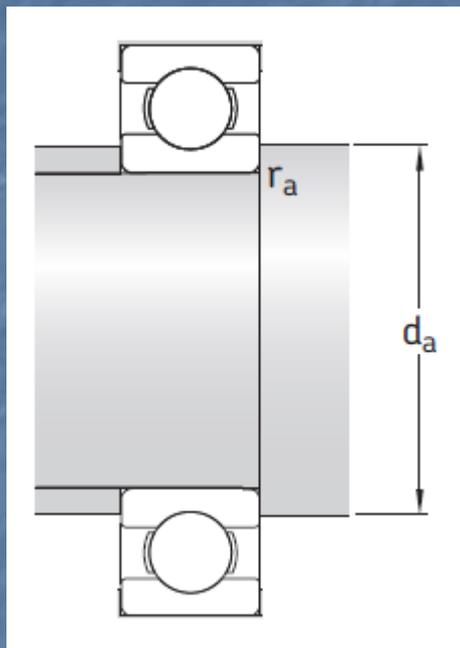
- especificar rugosidade concentricidade
- especificar tolerância de forma e posição coaxialidade
- paralelismo
- batida



zona de tolerância	Desvios permitidos Rolamentos da classe de tolerância <sup>1)</sup>		
	Normal, CLN	P6	P5
$t_3$	IT5/2	IT4/2	IT3/2
$t_4$	IT5	IT4	IT3

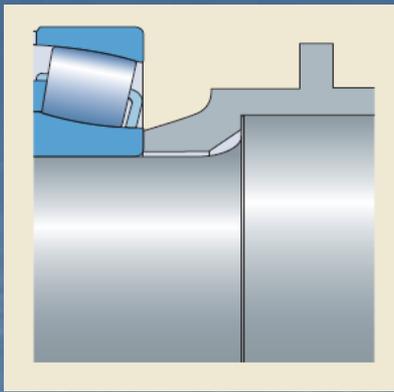


## Considerações do raio do filete para rolamentos

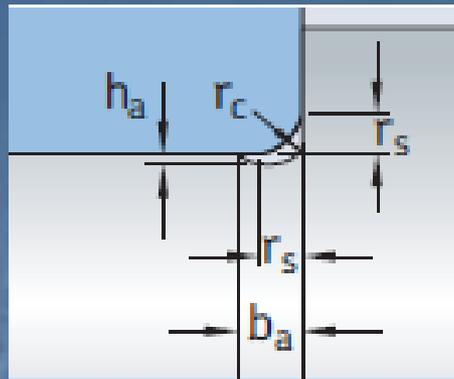


$r_a$  e  $d_a$  conforme catálogo de produtos





a



b

Dimensão do chanfro do rolamento

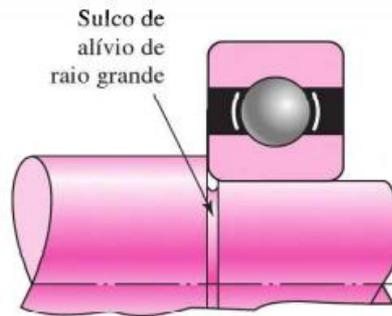
Dimensões do rebaixo

$r_s$	$b_a$	$h_a$	$r_c$
mm	mm		
<b>1</b>	2	0,2	1,3
<b>1,1</b>	2,4	0,3	1,5
<b>1,5</b>	3,2	0,4	2
<b>2</b>	4	0,5	2,5
<b>2,1</b>	4	0,5	2,5
<b>3</b>	4,7	0,5	3
<b>4</b>	5,9	0,5	4
<b>5</b>	7,4	0,6	5
<b>6</b>	8,6	0,6	6
<b>7,5</b>	10	0,6	7
<b>9,5</b>	12	0,6	9

/fonte: Catálogo SKF



c

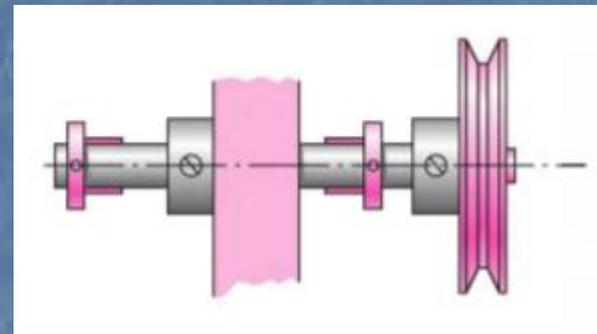
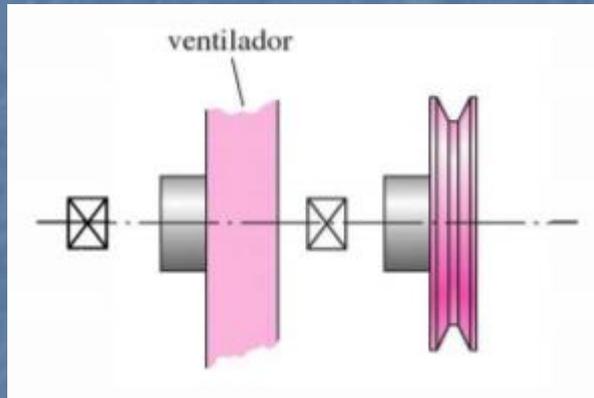
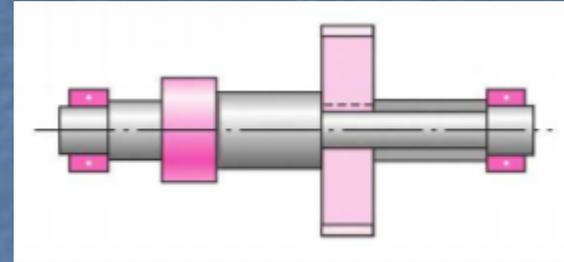
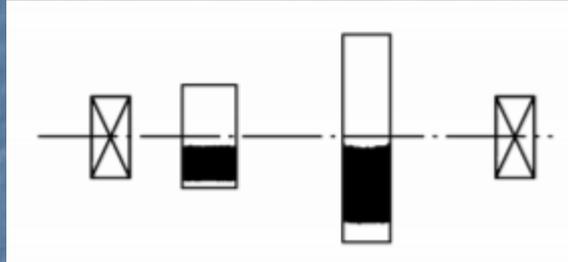


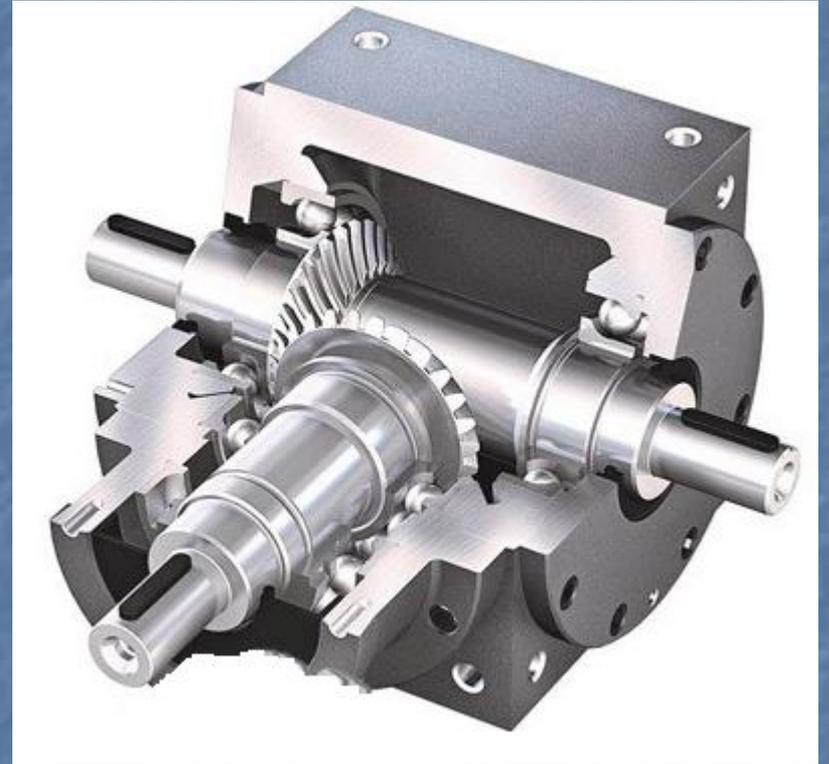
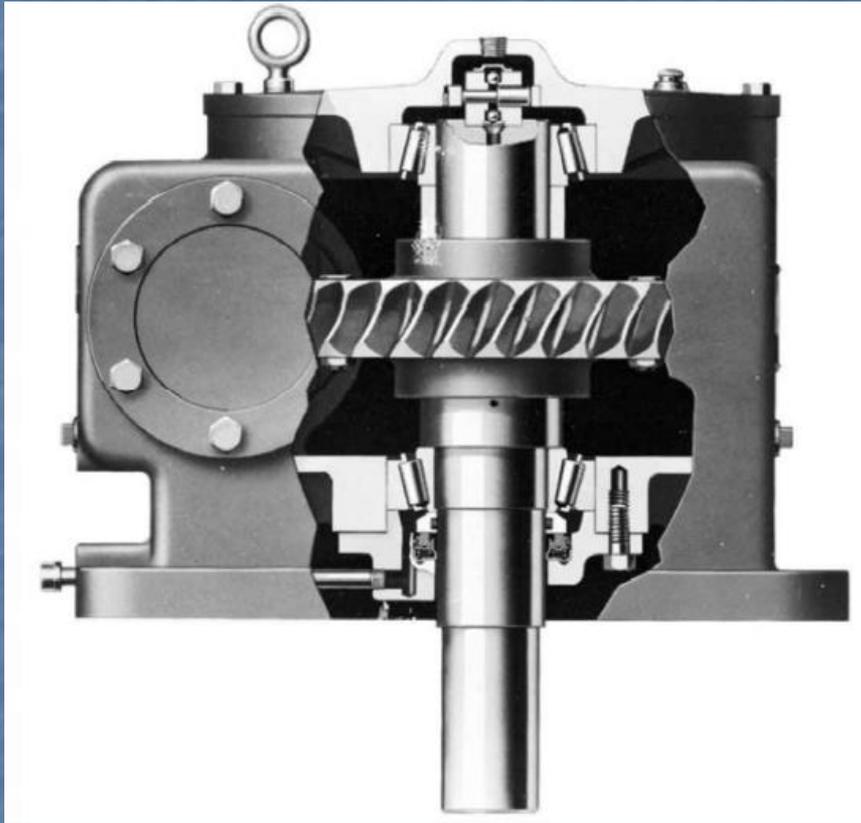
d

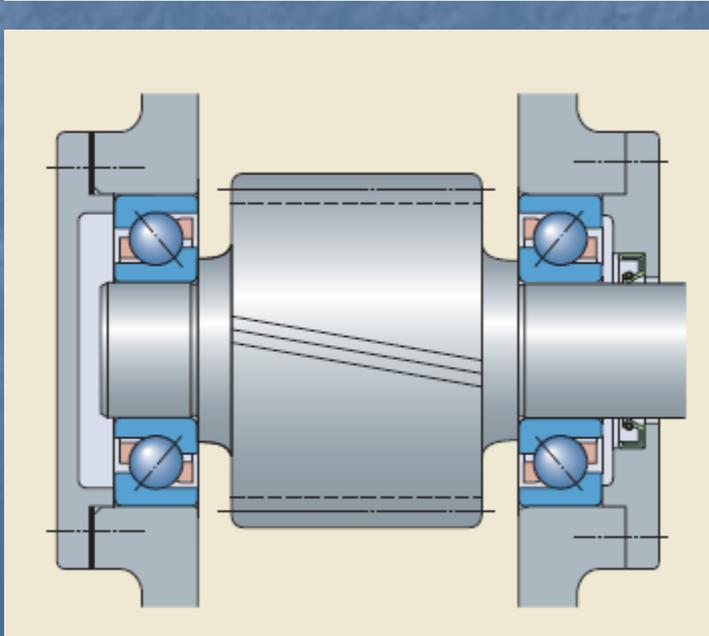
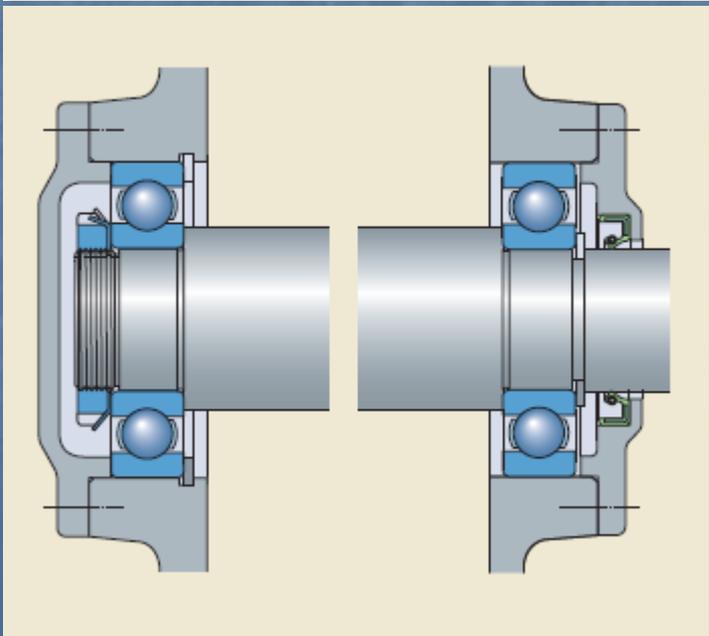
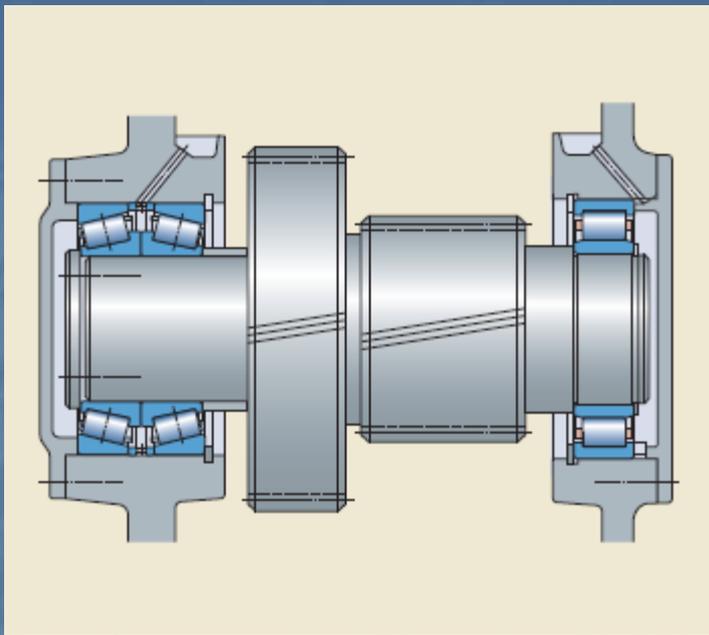
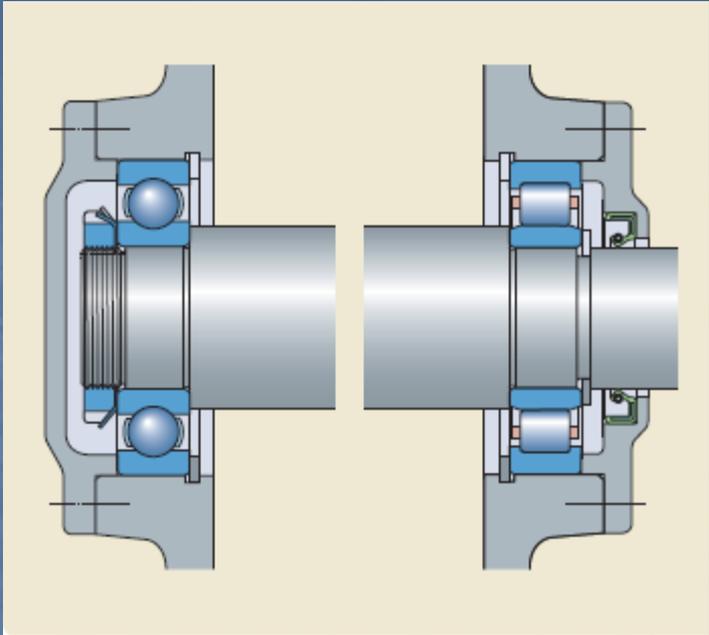
Fonte: Shigley

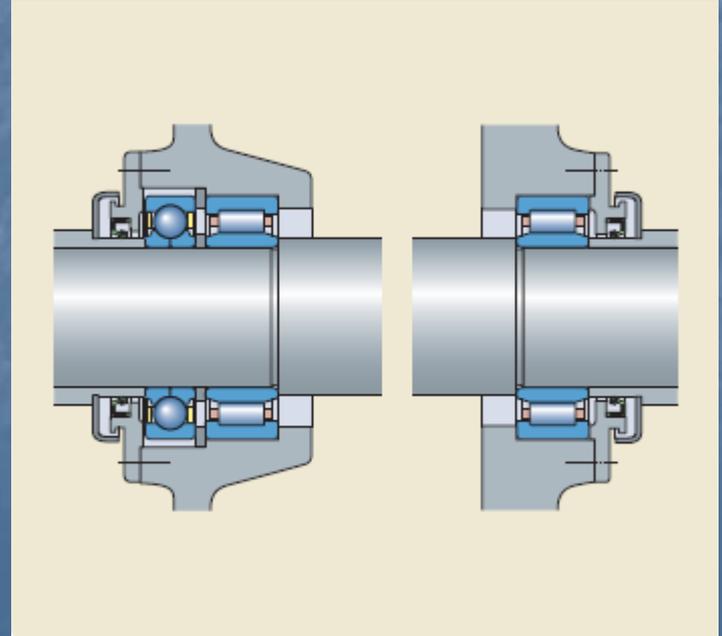
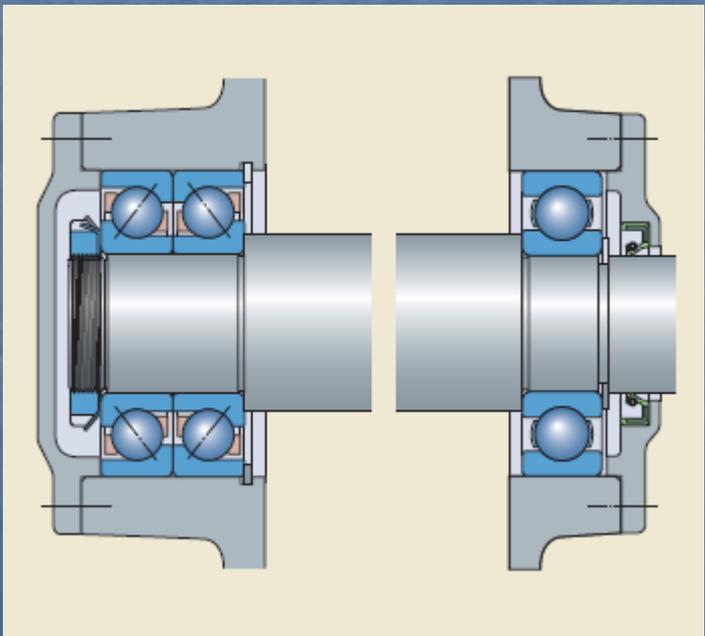
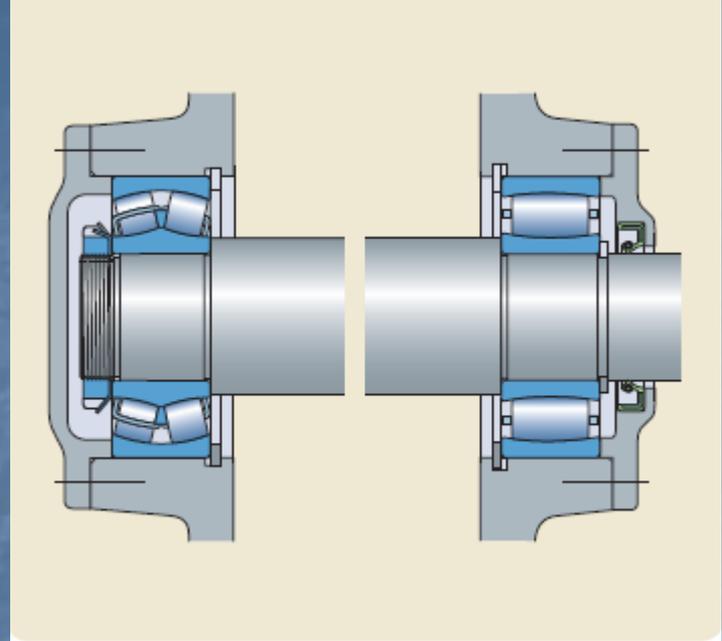
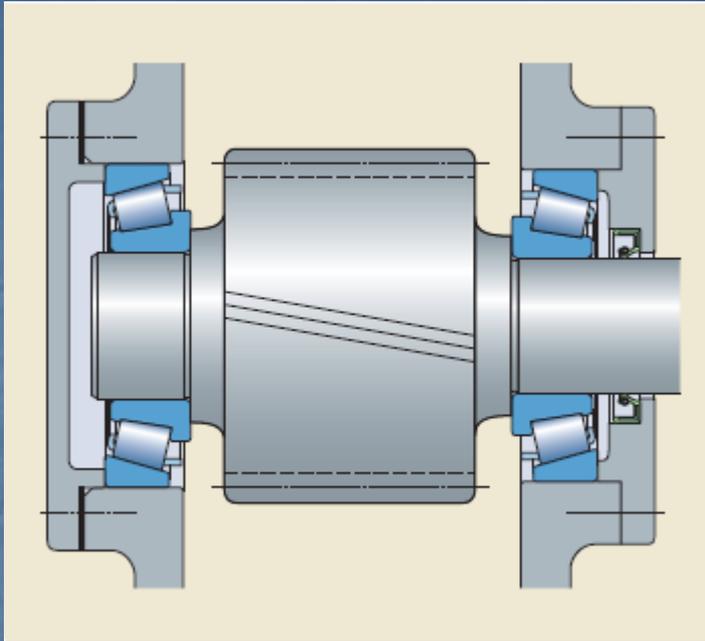
Soluções para diâmetros grandes e cargas pesadas

# Configurações de montagem

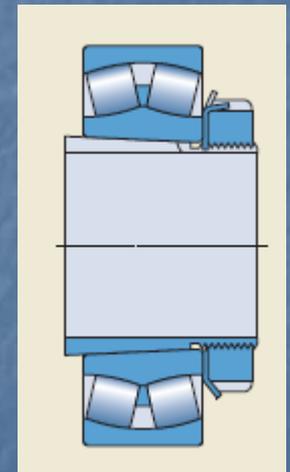
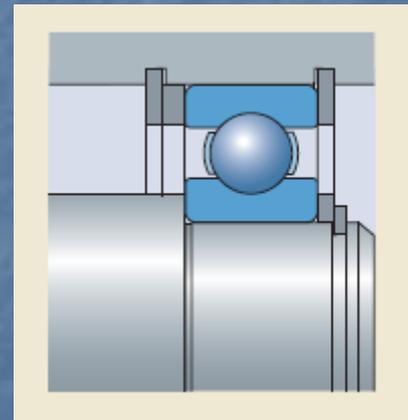
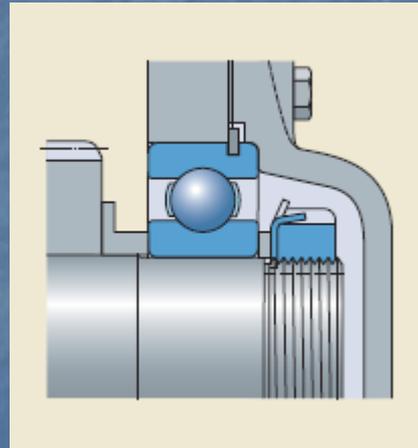
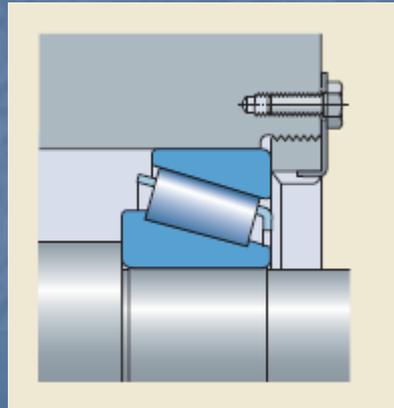
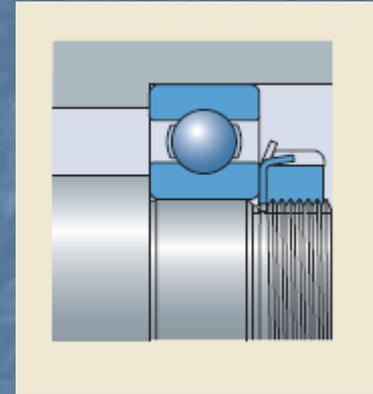
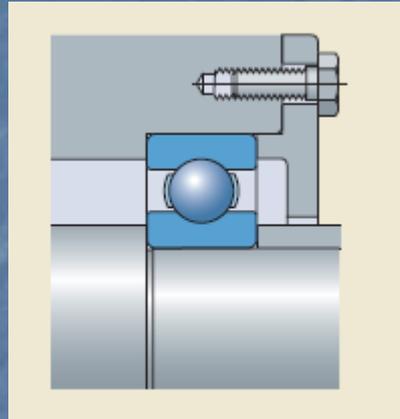
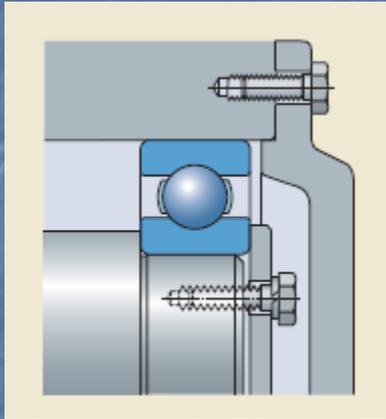








# Fixação de rolamentos em eixos



## b) Fabricação

- Facear e abrir furo de centro
- Tornear face e longitudinal

{ tornos universais  
tornos copiadores  
tornos CNC

[https://youtu.be/FQ\\_2YYdwMn4](https://youtu.be/FQ_2YYdwMn4)

<https://youtu.be/bezSrUgTjOA>

[https://youtu.be/g-F\\_USWjLVI](https://youtu.be/g-F_USWjLVI)

<https://youtu.be/T8dEeewMApQ>

- Tratamento térmico: temperar, revenir
- Acabamento

Assento de mancais

retífica

$R_a = 0,32 \sim 2,5 \mu m$

Assento de engrenagens e polias

torneamento

Superfícies acessórias

torneamento

## c) Materiais para construção de eixos

Matéria prima: {

- forjados
- laminados
- trefilados
- fundidos

Produção grande

<https://youtu.be/EF71wbL1-sM>

[https://youtu.be/waON\\_JzFmhE](https://youtu.be/waON_JzFmhE)

barras de até Ø 75 mm

<https://youtu.be/VC2XXHDjXNM>

Produção grande, engrenagens fundidas junto

- Alta resistência
- Pequena sensibilidade a concentração de tensões

<https://youtu.be/sm5IZ9xp3YI>

- Boa usinabilidade

- Beneficiável:

{

- têmpera / revenido
- têmpera localizada: nitretação, indução ...



Tubos de aço trefilados



Barras de aço trefiladas

<https://www.youtube.com/watch?v=M0VfEFL8F10>



Barras de aço 8640 laminadas

<https://youtu.be/qkT0a1zgosY>

Aço carbonos: 1020 ~ 1050

Aços liga: Cr, Mn, Mo (86XX, 43XX)

Aço	$S_y$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$S_{ut}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
1020	260	420 ~ 500
1030	300	500 ~ 600
1040	340	700 ~ 720
1050	370	700~ 850
8620	600	800~ 1100
8640	700	1000~ 1300
4320	650	900~ 1200
4340	700	900 ~ 1050

Usa-se :  $S_{sy} = 0,577 S_y$   
 $S_{su} = 0,67 S_{ut}$

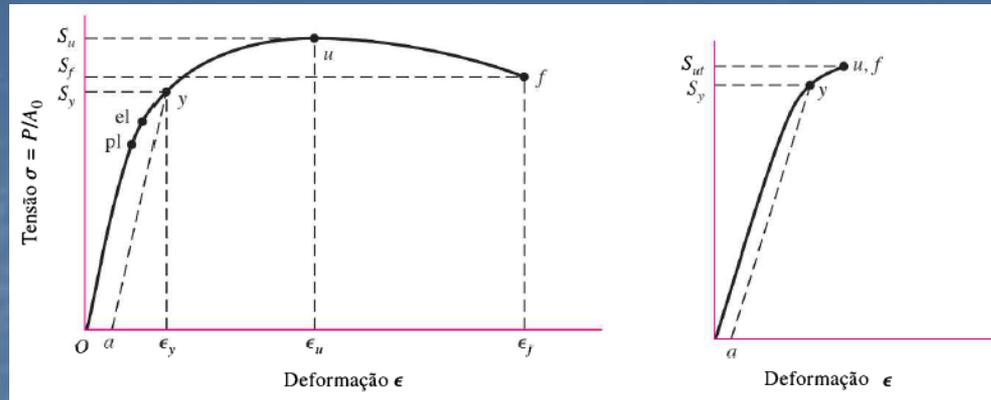
Obs.:

A fragilidade do aço (tanto aço liga como ao carbono) depende da porcentagem de carbono, e do estado (tratamento: normalizado, temperado e revenido, recozido):

Deformação verdadeira,  $\epsilon_f > 0,05$  o material é considerado dúctil

Para deformações verdadeiras e outras propriedades de alguns aços, aços tratados, aços inox e alumínio, consulte as Tabelas A-19, A-20 e A-21.

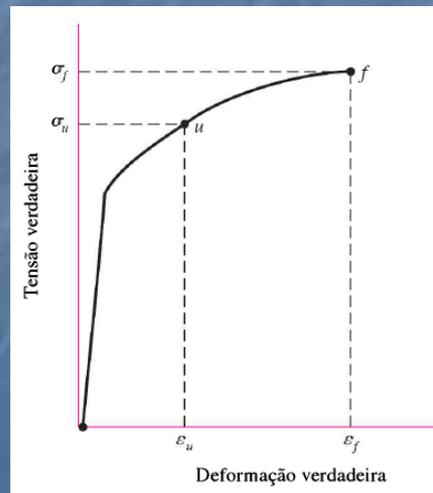
# Diagrama Tensão X Deformação



Material dúctil

Material frágil

## Deformação verdadeira



#### d) Causas de rupturas em eixos

- Fadiga
  - Cálculos ou hipóteses incorretas
- Erros de avaliação da solitação dinâmica
- Sobrecargas não previstas
- Apreciação incorreta dos pontos ou valor das concentrações de tensões
- Montagem incorreta
  - folga excessiva
  - pré-carga excessiva
  - falta de liberdade para dilatação térmica
  - montagem incorreta dos rolamentos
- Flecha de trabalho excessiva
- Falta de rigidez flexional
- Falta de rigidez torcional

# 1.3 Cálculo de eixos

- Quanto à resistência mecânica ( $S_{ut}$ ,  $S_y$  ou  $S_f$ )
- Quanto à rigidez (ou à flecha admissível)
- Quanto à velocidade crítica (frequência natural)

**Eixos comuns**



cálculo à  $\sigma_{all}$

- eixos de redutores de velocidade
- eixos de laminadores
- eixos de máquinas de elevação
- eixos de transmissão (carros / caminhões)

**Eixos de precisão**



cálculo à flecha admissível  
limitante é deflexão

$$\delta \leq \delta_{all}$$

- eixos-árvores de máquinas ferramentas
- aparelhos de metrologia

**Eixos de alta  
rotação**



um dos critérios anteriores  
+  
velocidade crítica

$$\omega \leq \omega_{crít}$$

- eixos árvores de retificadoras internas 50 000 [rpm]
- eixos centrifugadores 30 000 [rpm]
- giroscópios 20 000 [rpm]

## Roteiro Geral de Projeto de Eixos

### 1 – Cálculos de pré-dimensionamento (estático)

- simplificações → ∅

### 2 – Desenho preliminar

- localização de seções críticas

### 3 – Cálculos de verificação

- resistência mecânica
- rigidez
- velocidade crítica

### 4 – Desenho final

OBS.: O roteiro e a maioria dos cálculos de verificação servem para peças em geral além de eixos

# 1.4 Cálculo de eixos quanto à resistência mecânica

$$\sigma' \leq S_y/n$$

$\sigma'$	Solicitação Estática	$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$
$\sigma_{all}$		$\sigma_{all} = \frac{\textit{tensão limite}}{n}$ <p>Também usado para pré-dimensionamento</p>

# ■ Cálculo da TENSÃO ADMISSÍVEL

a) Sob solicitação estática 
$$\sigma_{all} = \frac{\textit{tensão limite}}{n}$$

solicitação estática: {

- “não fadiga”
- solicitação variável baixa ciclagem
- pré-dimensionamento

## Tensão Limite

Orientação geral: {

- material dúctil  $S_y$
- material frágil  $S_{ut}$

Outras situações possíveis para Tensão Limite (TL) {

- $S_{sy}$
- $\sigma_{flambagem}$
- $p_{esp}$  (pressão específica)
- limite de resistência ao desgaste

Determinação da Tensão Admissível deve levar em conta:

- condições de serviço
- resistência do material sob carga
- condições de segurança

## Coeficientes de segurança

$$n = a \times b \times c \times d$$

Fatores que influenciam em  $n$ :

### - Material da peça

- homogêneo
- bem especificado

### - Cargas atuantes

- constante ou variável
- modo de aplicação suave e bem distribuída
- valor bem conhecido
- Sobrecarga

### - Perigos de falha

- danos à propriedade
- danos à vida

### - Classe de máquinas

## Fatores

### a – garante que a peça trabalhe no regime elástico

$$a = \frac{\text{tensão limite}}{\text{limite elástico}}$$

limite elástico { material dúctil:  $S_y$   
material frágil:  $S_p$  (proporcional – estimado em  $\epsilon = 0.002$ )

Valor típico :  $\alpha = 1,5$  a  $2,0$

$\alpha = 1,0$  Se a *tensão limite* for  $S_y$

### b – fator do tipo de carga

Carga constante:  $b = 1.0$

Variável sem reversão:  $b = 1.5 \sim 2.0$

Variável com reversão:  $b = 2.0 \sim 3.0$

### c – fator do tipo de aplicação de carga

carga aplicada gradualmente:  $c = 1.0$

com choque { normal:  $c = 2.0$   
pesado:  $c = 3.0$   
violento:  $c = 5.0$

### d – fator geral de segurança

Depende da análise conjunta de todos fatores que influenciam em S

Orientação geral: { material dúctil:  $d = 1.5 \sim 2.0$   
material frágil:  $d = 2.0 \sim 3.0$

# 1.5 Cálculo de eixos quanto à fadiga

$\sigma'$	Solicitação Estática	$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma'_a = \sqrt{(K_f\sigma_a)^2 + 3(K_{fs}\tau_a)^2} \quad \sigma'_m = \sqrt{(K_f\sigma_m)^2 + 3(K_{fs}\tau_m)^2}$ <p>(flexão e torção)</p>
$\sigma_{all}$	Solicitação Estática	$\sigma_{all} = \frac{\text{tensão limite}}{n}$ <p>Também usado para pré-dimensionamento</p>
	Solicitação Dinâmica	$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$ $\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$

# ■ Estimativa do fator de concentração de tensão

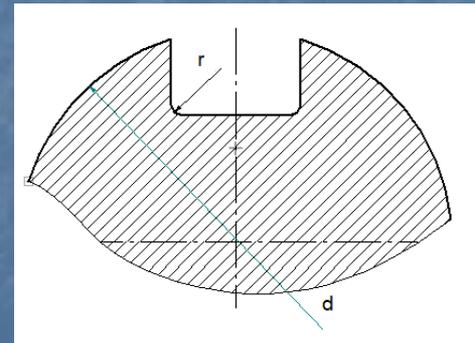
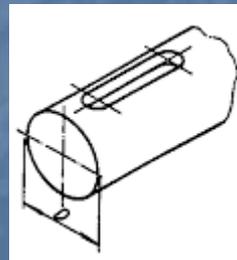
**Tabela 7-1**

Estimativas da primeira iteração para fatores de concentração de tensão  $K_t$ .

Aviso: Estes fatores são somente estimativos para uso quando as dimensões reais ainda não estiverem determinadas. Não os utilize quando as dimensões reais estiverem disponíveis.

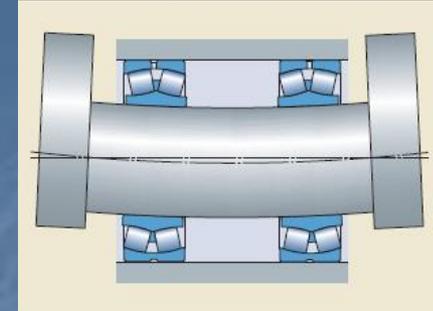
	Flexional	Torcional	Axial
Filete de ressalto – pontudo ( $r/d = 0,02$ )	2,7	2,2	3,0
Filete de ressalto – bem arredondado ( $r/d = 0,1$ )	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ( $r/d = 0,02$ )	2,14	3,0	–
Assento de chaveta formato corredor de trenó	1,7	–	–
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Valores ausentes na tabela não estão disponíveis facilmente.



$$\frac{r}{d} = 0,02$$

# 1.5 Cálculo de eixos quanto à deflexão



Aplicação	Flecha admissível ( $f_{adm}$ )	Ângulo de inclinação $\beta$ [rad]
Eixos de máquinas ferramentas com engrenagens	0.1 m	-
Motores assíncronos	0.1 $\delta$	-
Construções mecânicas em geral	0.0002 L	-
Eixos apoiados em mancais hidrodinâmicos ou de lubrificação mista	-	0.001
Eixos apoiados em mancais de rolamento radial fixo de esferas	-	0.008
Eixos apoiados em mancais autocompensadores	-	0.05

- m = módulo da engrenagem (mm)
- $\delta$  = entreferro do motor elétrico (mm)
- L = distância entre apoios do eixo (mm)

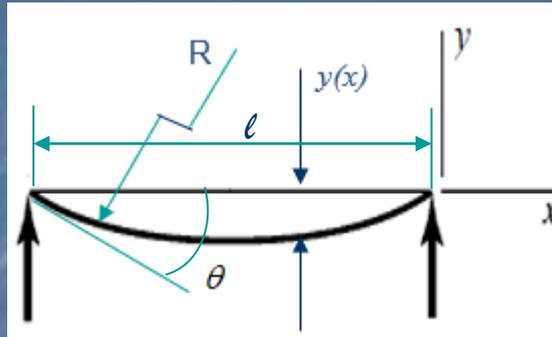
# ■ Inclinações e deflexões indicativas segundo Tab. 7.2 Shigley

Inclinações	
Rolo cônico	0,0005–0,0012 rad
Rolo cilíndrico	0,0008–0,0012 rad
Esfera de sulco profundo	0,001–0,003 rad
Esfera	0,026–0,052 rad
Esfera autoalinhante	0,026–0,052 rad
Engrenagem reta sem coroa	< 0,00050 rad

Deflexões	
Engrenagens retas com $P < 4$ dentes/cm	0,25 mm
Engrenagens retas com $5 < P < 8$	0,125 mm
Engrenagens retas com $9 < P < 20$	0,075 mm

Determinação da LINHA ELÁSTICA e FLEXA ( $y = \delta$ )



Da teoria da flexão:

$$\frac{1}{R} = \frac{M}{EI}$$

$$\frac{dM}{dx} = Q$$

$$\frac{dQ}{dx} = q$$

$Q$  = força cortante

$q$  = carga distribuída

$M$  = momento fletor

$I$  = momento de área

$E$  = módulo de elasticidade



$$\theta = \frac{dy}{dx}$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{1}{R} = \frac{d^2y}{dx^2}$$

$$\frac{Q}{EI} = \frac{1}{EI} \frac{dM}{dx} = \frac{d^3y}{dx^3}$$

$$\frac{q}{EI} = \frac{1}{EI} \frac{dQ}{dx} = \frac{d^4y}{dx^4}$$

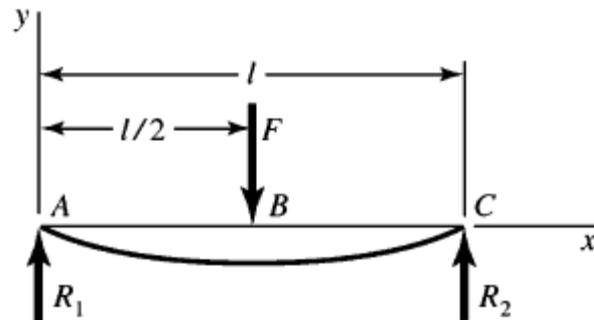
Partindo de  $M$ :

$$\theta = \frac{dy}{dx} = \int_0^l \frac{M dx}{EI} = \frac{1}{EI} \int_0^l M dx$$

Para a determinação da LINHA ELÁSTICA e FLEXA ( $y = \delta$ ) veja TABELA A – 9 (SHIGLEY)

Por exemplo, para um eixo apoiado em rolamentos com carga central

### Apoios simples – carga central



$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI} (4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = \frac{Fl^3}{48EI}$$

Deflexão torcional:

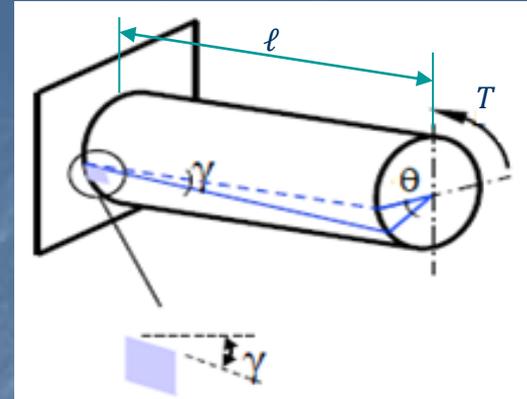
$$\left. \begin{aligned} \gamma \times \ell &= \theta \times (d/2) \\ \gamma &= \frac{\theta(d/2)}{\ell} \\ \tau &= \frac{T(d/2)}{J} = G\gamma \end{aligned} \right\} \theta = \frac{T\ell}{GJ}$$

$\ell$  = comprimento do eixo

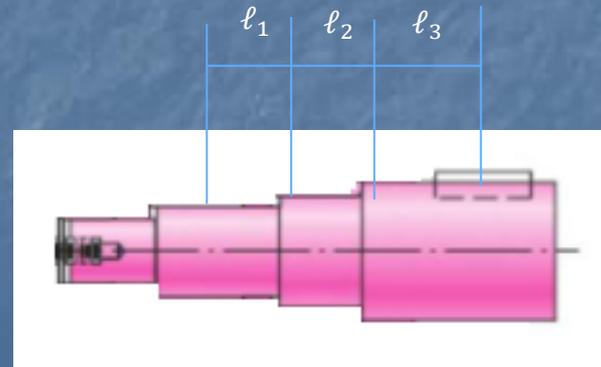
$\theta$  = ângulo de deflexão

$G$  = módulo de resistência à torção

$J$  = momento polar de área



$$\theta = \sum \frac{T_i \ell_i}{G_i J_i}$$



Se a deflexão ou a inclinação exceder o valor admissível:

$$d_{novo} = d_{velho} \left| \frac{\delta_{velho}}{\delta_{all}} \right|^{1/4}$$

$$d_{novo} = d_{velho} \left| \frac{\theta_{velho}}{\theta_{all}} \right|^{1/4}$$

Componente de cisalhamento:

$$\text{se } \frac{L}{D} < 10$$

CUIDADO! O cisalhamento devido à flexão pode ter influência perceptível podendo ser necessário ser avaliada.

# ■ Velocidade crítica

Para casos simples em que o eixo tem seção transversal circular constante

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad [\text{rad/s}]$$

$l$  = comprimento do eixo

$m$  = massa por unidade de comprimento

$A$  = área da seção transversal do eixo

$E$  = módulo de elasticidade do material do eixo

$I$  = momento de área da seção do eixo

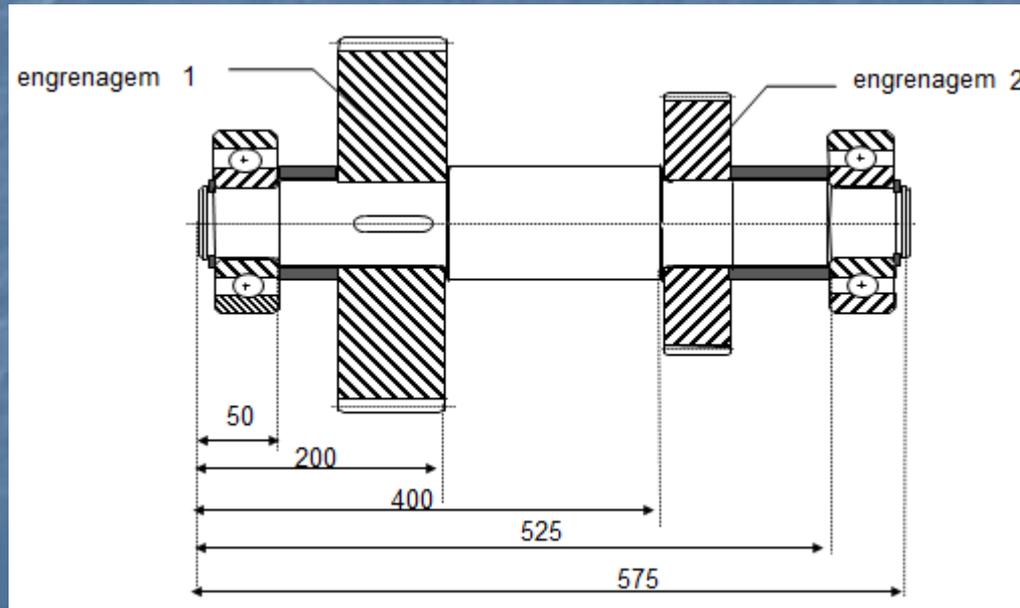
Use simulação numérica computacional para eixos com escalonamentos e detalhes.  
A velocidade crítica é calculada considerando somente a massa do próprio eixo.

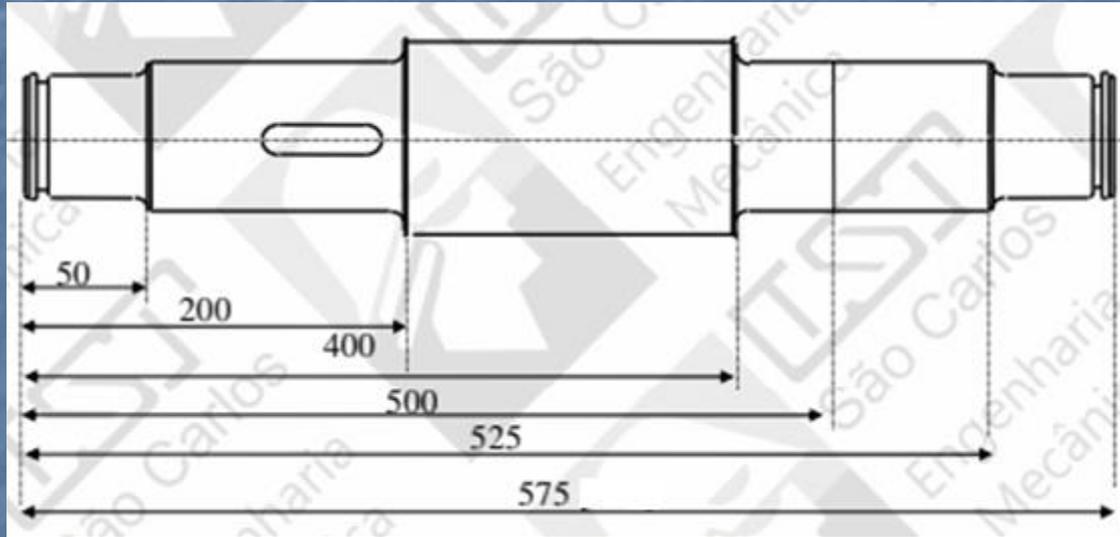
## Exemplo de cálculo de Eixos

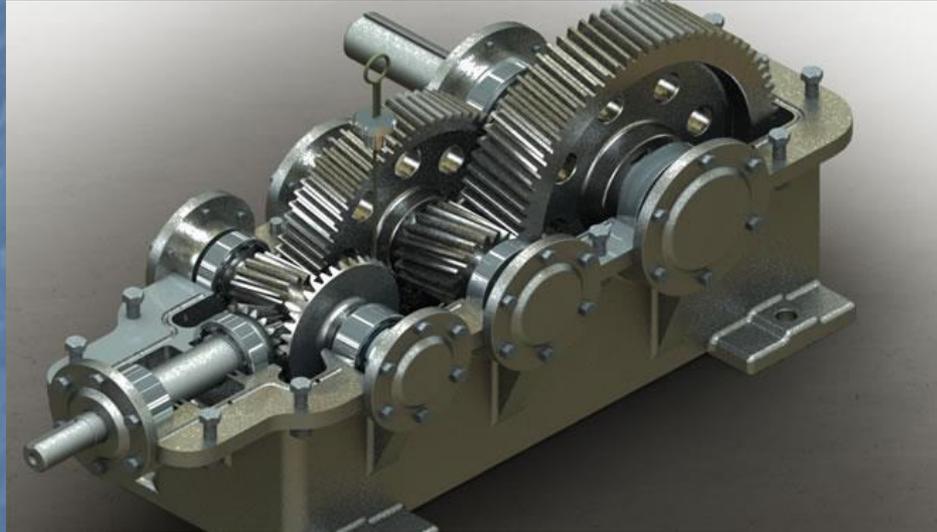
Dimensionar o eixo abaixo pertencente a um redutor utilizado em um sistema de elevação de cargas. A engrenagem 1 recebe 30 [HP] a 80 [rpm]. A engrenagem 2 é montada com interferência sobre o eixo.

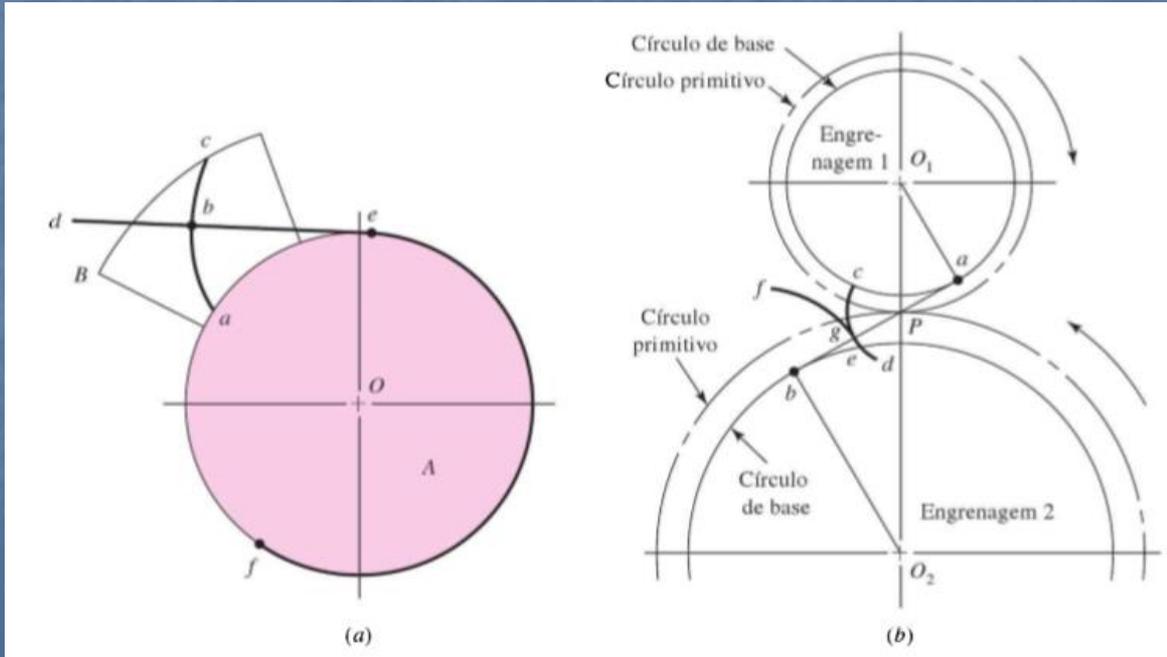
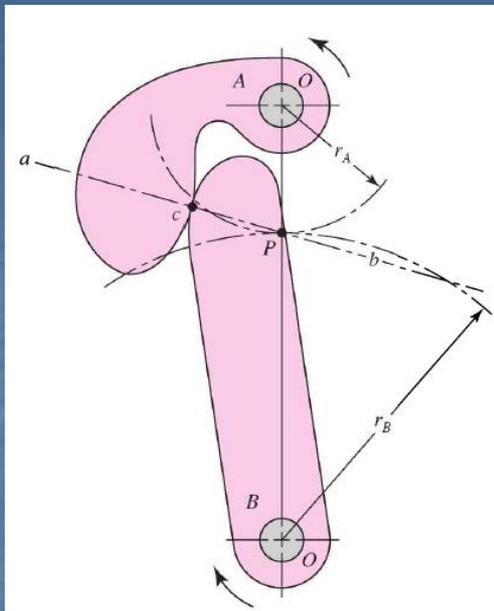
Dados: Engrenagem :	1	2
Número de dentes (retos)	57	34
Módulo [mm]	8	8
Ângulo de pressão	20°	20°
Largura [mm]	100	100

- Eixo feito de ABNT 8620, acabamento médio em torno;
- Adotar demais dados que julgar necessários.

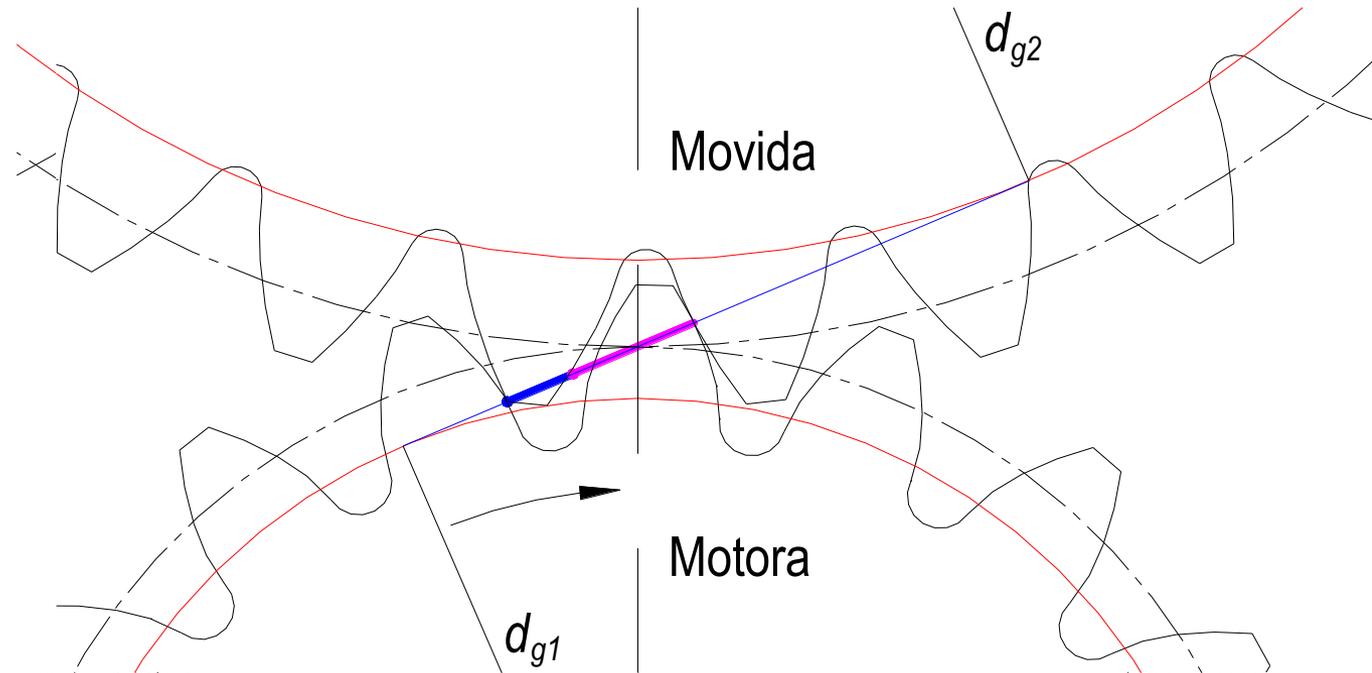






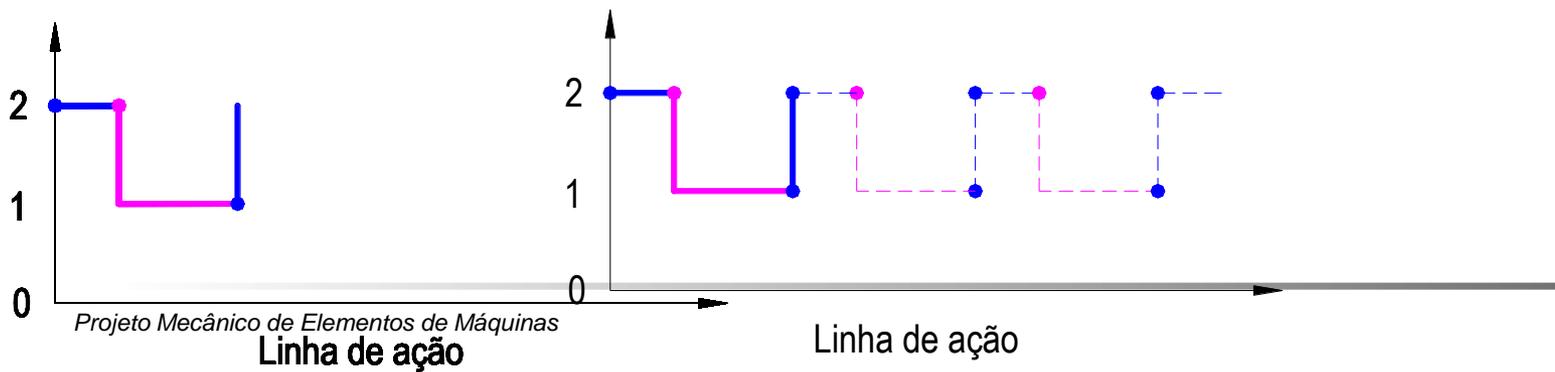


# Pares de dentes em contato

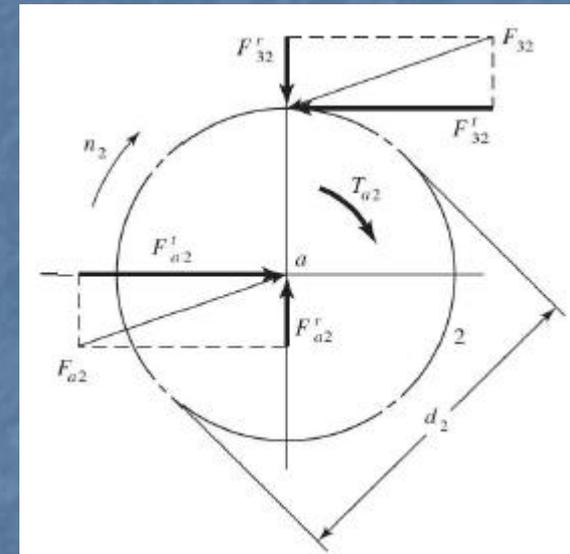
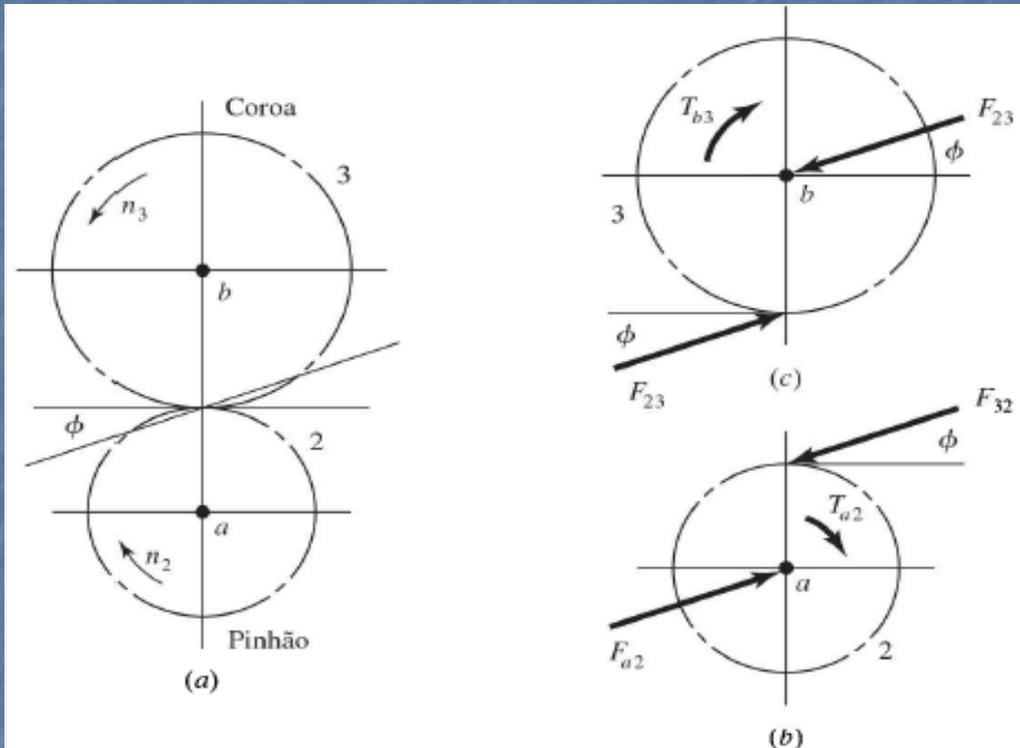


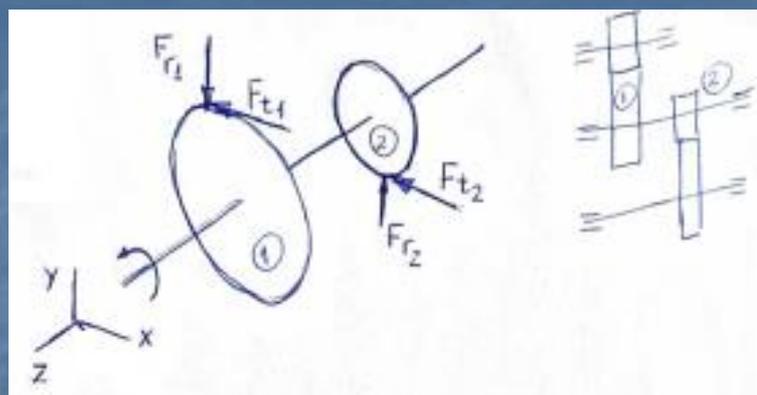
Pares de dentes em contato

Pares de dentes em contato



# Convenção de forças no engrenamento cilíndrico de dentes retos





Forças atuantes:

$$T = 716.200 \times \frac{N}{n} \text{ [kgf. mm]} \quad \text{com } N \text{ [HP]} \\ \text{e } n \text{ [rpm]}$$

$$T = 716.200 \times \frac{30}{80} = 268.575 \text{ kgf. mm} \approx 2.685,75 \\ \text{N.m}$$

$$T = F_t \frac{d_p}{2} \quad \text{onde } d_p = m \cdot z$$

$$d_{p_1} = 8 \times 57 = 456 \text{ mm}$$

$$d_{p_2} = 8 \times 34 = 272 \text{ mm}$$

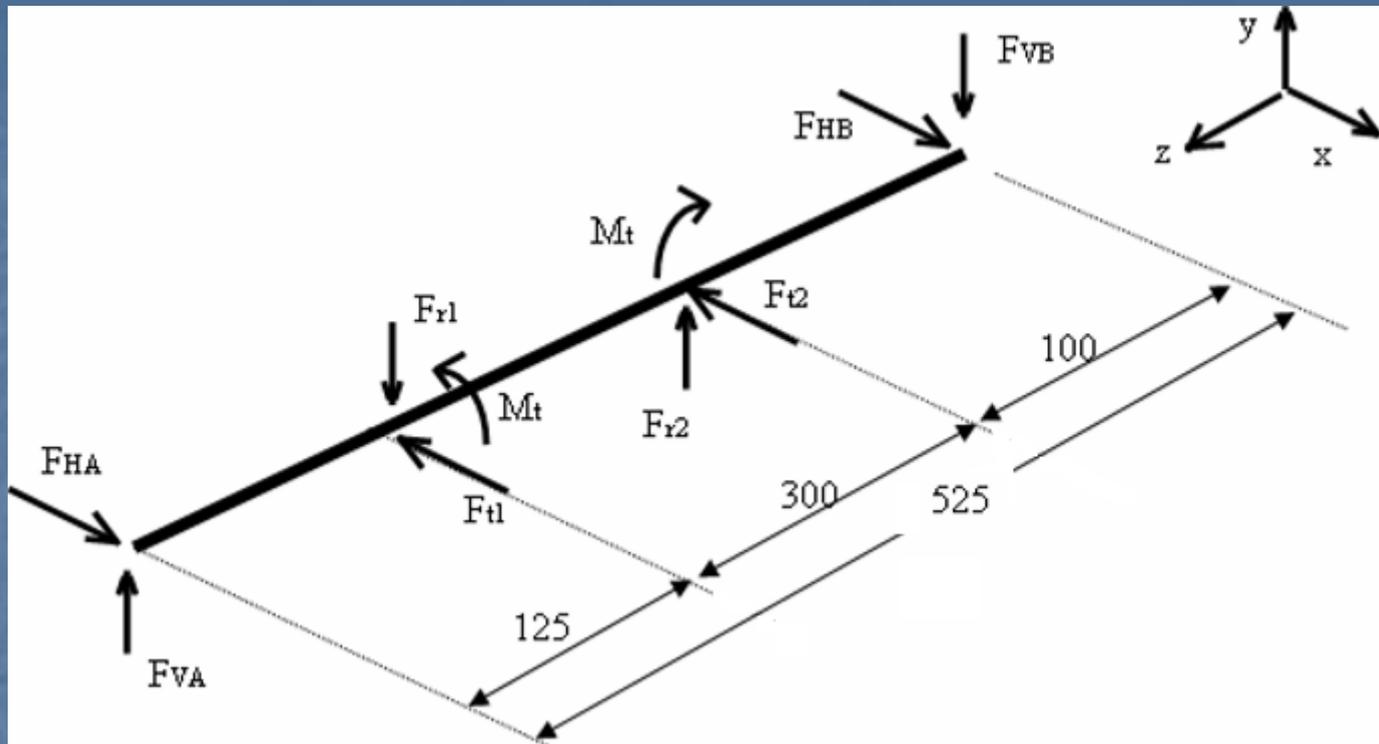
$$F_{t_1} = 2 \times 2.685,75 / 0,456 = 11.779,6 \text{ N}$$

$$F_{t_2} = 2 \times 2.685,75 / 0,272 = 19.748,2 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \theta = F_t \times \operatorname{tg} 20^\circ$$

$$F_{r_1} = 4.287,4 \text{ N}$$

$$F_{r_2} = 7.187,7 \text{ N}$$

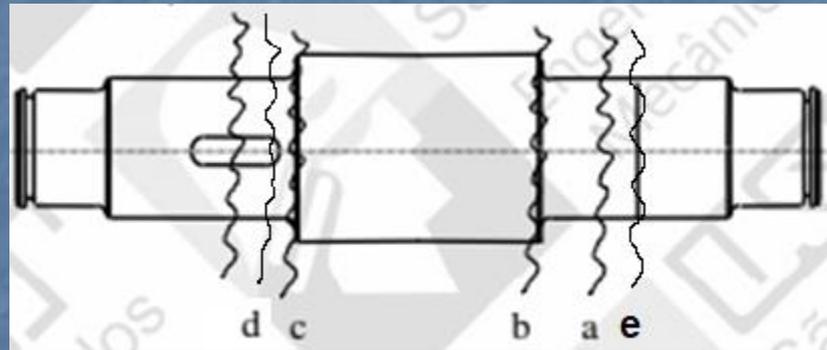


$$F_{VA} = 1897,5 \text{ N}$$

$$F_{VB} = 4.797,8 \text{ N}$$

$$F_{HA} = 14.663,6 \text{ N}$$

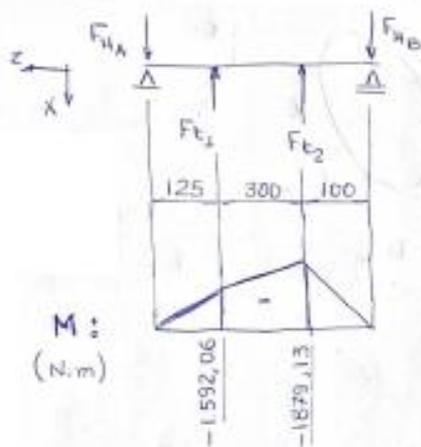
$$F_{HB} = 16.863,96 \text{ N}$$



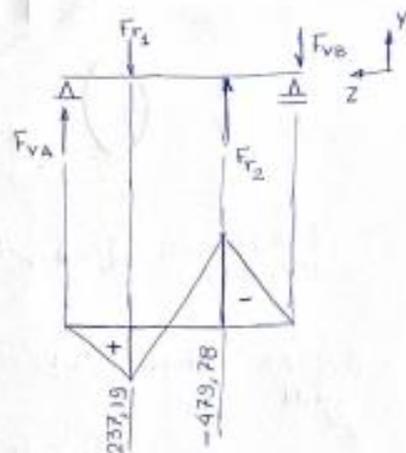
Considerando  $\frac{l}{D} > 5 \Rightarrow Q$  é desprezível

Diagramas de M e T

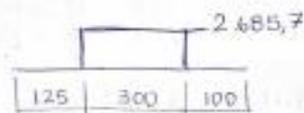
Plano horizontal



Plano vertical



T:  
(N.m)



$$M_R = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{(-1879,13)^2 + (-479,78)^2} = 1939,41 \text{ N.m}$$

Cálculo estático: px'-dimensionamento

$$\sigma_{all} = \frac{\text{tensão limite}}{n} = \frac{S_y}{a \cdot b \cdot c \cdot d} \quad (\times 20 \rightarrow \text{material dútil})$$

$$S_y = 600 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 950 \text{ MPa}$$

a = 1,0 (material dútil)

b = 2,0 (carga reversa)

c = 1,0 (carga aplicada gradualmente - embreagem)

d = 1,7 (condições gerais pouco severas: elevação de carga com segurança normal e material dútil)

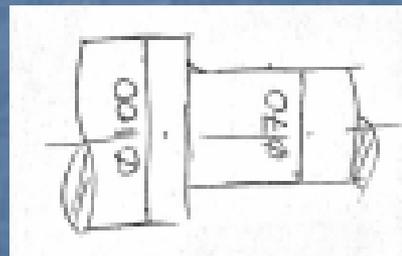
$$\sigma_{all} = \frac{600}{1,0 \times 2,0 \times 1,0 \times 1,7} = 176,5 \text{ MPa}$$

$$\bar{d} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{\sigma_{all}}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{3.028,41}{176,5 \times 10^6}} = 0,056 \text{ m}$$

$$M_{eq} = \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}$$
$$= \sqrt{1939,41^2 + \frac{3}{4} 2685,75^2} = 3.028,41 \text{ N.m}$$

$$d \approx (1,0 \text{ a } 1,3) \bar{d} \Rightarrow d = 70 \text{ mm}$$

$$\text{Assumindo } \frac{D}{d} = 1,2 \text{ a } 1,4 \text{ e } \frac{r}{d} = 0,1$$



## Verificação quanto à fadiga

Seção b:  $\frac{D}{d} = \frac{100}{70} = 1,43$      $\frac{r}{d} \approx 0,10$     ( $r > 4,0$ )

fig. 9:  $k_t = 1,65$

fig. 8:  $k_{t_s} = 1,44$

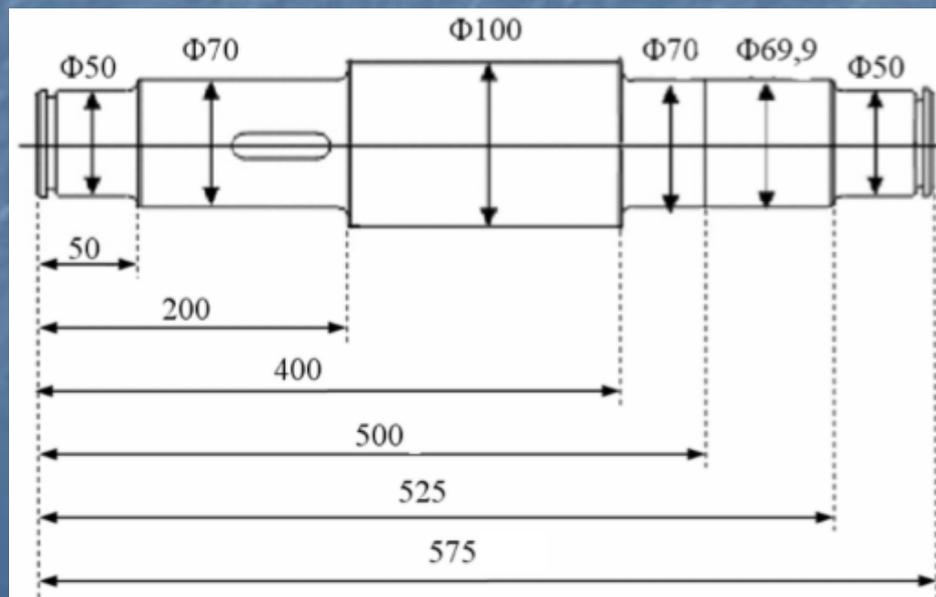
$q = 0,95$  (fig. 6-20)

$q_s = 0,97$  (fig. 6-21)

$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0,95(1,65 - 1) = 1,62$

$k_{f_s} = 1 + q_s(k_{t_s} - 1) = 1 + 0,97(1,44 - 1) = 1,43$

$S'_e = 0,5$      $S_{ut} = 0,5 \times 950 = 475 \text{ MPa}$



$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Tab. G-2 - Usina do

$$k_a = 4,51 S_{ut}^{-0,265} = 4,51 (950)^{-0,265} = 0,73$$

SI  $d \leq 254 \text{ mm}$

$$k_b = 1,51 d^{-0,157} = 1,51 (70)^{-0,157} = 0,77$$

Fluxo-torsão =  $k_c = 1,0$

Flexão  $k_d = 1,0$

$$k_e = 0,814 \text{ (confiabilidade de 99\%)}$$

$$S_e = 0,73 \times 0,77 \times 1,0 \times 1,0 \times 0,814 \times 475 = 217,34 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(k_f \sigma_a)^2 + 3(k_{fs} \tau_a)^2} \quad \sigma'_m = \sqrt{(k_f \sigma_m)^2 + 3(k_{fs} \tau_m)^2}$$

Torque constante }  $\sigma_a = 0$  e  $\tau_m = \tau$  e  $\tau_a = 0$   $\sigma'_m = 0$   
 Flexão alternante }

$$M_{V_b} = F_{V_B} \times 0,150 - F_{r_2} \times 0,05 = 360,16 \text{ N.m}$$

$$M_{H_b} = F_{H_B} \times 0,150 - F_{t_2} \times 0,05 = 1,831,3 \text{ N.m}$$

$$M_R = 1.866,38 \text{ N.m}$$

$$\sigma = \frac{M_R c}{I} = \frac{1.866,38}{3,37 \times 10^{-5}} = 55,38 \text{ MPa}$$

$$\tau = 39,84 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(1,62 \times 55,38)^2} = 89,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(1,43 \times 39,84)^2} = 98,7 \text{ MPa}$$

Goodman:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{89,7}{217,34} + \frac{98,7}{950} = 0,5166$$

$$n = 1,94$$

Seção d:  $\phi$  igual à seção b

fatores de Marin todos iguais

$$M_R = \sqrt{(-1592,06)^2 + (237,19)^2} = 1.609,63 \text{ N.m}$$

$$T \text{ é igual} \Rightarrow \sigma'_m = 98,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 47,76$$

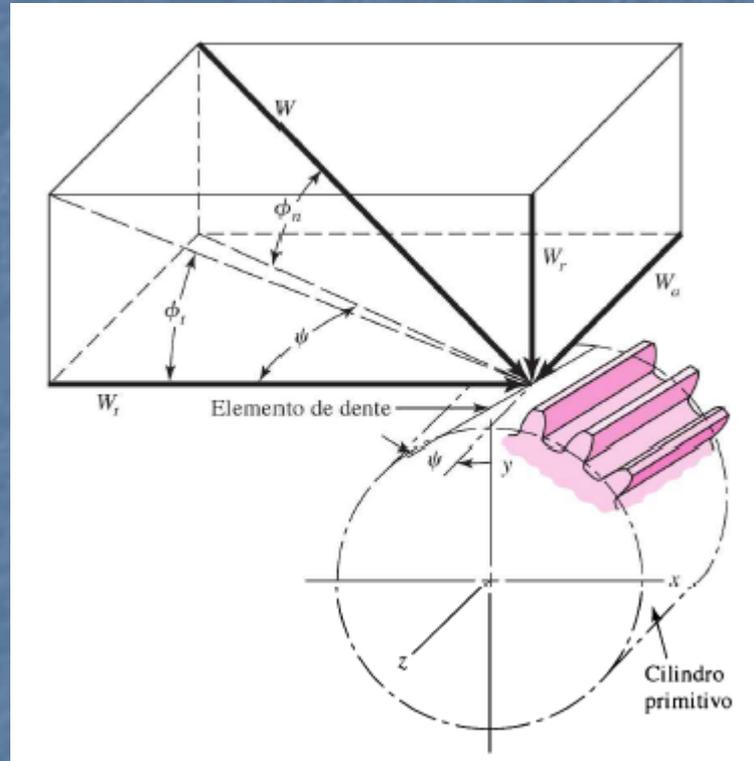
Tab. 7-1 - estimativa de  $K_f$  p/ rasgo de chaveta plana:  $K_f = 2,14$  (flexão)

$$\sigma'_a = \sqrt{(2,14 \times 47,76)^2} = 102,2 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{102,2}{217,34} + \frac{98,7}{950}$$

$$n = 1,74$$

Convenção de forças no engrenamento cilíndrico de dentes helicoidais  
 Engrenagem movida de hélice de mão direita, girando no sentido horário.



$\phi_n = \text{ângulo de pressão normal}$

$\psi = \text{ângulo de hélice}$

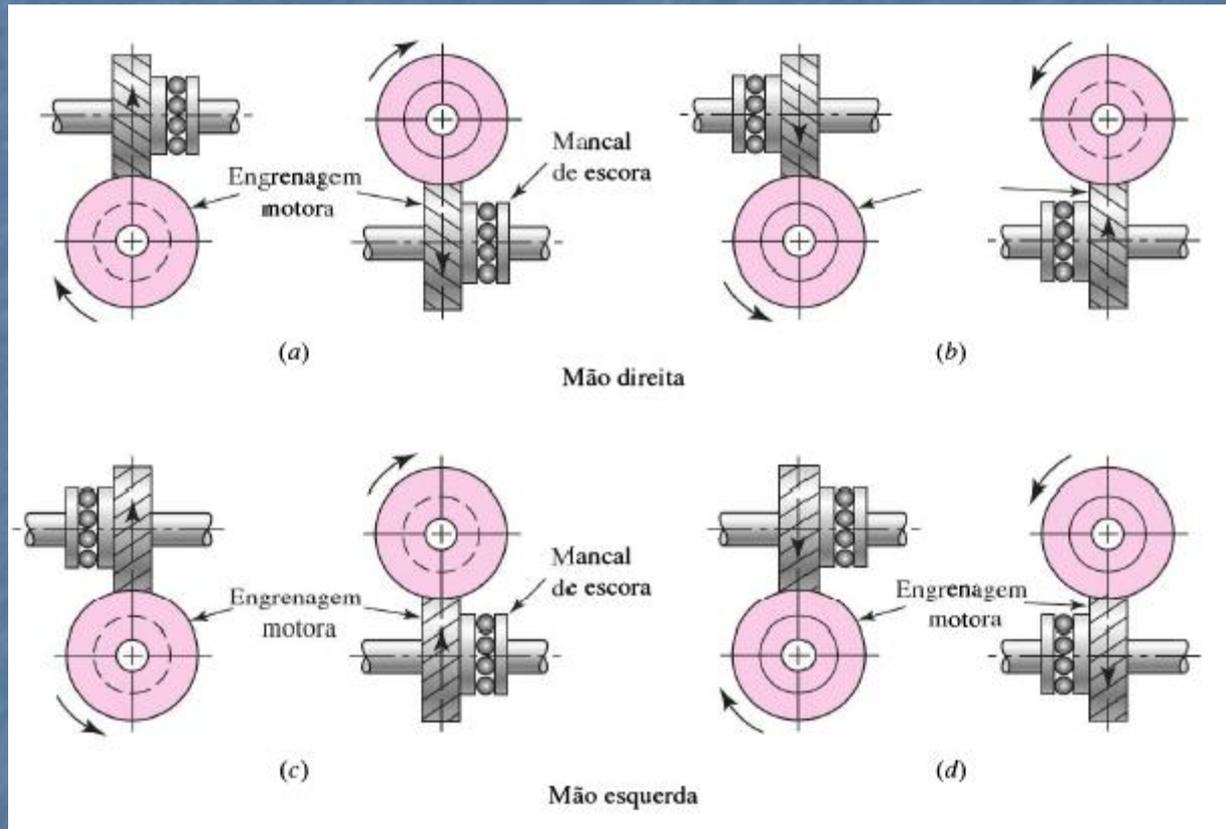
$$\phi_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \right)$$

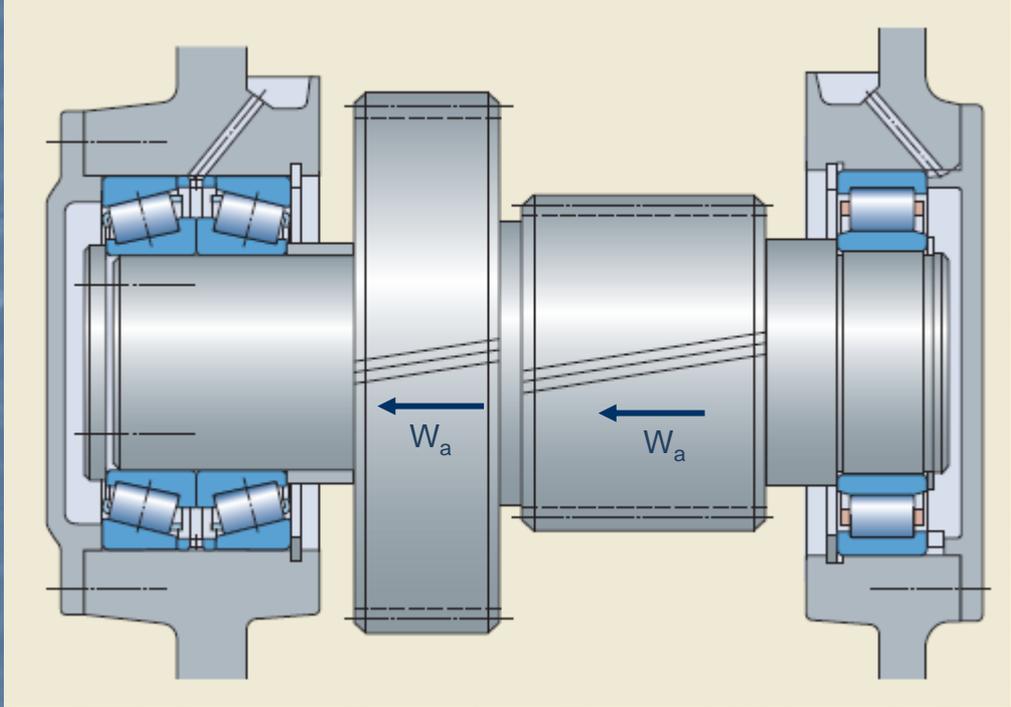
$$W_r = W \sin \phi_n$$

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \psi$$

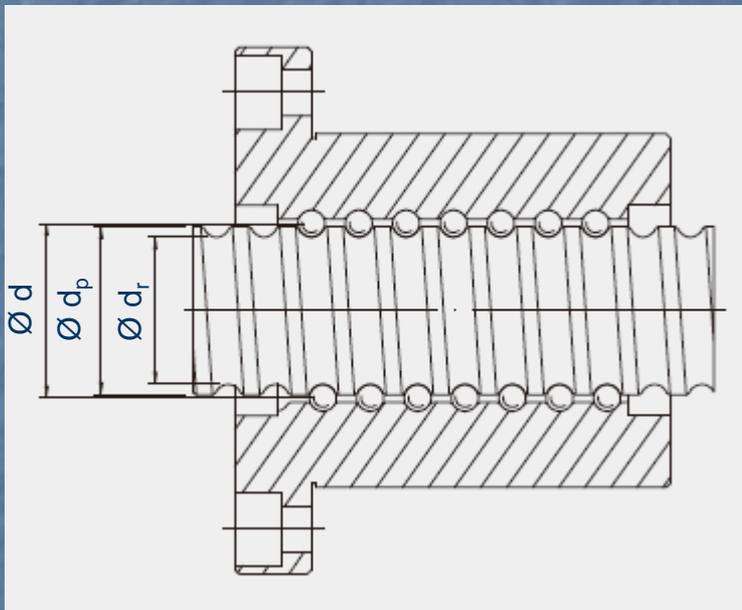
$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi$$

# Convenção de forças axiais em engrenagens cruzadas cilíndricas de dentes helicoidais e parafuso sem-fim

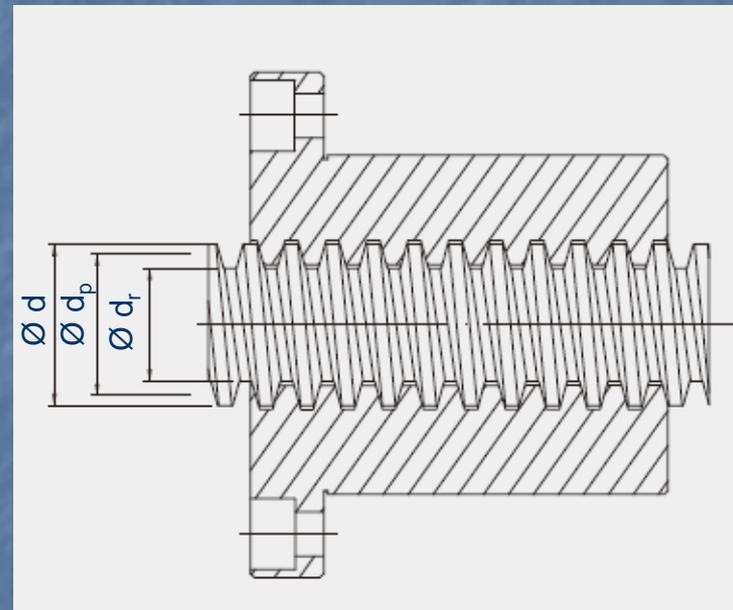




- Fuso de esferas recirculantes - *Ballscrews*

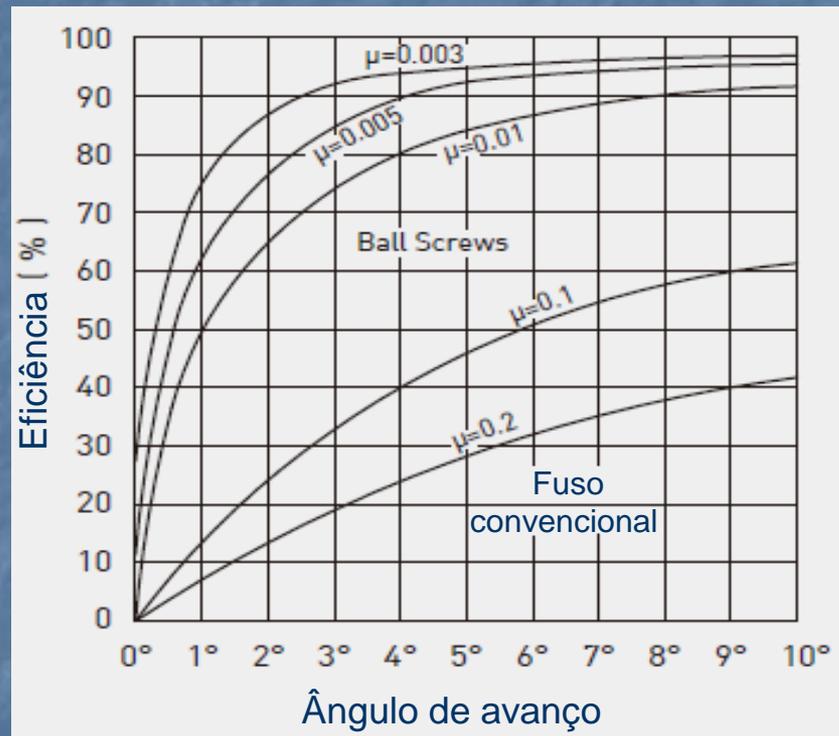


FUSO DE ESFERAS RECIRCULANTES



FUSO COM ROSCA ACME

## Eficiência e coeficiente de atrito comparado com fusos convencionais

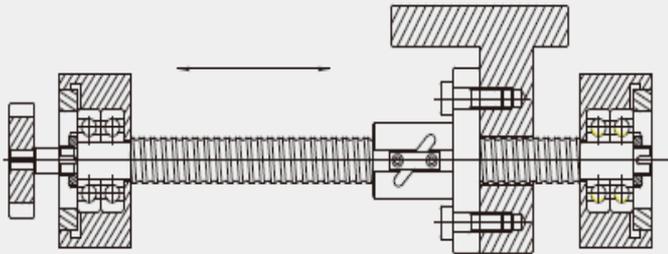


## ■ Aplicações de Fuso de esferas recirculantes - *Ballscrews*

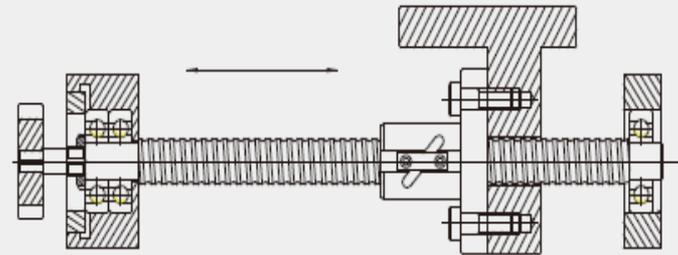
- Centros de usinagem CNC
- Tornos, fresadoras, retificadoras, mandriladoras CNC
- EDM CNC
- Máquinas de precisão
- Injetoras, trefiladoras etc.
- Robôs industriais e mesas x-y
- Máquinas de transporte
- Indústria aeronáutica: flaps, trens de pouso etc.

# ■ Fixação de Fuso de esferas recirculantes - *Ballscrews*

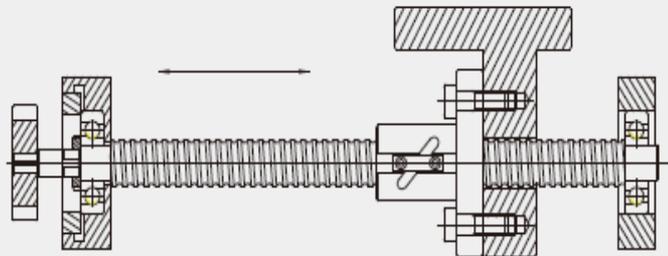
A. Fixo-Fixo



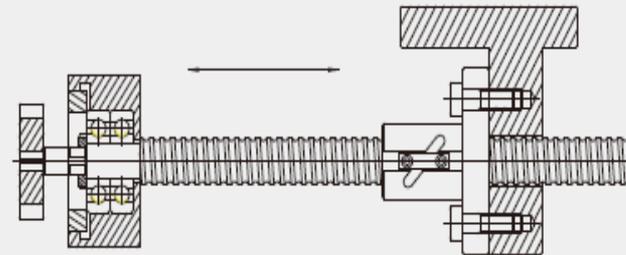
B. Fixo-Apoiado



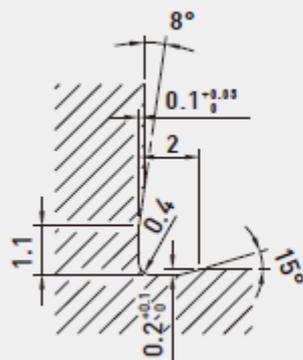
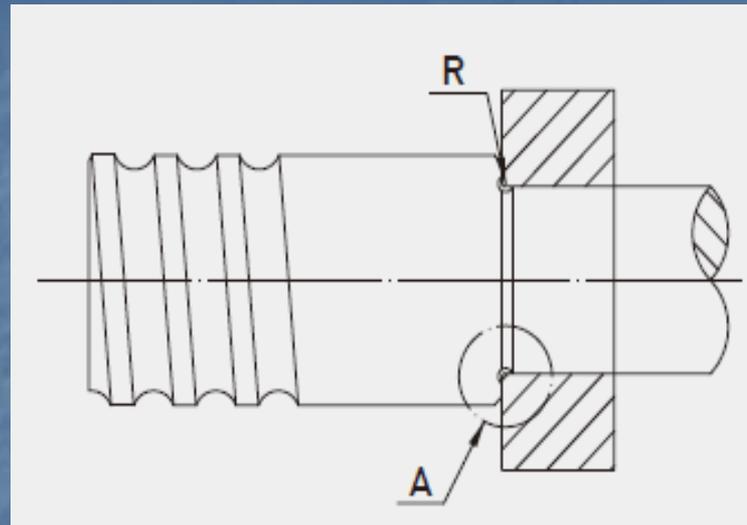
C. Apoiado-Apoiado



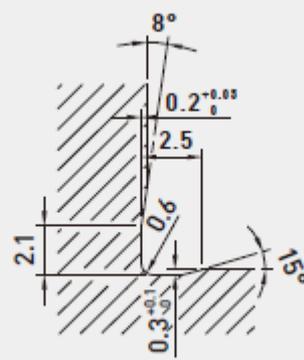
D. Fixo-Livre



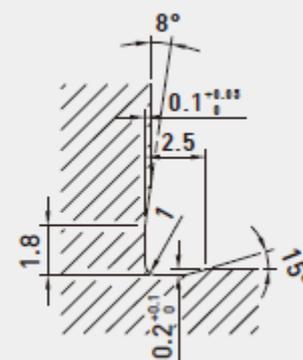
Chanfro no fuso para o encosto dos rolamentos



F0.4X0.2DIN509

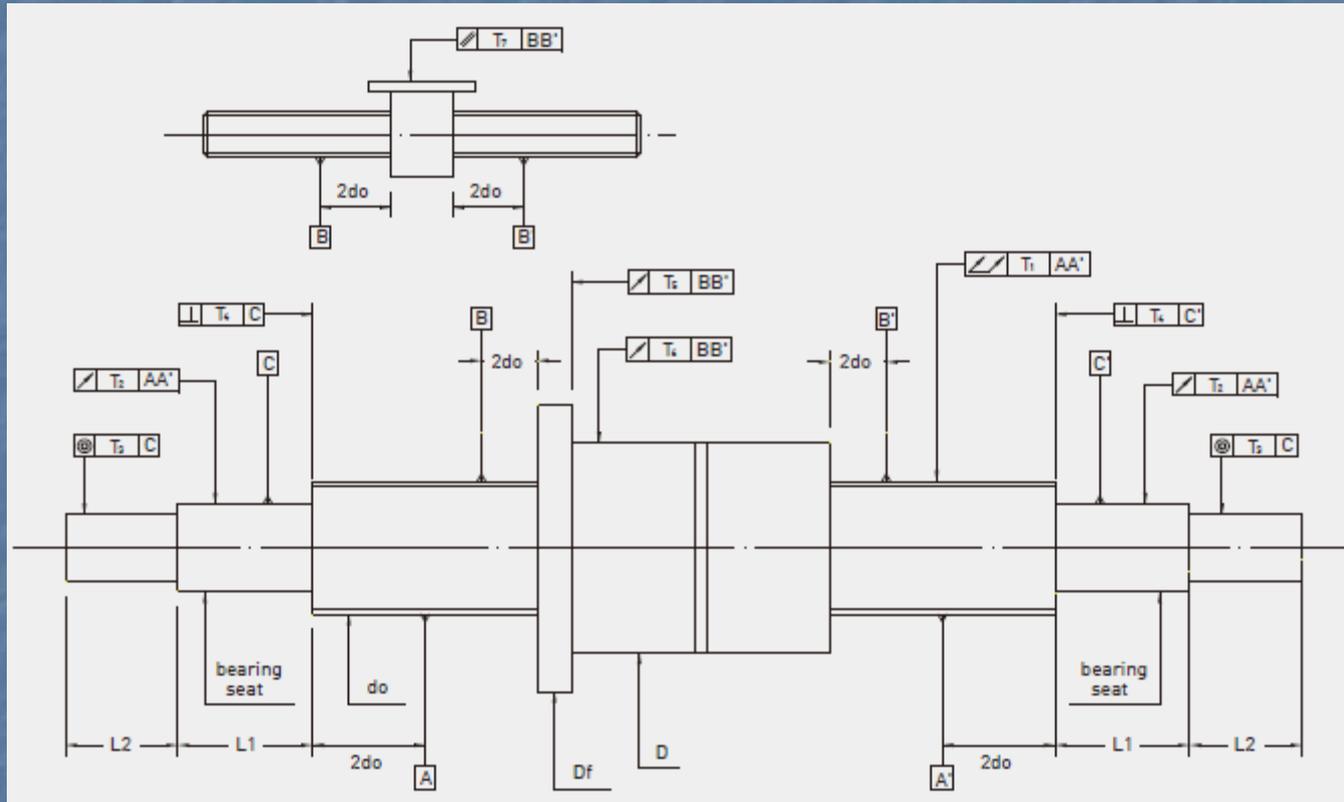


F0.6X0.3DIN509



F1X0.2DIN509

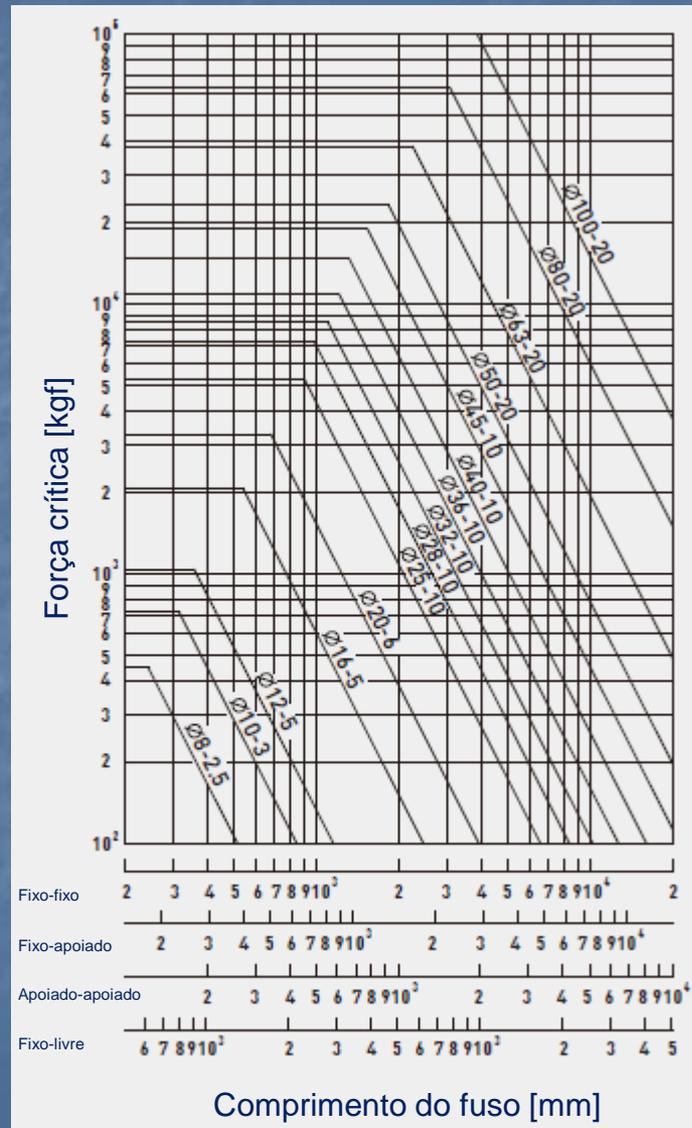
# ■ Tolerâncias geométricas para Fusos de esferas recirculantes – *Ballscrews*



Os dependem da classe de tolerância que, por sua vez, depende do tipo de máquina – consultar catálogo de fabricantes.

Ref.: Hiwin S99TE22-2009

- Força crítica (flambagem) para Fusos de esferas recirculantes - *Ball screws*



- velocidade crítica para Fusos de esferas recirculantes - *Ballscrews*

