

Exemplo de cálculo

A figura abaixo representa um eixo pertencente a um redutor de velocidades.

Todo o torque recebido pela engrenagem I é integralmente transmitido através da engrenagem II.

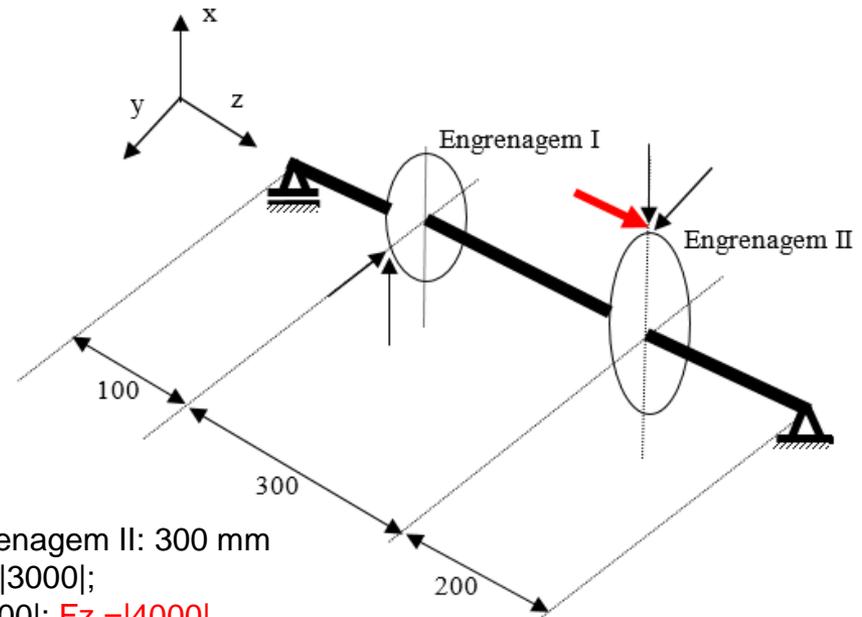
Dados:

Diâmetros primitivos (d_p) : Engrenagem I: 180 mm Engrenagem II: 300 mm

Forças atuantes na Engrenagem I (N): $F_x = |5000|$; $F_y = |3000|$;

Forças atuantes na Engrenagem II (N): $F_x = |8000|$; $F_y = |3000|$; $F_z = |4000|$

(sentidos conforme indicados na Figura)



Dados:

Diâmetros primitivos (d_p) : Engrenagem I: 180 mm Engrenagem II: 300 mm

Forças atuantes na Engrenagem I (N): $F_x = |5000|$; $F_y = |3000|$;

Forças atuantes na Engrenagem II (N): $F_x = |8000|$; $F_y = |3000|$; $F_z = |4000|$

(sentidos conforme indicados na Figura)

Considerar:

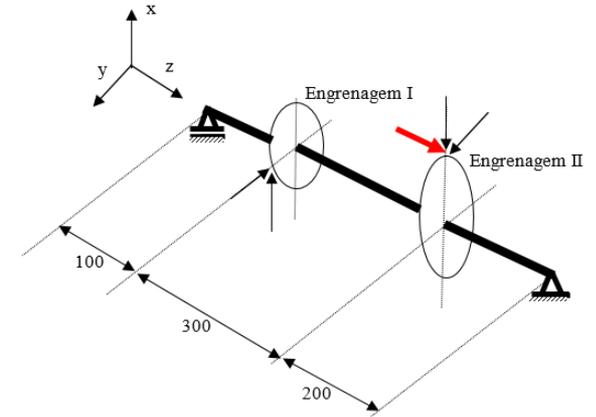
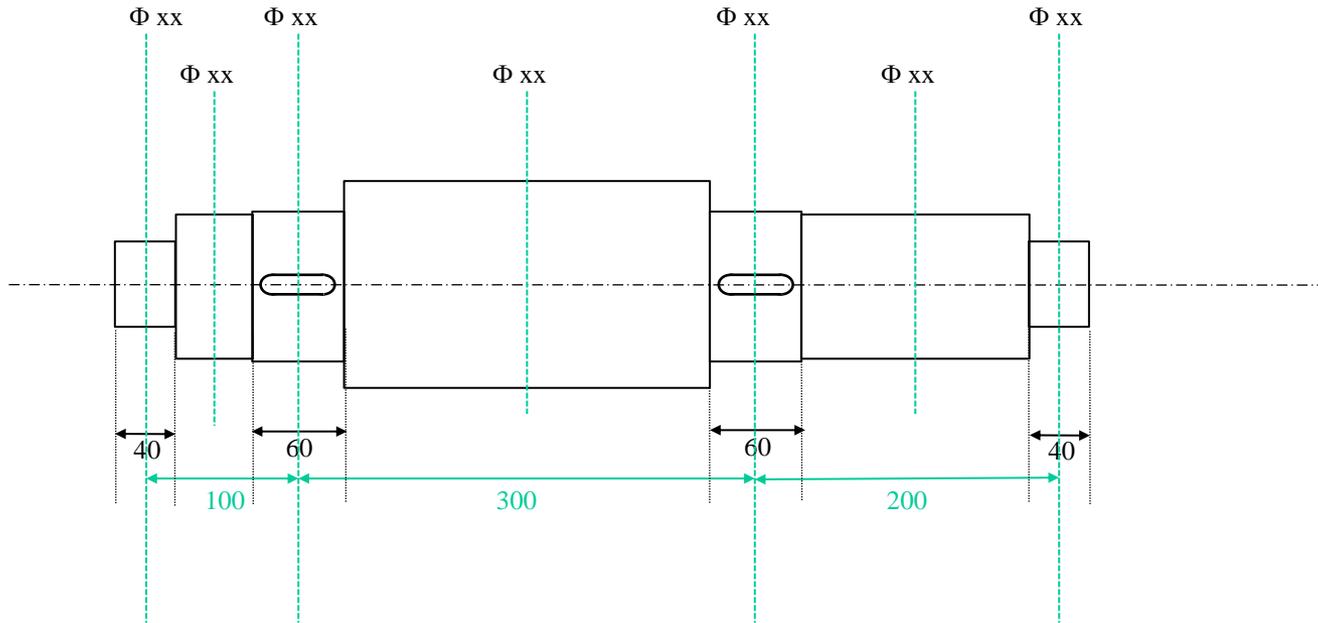
- Considerar $s = a \times b \times c \times d = 3,0$;
- Largura das engrenagens: 60 mm; mancais de rolamento: 40 mm
- Eixo feito de ABNT 1050, frágil, de muito boa procedência, temperado e revenido, com $\sigma_{rt} = 75 \text{ Kgf/mm}^2$ e $\sigma_e = 38 \text{ Kgf/mm}^2$.
- Mecanismo tem funcionamento suave, carga constante aplicada gradualmente, sem choque e sem reversão.
- Eixo com acabamento médio com ferramenta em superfícies não funcionais e retificado em superfícies funcionais.
- Considerar flexo-torção (dada a relação L/d do eixo, desprezar forças cortantes).
- Adotar raios nos escalonamentos $(r/d) = 0,1$

Resolução – método 01

$$\sigma^* \leq \sigma_{adm}$$

σ^*	Solicitação Estática	$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ $\sigma = \sigma_{max}$ $\tau = \tau_{max}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma^* = \sqrt{(\sigma \cdot \beta_{kf})^2 + H^2 \cdot (\tau \cdot \beta_{kt})^2}$ $H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}}$
σ_{adm}	Solicitação Estática	$\sigma_{adm} = \frac{\text{tensão limite}}{s}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$

Croquis inicial



Cálculos

Região mais crítica: **apoio Engrenagem II** (cálculos anteriores)

$$M_{fR} = \sqrt{M_{fx-z}^2 + M_{fy-z}^2} = \sqrt{1100^2 + 300^2} = 1140,18 \text{ N.m}$$

$$V_R = \sqrt{V_{x-z}^2 + V_{y-z}^2} = \sqrt{5500^2 + 1500^2} = 5700,88 \text{ N}$$

$$M_t = 450 \text{ N.m}$$

$$N = 4000 \text{ N}$$

Considerando Flexo-torção (cálculos anteriores): $L/D \geq 5$ 

$$M_{eq} = \sqrt{M_{fr}^2 + \frac{3}{4} \cdot M_t^2} = \sqrt{1140,18^2 + \frac{3}{4} \cdot 450^2} = 1204,95 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\text{tensão limite}}{s} = \frac{750}{3} = 250 \text{ MPa}$$

Orientação geral : $\begin{cases} \text{material dúctil: tensão limite} = \sigma_e \\ \text{material frágil: tensão limite} = \sigma_R \end{cases}$

$$\bar{d} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}}}$$

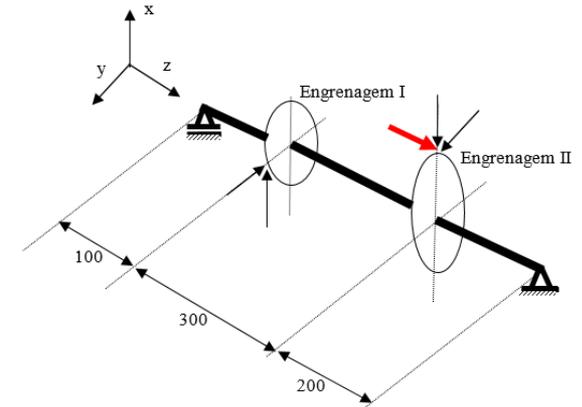
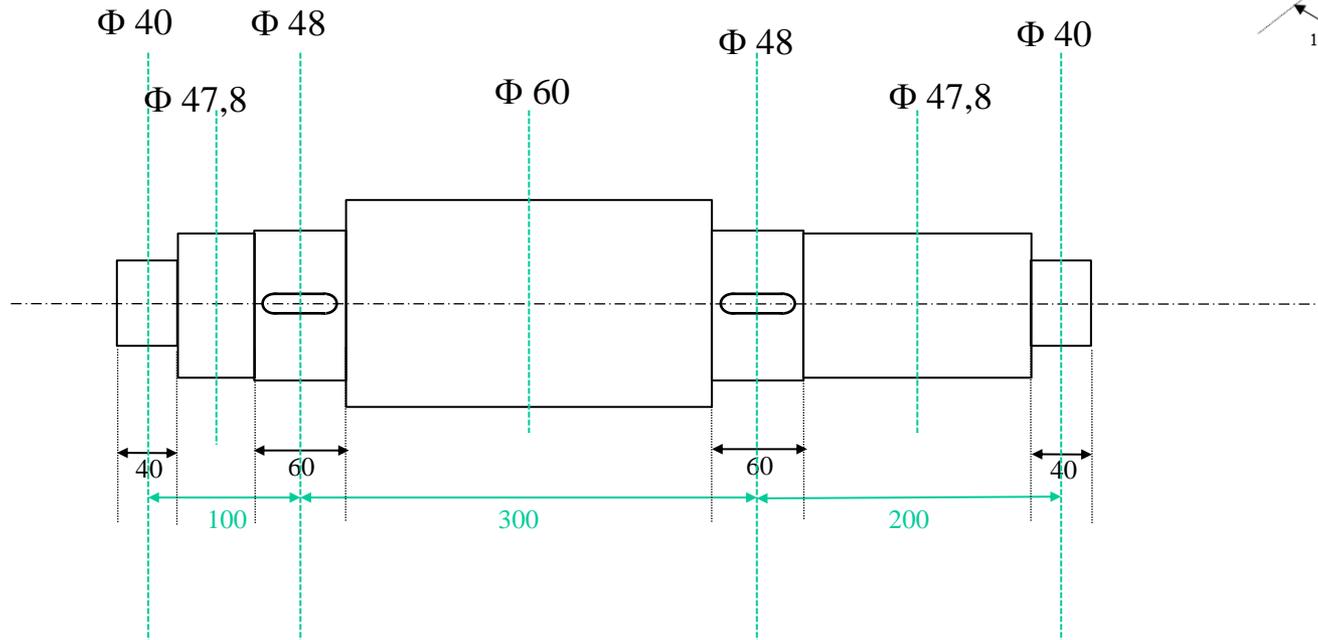
$$\bar{d} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{1204,95}{250 \cdot 10^6}} = 0,03665 \text{ m}$$

$$d = (1,1 \text{ a } 1,3) \cdot \bar{d}$$

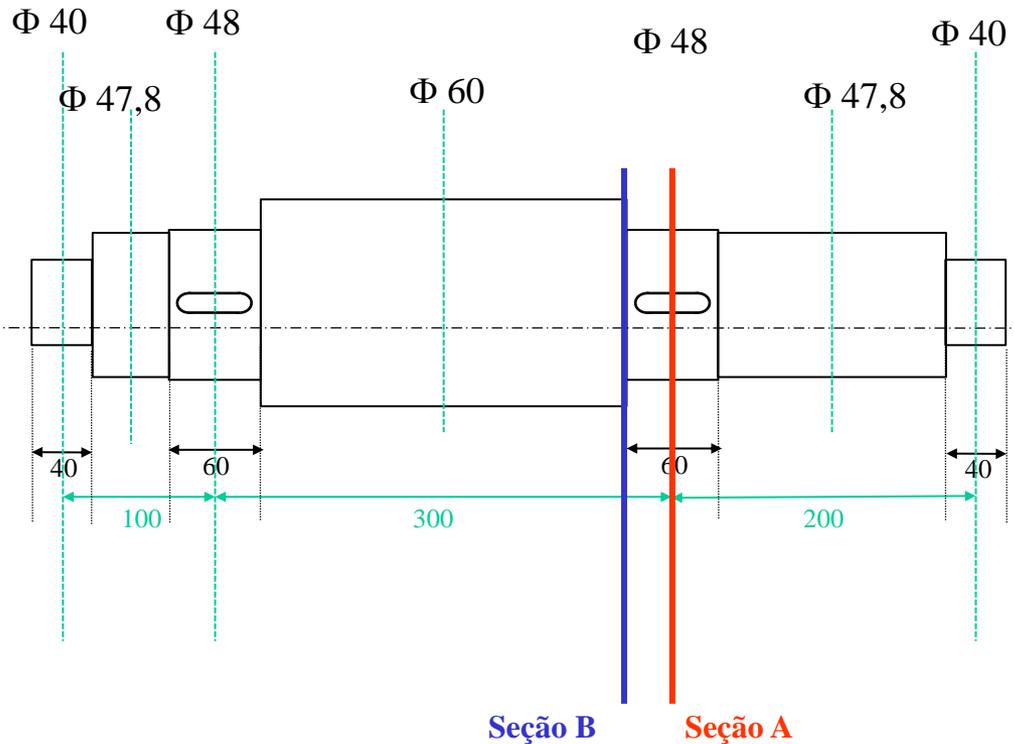
$$d = (40 \text{ a } 48) \text{ mm}$$

Adotado: $d = 48 \text{ mm}$

Atualização croquis inicial



Seções críticas à fadiga



Seção A: maiores esforços atuantes, chaveta

Seção B: altos esforços atuantes, escalonamento

Verificação da seção a

Cálculo de σ_{adm}

$$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

S_F : gráfico à fadiga (Figura 1, aula 05): $S_F = 33 \text{ Kgf/mm}^2 = 330 \text{ MPa}$

b_1 : acabamento médio = 0,88

b_2 : dimensão 48 mm = 0,85

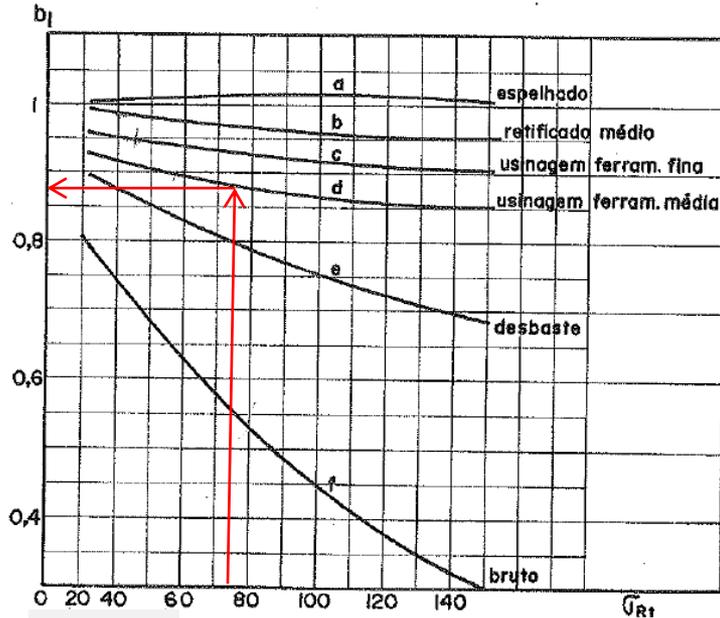


Figura 4

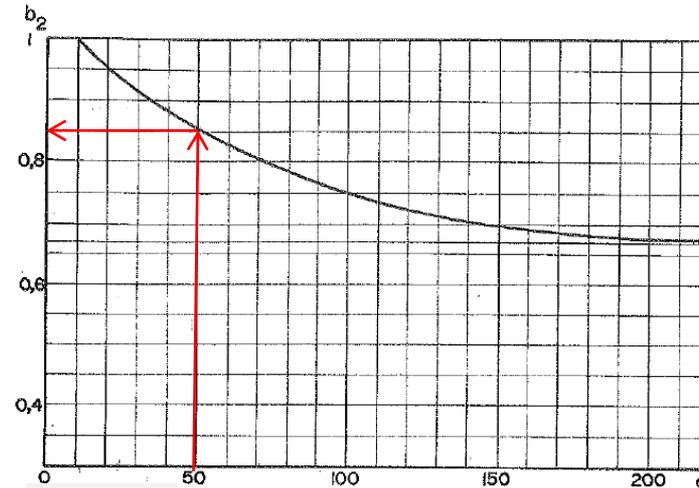


Figura 5

$b_3 = 1$ (seção circular)

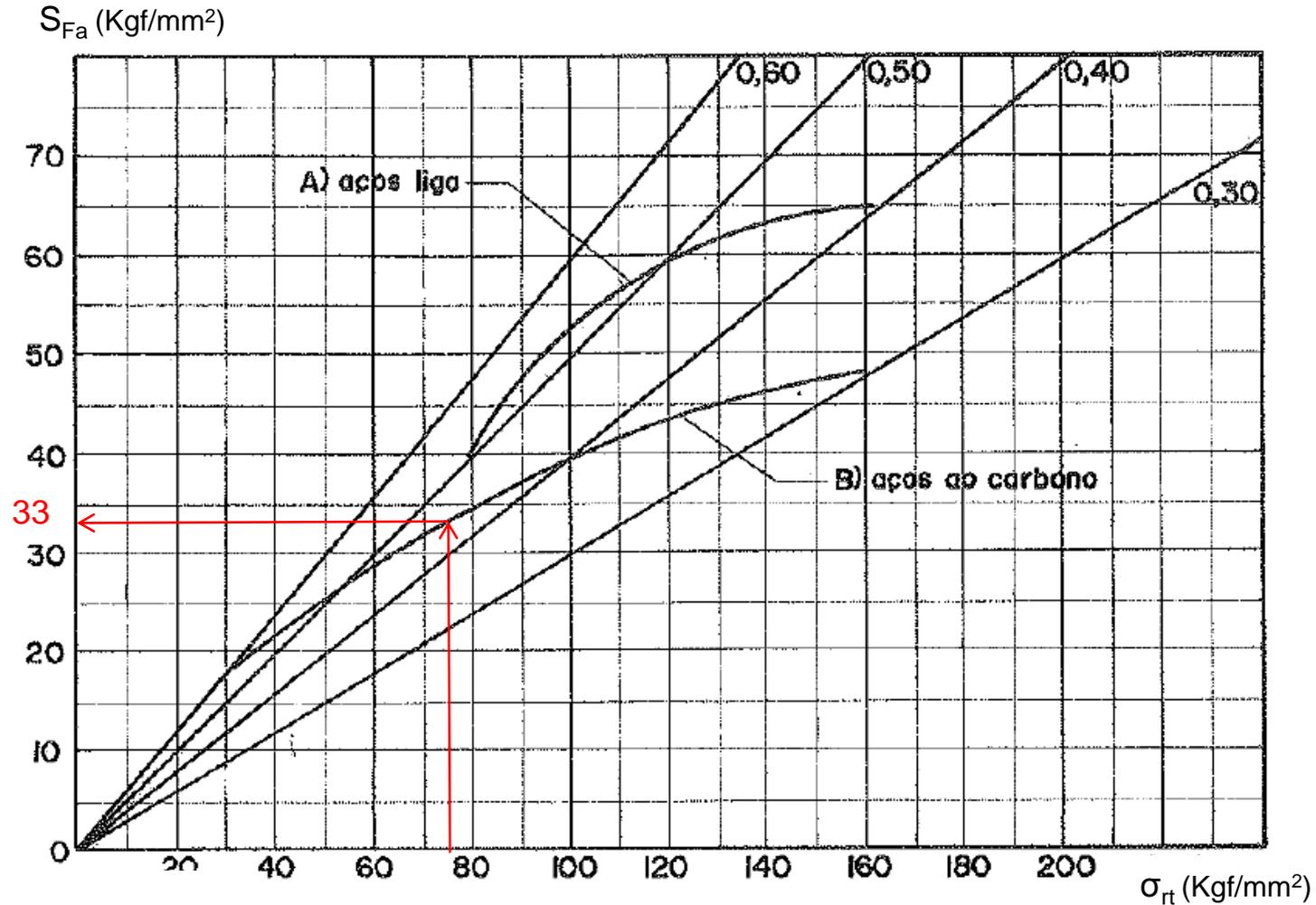


Figura 1 - Curvas do limite de resistência à fadiga alternada simétrica de **FLEXÃO (Pura e mista)** para aços em função da tensão de ruptura a Tração.

$\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5$: Coeficientes de Segurança

Valores adotados

- η_1 : Leva em conta as incertezas de dados metalúrgicos e tratamentos térmicos

$\eta_1 = 1,1$

$1,0 \leq \eta_1 \leq 1,2$

- η_2 : Hipóteses simplificadoras
 $1,25 \leq \eta_2 \leq 1,5$ Incertezas quanto ao β_k
 Incertezas de solicitação,
 $1,1 \leq \eta_2 \leq 1,25$ modelo, carga e vínculos.

$\eta_2 = 1,2$

- η_3 : Importância da falha da peça

$1,0 \leq \eta_3 \leq 1,25$

$\eta_3 = 1,1$

- η_4 : Incerteza da determinação do valor das cargas

$1,0 \leq \eta_4 \leq 1,2$

$\eta_4 = 1,1$

- η_5 : Leva em conta choques e sobrecargas

$\eta_5 = 1,0$

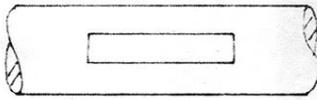
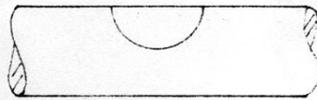
Grupo	Tipo de Choque	η_5
I	Leves	1,0 a 1,1
II	Médios	1,2 a 1,5
III	Fortes	1,5 a 2,0
IV	Muito Fortes	2,0 a 3,0

β_k \longrightarrow

Coeficiente de entalhe para sollicitação dinâmica

Valores adotados

1) Sollicitação de flexão alternada simétrica

	VALORES DE β (β_{kf})	
	EIXO AÇO CARBONO	EIXO AÇO CARBONO TRATADO OU AÇO-LIGA
A) RASGOS COM FRESA DE TOPO 	1,6	2,0
B) RASGOS COM FRESA WOODROFF (DE DISCO) 	1,3	1,6
C) RASGOS CHAVETA AMERICANA (MEIA LUA) 	2,0	3,0

$$\beta_{kf} = 1,6$$

2) Sollicitação de torção alternada simétrica

	VALORES DE β	
	EIXO AÇO CARBONO	EIXO AÇO CARBONO TRATADO OU AÇO-LIGA
A) QUALQUER TIPO DE RASGO EXCETO AMERICANA	1,3	1,6
B) RASGO AMERICANA	1,6	2,0

$$\beta_{kt} = 1,3$$

$$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = 330 \cdot \frac{0,88 \cdot 0,85 \cdot 1}{1,6 \cdot 1,1 \cdot 2,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1} = 96,59 \text{ MPa}$$

Cálculo de σ^*

Como o eixo gira, isto vai submeter um ponto qualquer à solicitação de fadiga com $k_f = \infty$. No caso do momento torçor, seu valor é considerado constante e portanto neste caso $k_t = 1$. Temos portanto um caso de flexão e torção combinados, $k_f = \infty$ e $k_t = 1$.

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{max}^2 + H^2 \cdot \tau^2} \qquad H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}}$$

Parâmetros geométricos:

$$\text{Área da seção: } S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,048^2}{4} = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Módulo de resistência à flexão: } W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,048^3}{32} = 1,08 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Módulo à resistência à torção: } W_t = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,048^3}{16} = 2,16 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Tensão tangencial limite ao escoamento: } \tau_e = 0,577 \cdot \sigma_e = 0,577 \cdot 380 = 219,26 \text{ MPa}$$

Tensão normal máxima devido à Flexão:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fR}}{W_f} = \frac{1140,18}{1,08 \cdot 10^{-5}} = 105,58 \cdot 10^6 = 105,58 \text{ MPa}$$

Tensão cisalhamento devido à Torção:

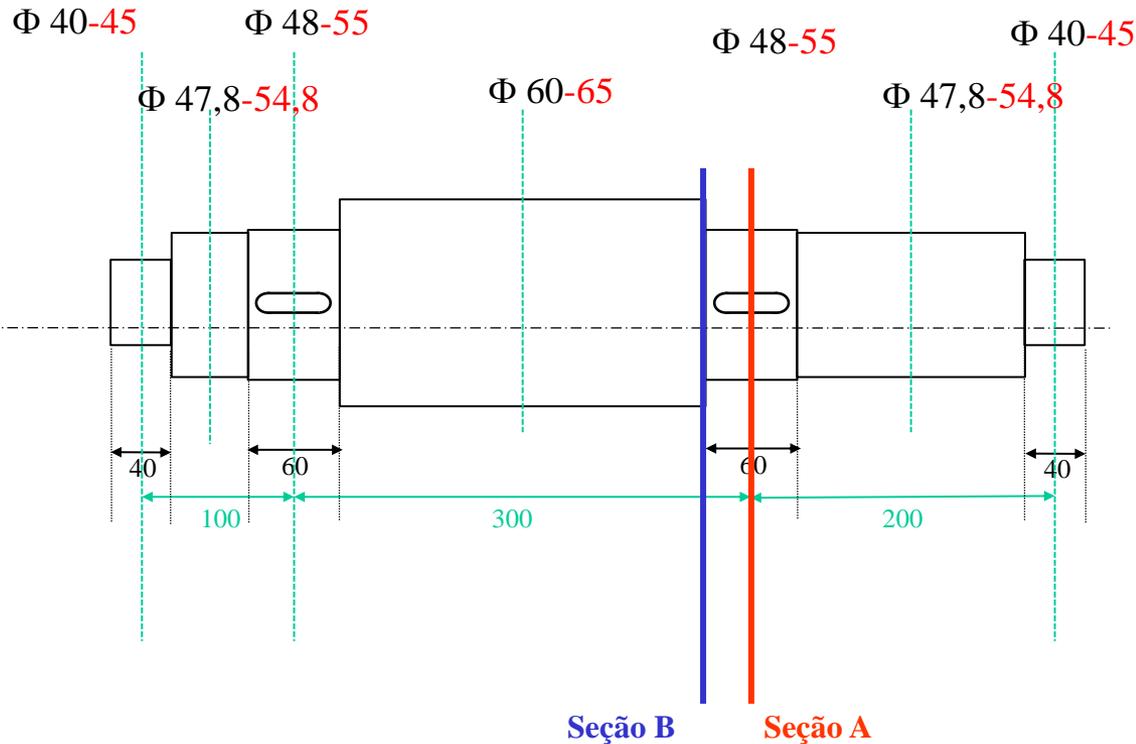
$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{450}{2,16 \cdot 10^{-5}} = 20,84 \cdot 10^6 = 20,84 \text{ MPa}$$

$$H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}} = \frac{330 \cdot 1,3}{219,26 \cdot 1,6} = 1,23$$

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{max}^2 + H^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{105,58^2 + 1,23^2 \cdot 20,84^2} = \mathbf{108,64 \text{ MPa}}$$

$$\sigma^* = \mathbf{108,64 \text{ MPa}} > \sigma_{adm} = \mathbf{96,59 \text{ MPa}} \quad \mathbf{\rightarrow \text{ RECALCULAR !!}}$$

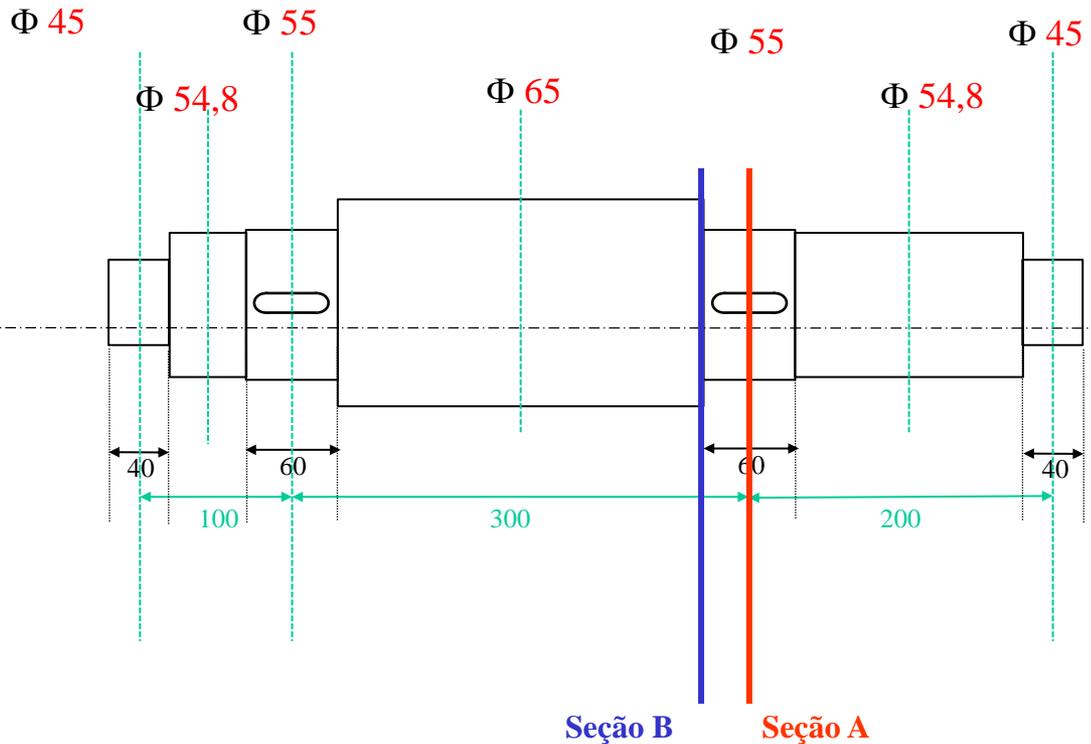
Adotando novos diâmetros



Seção A: maiores esforços atuantes, chaveta

Seção B: altos esforços atuantes, escalonamento

Adotando novos diâmetros



Seção A: maiores esforços atuantes, chaveta

Seção B: altos esforços atuantes, escalonamento

Verificação da seção a

Cálculo de σ_{adm}

$$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

S_F : gráfico à fadiga (Figura 1, aula 05): $S_F = 33 \text{ Kgf/mm}^2 = 330 \text{ MPa}$

b_1 : acabamento médio = 0,88

b_2 : dimensão 55 mm = 0,83

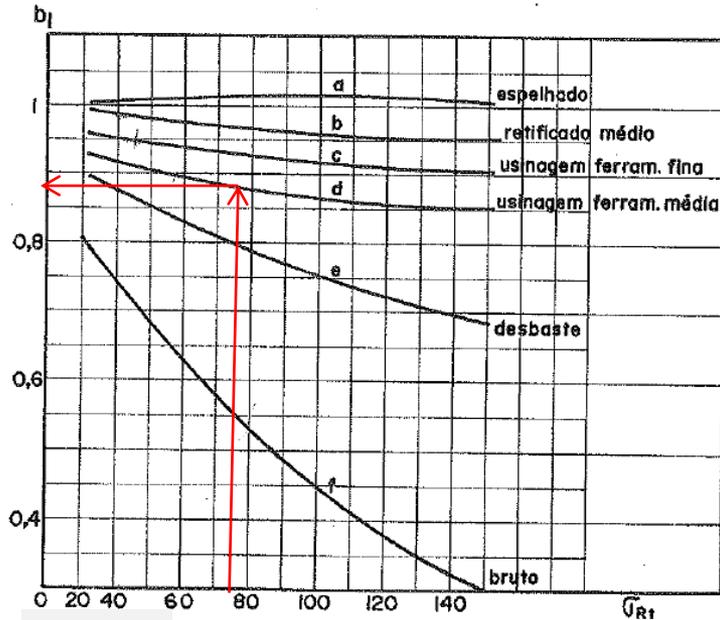


Figura 4

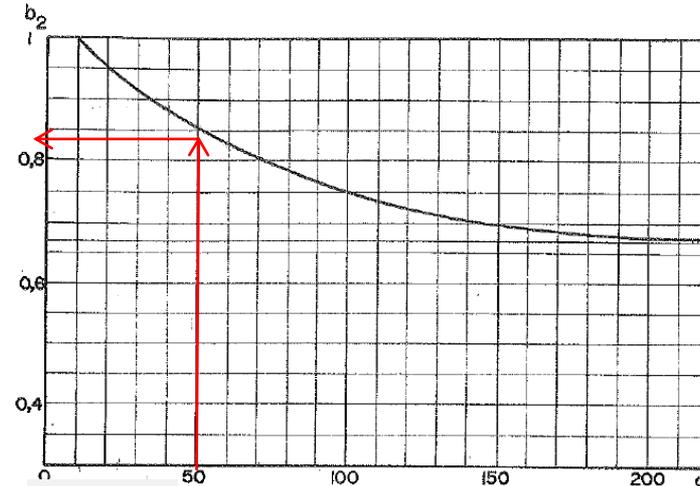


Figura 5

$b_3 = 1$ (seção circular)

$\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5$: Coeficientes de Segurança

Valores adotados

- η_1 : Leva em conta as incertezas de dados metalúrgicos e tratamentos térmicos

$\eta_1 = 1,1$

$1,0 \leq \eta_1 \leq 1,2$

- η_2 : Hipóteses simplificadoras
 $1,25 \leq \eta_2 \leq 1,5$ Incertezas quanto ao β_k
 $1,1 \leq \eta_2 \leq 1,25$ Incertezas de solicitação, modelo, carga e vínculos.

$\eta_2 = 1,2$

- η_3 : Importância da falha da peça

$1,0 \leq \eta_3 \leq 1,25$

$\eta_3 = 1,1$

- η_4 : Incerteza da determinação do valor das cargas

$1,0 \leq \eta_4 \leq 1,2$

$\eta_4 = 1,1$

- η_5 : Leva em conta choques e sobrecargas

$\eta_5 = 1,0$

Grupo	Tipo de Choque	η_5
I	Leves	1,0 a 1,1
II	Médios	1,2 a 1,5
III	Fortes	1,5 a 2,0
IV	Muito Fortes	2,0 a 3,0

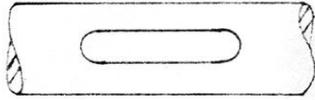
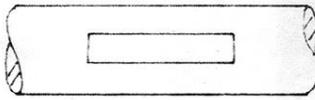
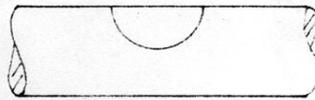
Conhecido o valor da tensão admissível de fadiga S_{Fadm} , está terminado o estudo de fadiga

β_k \longrightarrow

Coeficiente de entalhe para sollicitação dinâmica

Valores adotados

1) Sollicitação de flexão alternada simétrica

	VALORES DE β (β_{kf})	
	EIXO AÇO CARBONO	EIXO AÇO CARBONO TRATADO OU AÇO-LIGA
A) RASGOS COM FRESA DE TOPO 	1,6	2,0
B) RASGOS COM FRESA WOODROFF (DE DISCO) 	1,3	1,6
C) RASGOS CHAVETA AMERICANA (MEIA LUA) 	2,0	3,0

$\beta_{kf} = 1,6$

2) Sollicitação de torção alternada simétrica

	VALORES DE β	
	EIXO AÇO CARBONO	EIXO AÇO CARBONO TRATADO OU AÇO-LIGA
A) QUALQUER TIPO DE RASGO EXCETO AMERICANA	1,3	1,6
B) RASGO AMERICANA	1,6	2,0

$\beta_{kt} = 1,3$

$$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = 330 \cdot \frac{0,88 \cdot 0,83 \cdot 1}{1,6 \cdot 1,1 \cdot 2,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1} = 94,31 \text{ MPa}$$

Cálculo de σ^*

Como o eixo gira, isto vai submeter um ponto qualquer à solicitação de fadiga com $k_f = \infty$. No caso do momento torçor, seu valor é considerado constante e portanto neste caso $k_t = 1$. Temos portanto um caso de flexão e torção combinados, $k_f = \infty$ e $k_t = 1$.

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{max}^2 + H^2 \cdot \tau^2} \qquad H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}}$$

Parâmetros geométricos:

$$\text{Área da seção: } S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,055^2}{4} = 2,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Módulo de resistência à flexão: } W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,055^3}{32} = 1,63 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Módulo à resistência à torção: } W_t = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,055^3}{16} = 3,26 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Tensão tangencial limite ao escoamento: } \tau_e = 0,577 \cdot \sigma_e = 0,577 \cdot 380 = 219,26 \text{ MPa}$$

Tensão normal máxima devido à Flexão:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fR}}{W_f} = \frac{1140,18}{1,63 \cdot 10^{-5}} = 69,95 \cdot 10^6 = 69,95 \text{ MPa}$$

Tensão cisalhamento devido à Torção:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{450}{3,26 \cdot 10^{-5}} = 20,84 \cdot 10^6 = 13,80 \text{ MPa}$$

$$H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}} = \frac{330 \cdot 1,3}{219,26 \cdot 1,6} = 1,23$$

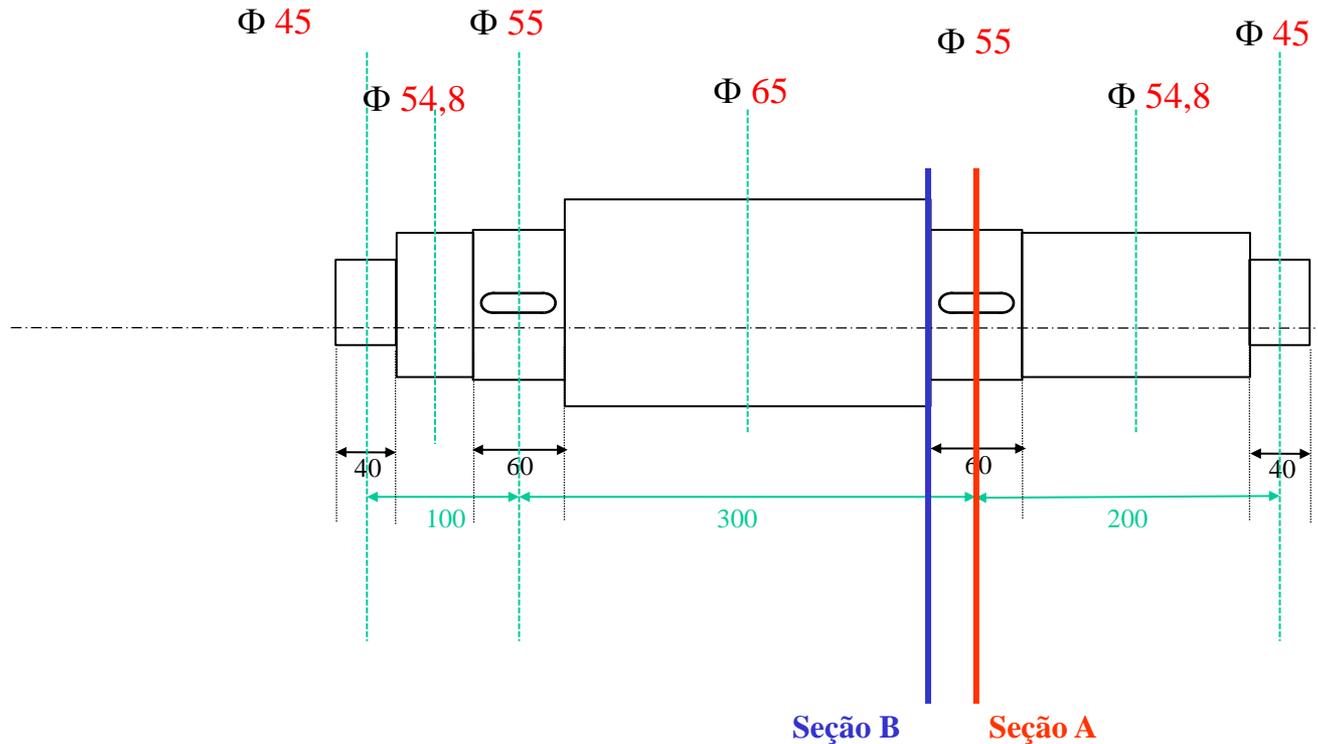
$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{max}^2 + H^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{69,95^2 + 1,23^2 \cdot 13,80^2} = 71,98 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = 71,98 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 94,31 \text{ MPa} \quad \rightarrow \text{OK!}$$

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{94,31}{71,98} = 1,31$$

referência: 1,1 a 1,3

Verificação da seção b



Seção A: maiores esforços atuantes, chaveta

Seção B: altos esforços atuantes, escalonamento

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

S_F : gráfico à fadiga (Figura 1, aula 05): $S_F = 33 \text{ Kgf/mm}^2 = 330 \text{ MPa}$

b_1 : acabamento médio = 0,88

b_2 : dimensão 55 mm = 0,83

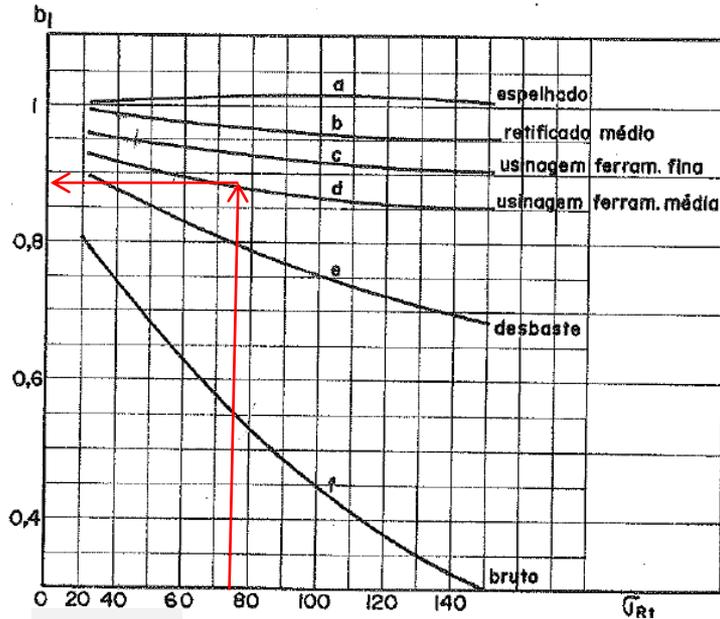


Figura 4

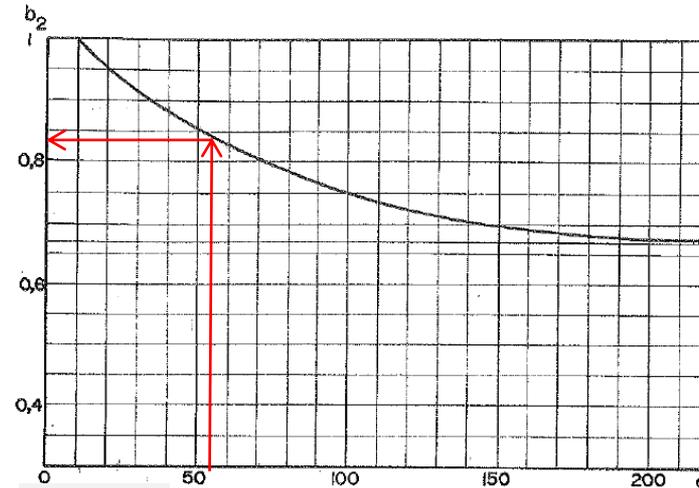


Figura 5

$b_3 = 1$ (seção circular)

$\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5$: Coeficientes de Segurança

Valores adotados

- η_1 : Leva em conta as incertezas de dados metalúrgicos e tratamentos térmicos

$\eta_1 = 1,1$

$1,0 \leq \eta_1 \leq 1,2$

- η_2 : Hipóteses simplificadoras
 $1,25 \leq \eta_2 \leq 1,5$ Incertezas quanto ao β_k
 Incertezas de solicitação,
 $1,1 \leq \eta_2 \leq 1,25$ modelo, carga e vínculos.

$\eta_2 = 1,2$

- η_3 : Importância da falha da peça

$1,0 \leq \eta_3 \leq 1,25$

$\eta_3 = 1,1$

- η_4 : Incerteza da determinação do valor das cargas

$1,0 \leq \eta_4 \leq 1,2$

$\eta_4 = 1,1$

- η_5 : Leva em conta choques e sobrecargas

$\eta_5 = 1,0$

Grupo	Tipo de Choque	η_5
I	Leves	1,0 a 1,1
II	Médios	1,2 a 1,5
III	Fortes	1,5 a 2,0
IV	Muito Fortes	2,0 a 3,0

Conhecido o valor da tensão admissível de fadiga S_{Fadm} , está terminado o estudo de fadiga

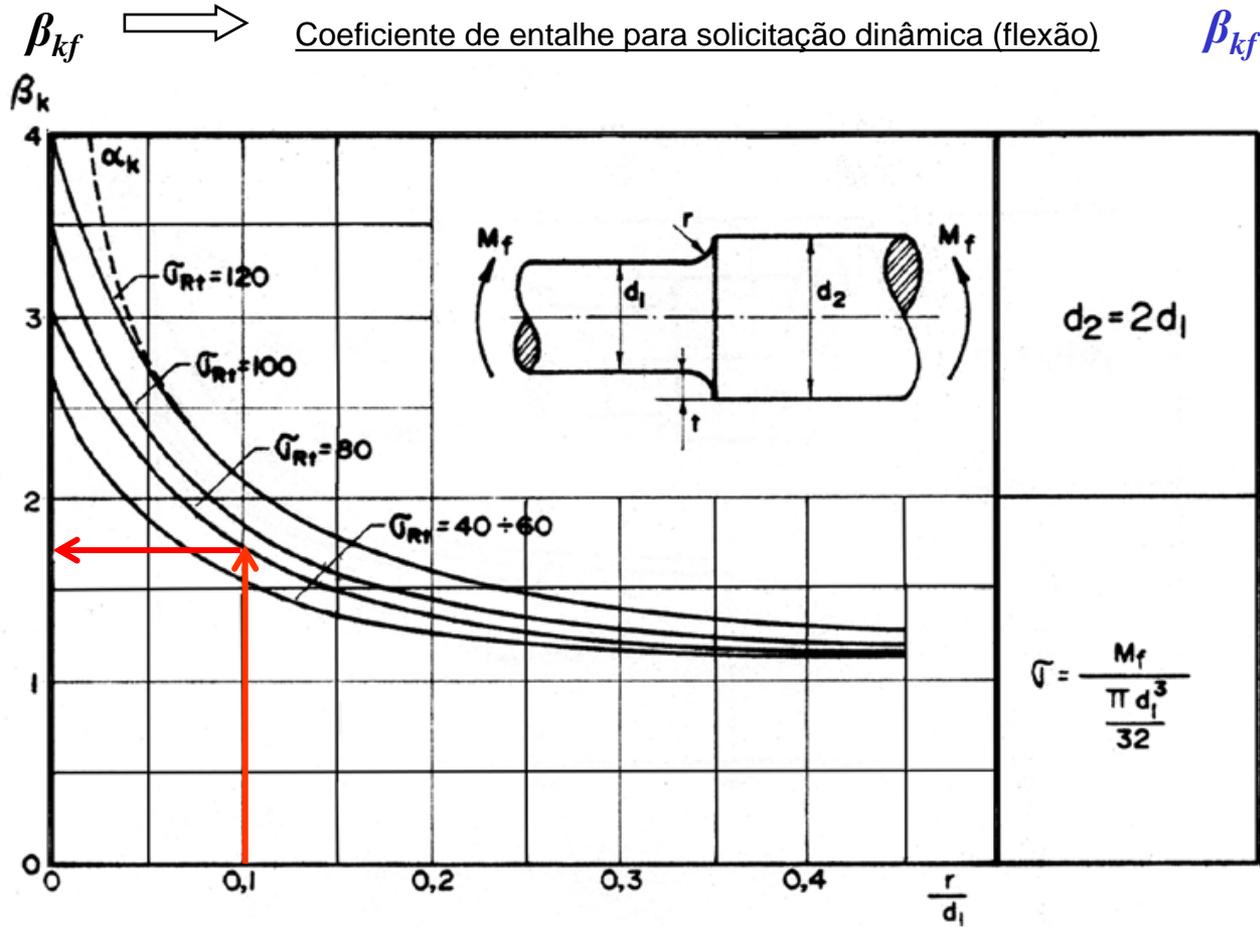


Figura 8

$\beta_{kf} = 1,7$ para $d_2=2d_1$

No nosso caso: $\frac{d_2}{d_1} = \frac{65}{55} = 1,18$

$$\text{Para } \frac{d_2}{d_1} \neq 2 \Rightarrow \beta_k = 1 + c \left(\beta_{k \frac{d_2}{d_1} = 2} - 1 \right)$$

$$\beta_{kf} = 1 + 0,48 \cdot (1,7 - 1) = 1,336$$

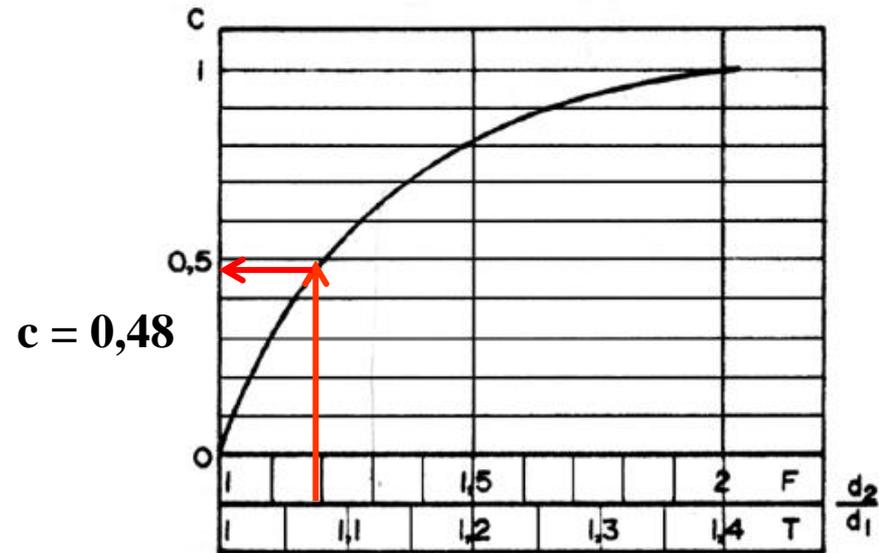


Figura 10

β_{kt} \longrightarrow Coeficiente de entalhe para solicitação dinâmica (torção) β_{kt}

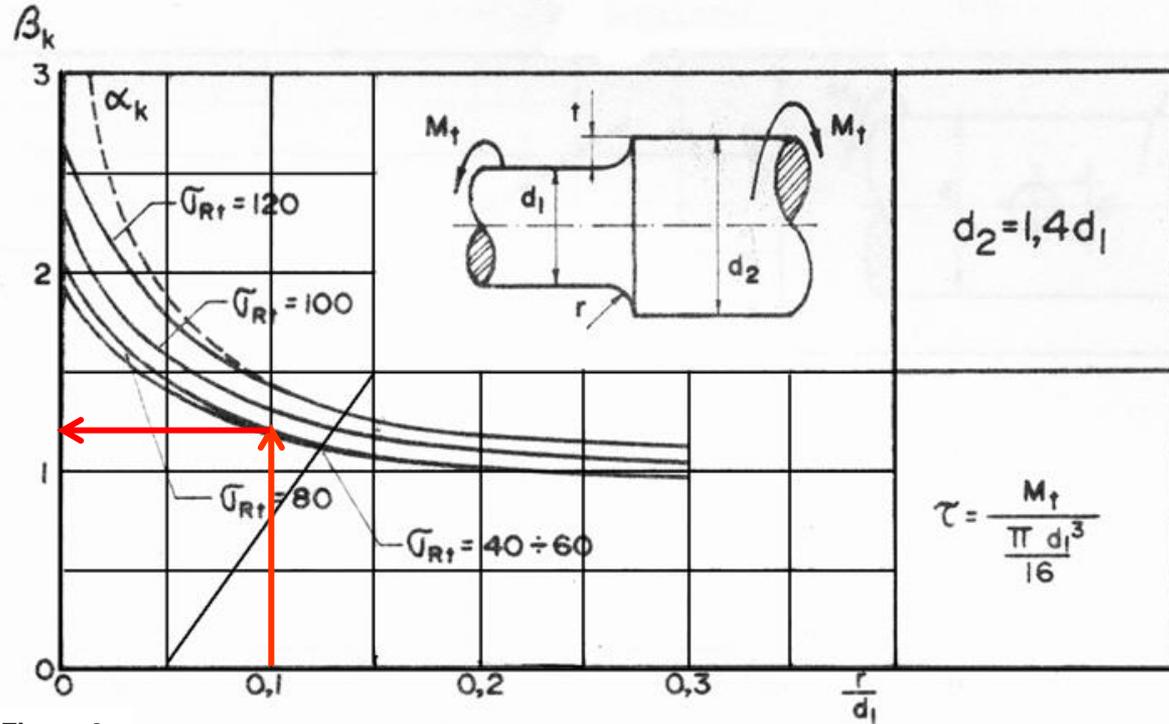


Figura 9

$$\beta_{kt} = 1,2 \quad \text{para } d_2=1,4d_1$$

No nosso caso: $\frac{d_2}{d_1} = \frac{65}{55} = 1,18$

$$\text{Para } \frac{d_2}{d_1} \neq 2 \Rightarrow \beta_k = 1 + c \left(\beta_{k \frac{d_2}{d_1} = 2} - 1 \right)$$

$$\beta_{kt} = 1 + 0,8 \cdot (1,2 - 1) = 1,16$$

$c = 0,8$



Figura 10

$$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = 330 \cdot \frac{0,88 \cdot 0,83 \cdot 1}{1,336 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1} = 112,96 \text{ MPa}$$

Cálculo de σ^*

Como o eixo gira, isto vai submeter um ponto qualquer à solicitação de fadiga com $k_f = \infty$. No caso do momento torçor, seu valor é considerado constante e portanto neste caso $k_t = 1$. Temos portanto um caso de flexão e torção combinados, $k_f = \infty$ e $k_t = 1$.

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{max}^2 + H^2 \cdot \tau^2} \qquad H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}}$$

Parâmetros geométricos:

$$\text{Área da seção: } S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,055^2}{4} = 2,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Módulo de resistência à flexão: } W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,055^3}{32} = 1,63 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Módulo à resistência à torção: } W_t = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,055^3}{16} = 3,26 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Tensão tangencial limite ao escoamento: } \tau_e = 0,577 \cdot \sigma_e = 0,577 \cdot 380 = 219,26 \text{ MPa}$$

Tensão normal máxima devido à Flexão:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fR}}{W_f} = \frac{1140,18}{1,63 \cdot 10^{-5}} = 69,95 \cdot 10^6 = 69,95 \text{ MPa}$$

Tensão cisalhamento devido à Torção:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{450}{3,26 \cdot 10^{-5}} = 20,84 \cdot 10^6 = 13,80 \text{ MPa}$$

$$H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}} = \frac{330 \cdot 1,16}{219,26 \cdot 1,336} = 1,30$$

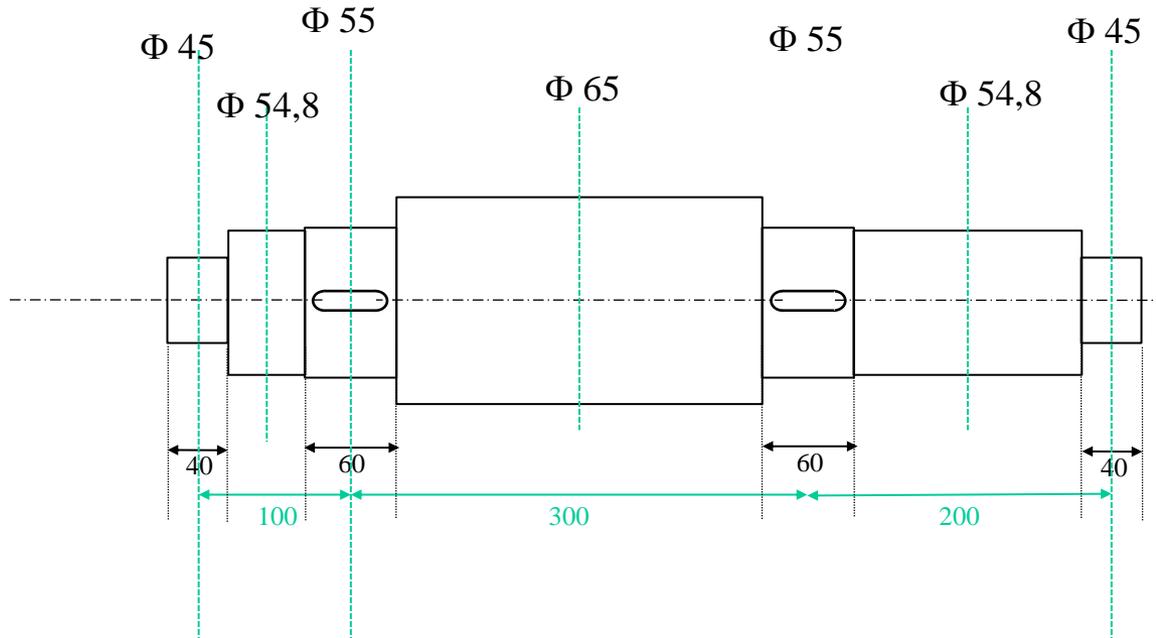
$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{max}^2 + H^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{69,95^2 + 1,30^2 \cdot 13,80^2} = 72,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = 72,21 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 112,96 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad \text{OK!}$$

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{112,96}{72,21} = 1,56$$

referência: 1,1 a 1,3

Resultado final (pode ser otimizado !!)



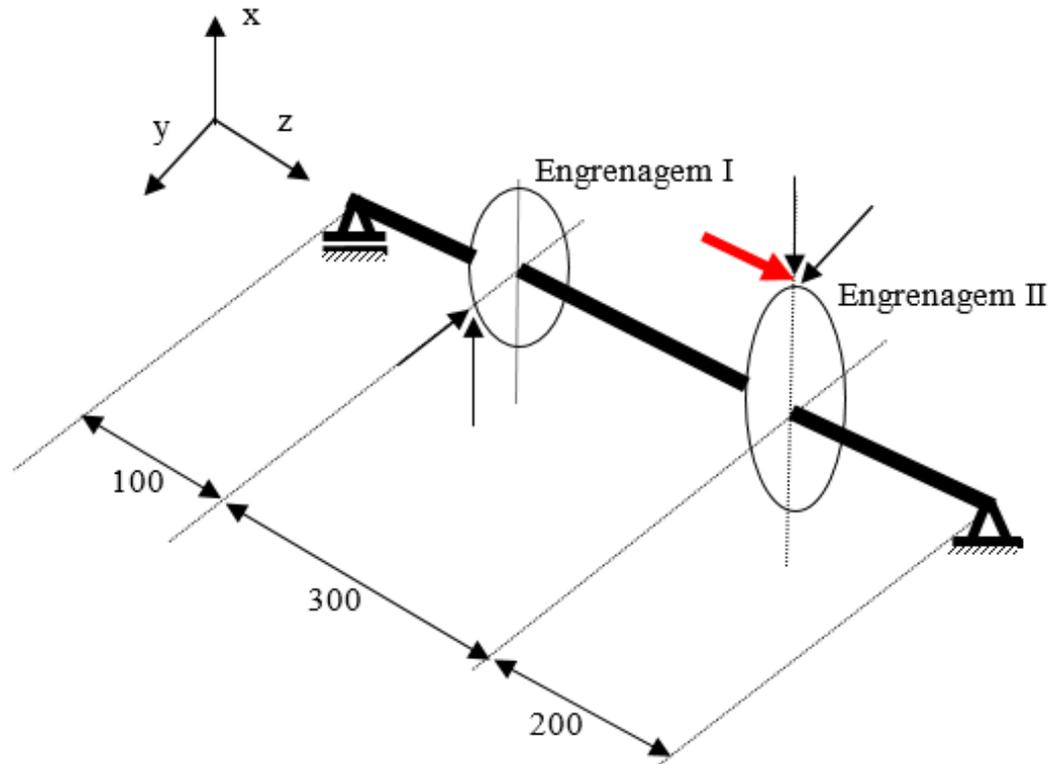
Resolução - método 2 (Norton/Shigley)

$$\sigma^* \leq \sigma_{adm}$$

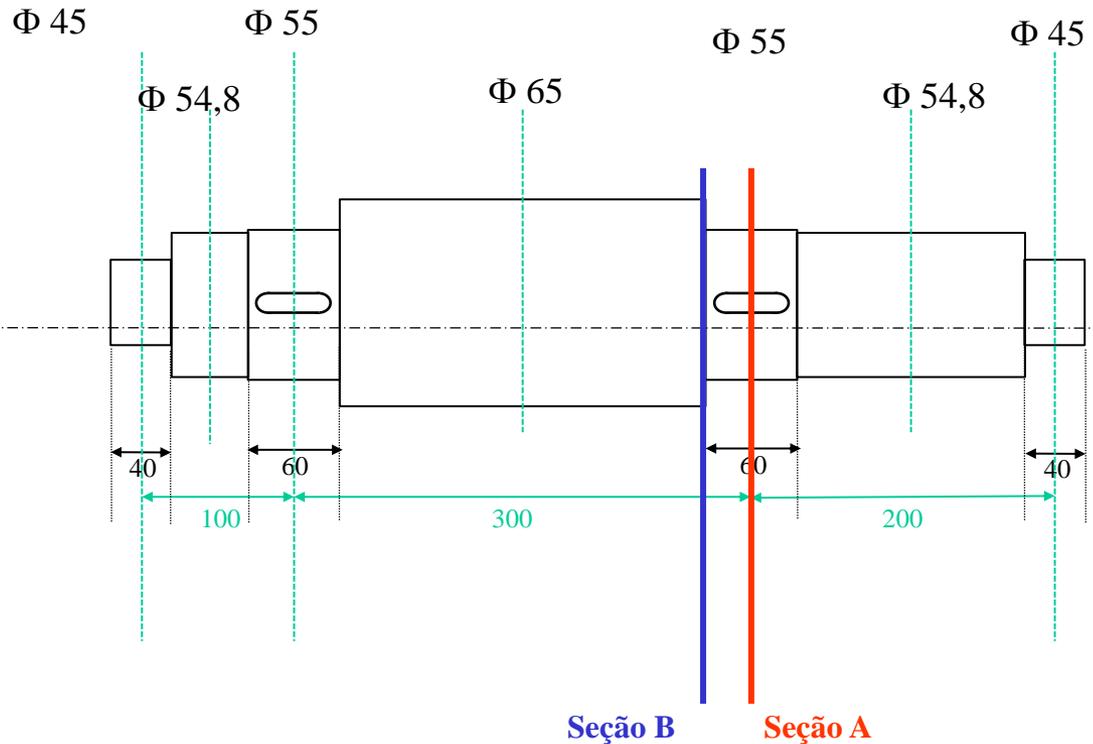
σ^*	Solicitação Estática	$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ $\sigma = \sigma_{max}$ $\tau = \tau_{max}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ $\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{max}$ $\tau = K_{ft} \cdot \tau_{max}$
σ_{adm}	Solicitação Estática	$\sigma_{adm} = \sigma_Y = \frac{\text{tensão limite}}{S}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma_{adm} = S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$

Exemplo de cálculo – Dimensionamento de eixos

Verificar o eixo dimensionado anterior (Aula 07a) utilizando a formulação apresentada (Shigley/Norton/Marin)



Verificação da seção b



Seção A: maiores esforços atuantes, chaveta

Seção B: altos esforços atuantes, escalonamento

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura 6.17, Shigley)

K_a : acabamento médio (usinado)

K_b : fator de tamanho

$$\sigma_{rt} = 75 \text{ Kgf/mm}^2 = 750 \text{ MPa}$$

K_c : solitação (flexão)

$$\sigma_e = 38 \text{ Kgf/mm}^2 = 380 \text{ MPa.}$$

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

$$1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$$

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

$$\sigma_{rt} = 108,78 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_e = 55,12 \text{ kpsi}$$

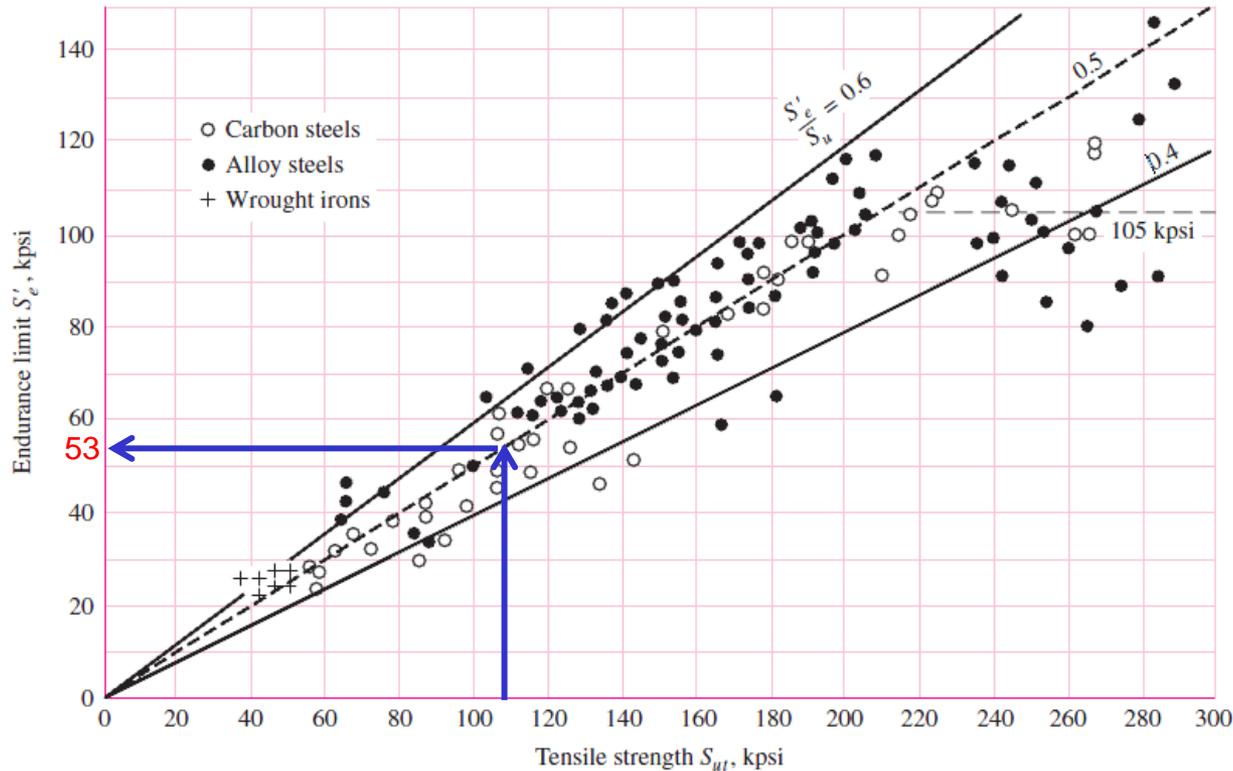


Figure 6–17 - Graph of endurance limits versus tensile strengths from actual test results for a large number of wrought irons and steels. Ratios of S_e / S_{ut} of 0.60, 0.50, and 0.40 are shown by the solid and dashed lines. Note also the horizontal dashed line for $S_e = 105$ kpsi. Points shown having a tensile strength greater than 210 kpsi have a mean endurance limit of $S_e = 105$ kpsi and a standard deviation of 13.5 kpsi. (Collated from data compiled by H. J. Grover, S. A. Gordon, and L. R. Jackson in *Fatigue of Metals and Structures*, Bureau of Naval Weapons Document NAVWEPS 00-25-534, 1960; and from *Fatigue Design Handbook*, SAE, 1968, p. 42.)

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura 6.17, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado)

K_b : fator de tamanho

K_c : solicitação (flexão)

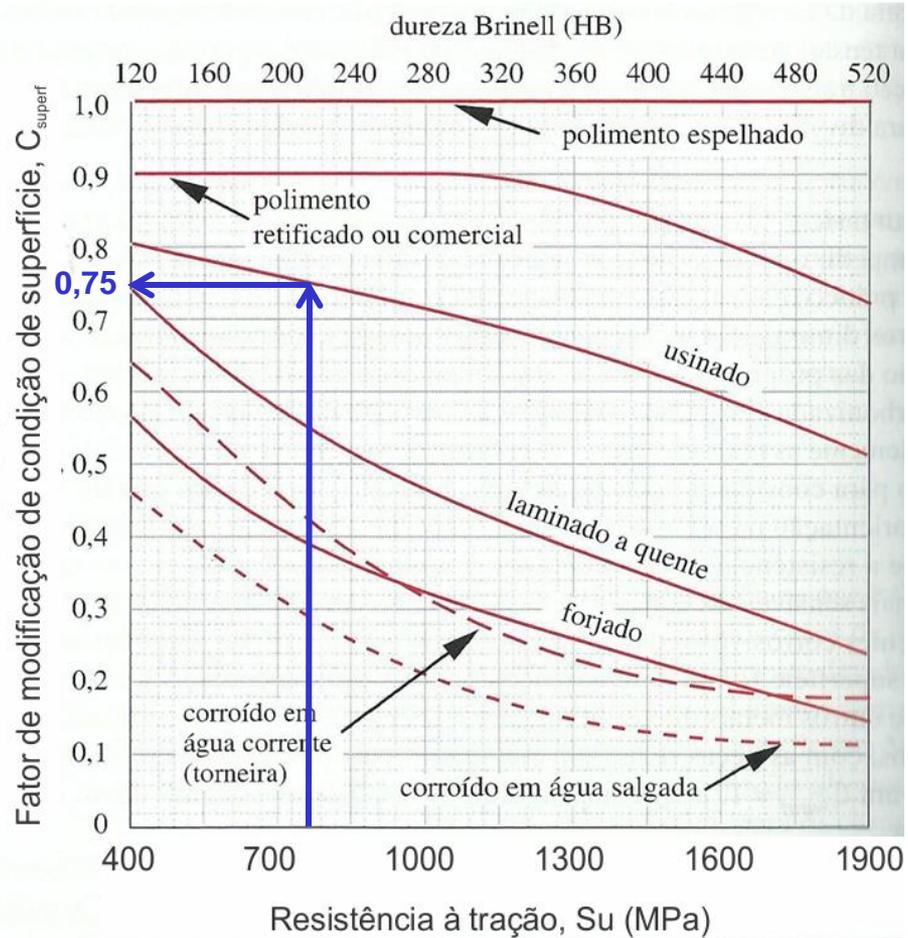
K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE SUPERFÍCIE

k_a, C_{superf} :



Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Shigley)

$S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$

$1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho

K_c : solicitação (flexão)

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE TAMANHO

k_b, C_{tamanho} :

Para efeito de comparação, fazendo $d = 55$ mm:

- Norton:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 55^{-0,097} = 0,8060$$

- Shigley:

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157} = 1,51 \cdot 55^{-0,157} = 0,8048$$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Shigley)

$$S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solicitação (flexão)

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE SOLICITAÇÃO

C_{carreg} :

Considera o fato de que a maioria dos dados disponíveis sobre a resistência à fadiga se referem a ensaios de flexão rotativa.

Segundo Norton:

Flexão:	$C_{\text{carreg}} = 1$
Força normal:	$C_{\text{carreg}} = 0,7$
Torção pura:	$C_{\text{carreg}} = 1$

FATOR DE SOLICITAÇÃO

k_c :

Segundo Shigley:

Flexão	$k_c = 1$
Força Normal	$k_c = 0,85$
Torção pura	$k_c = 0,59$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solicitação (flexão) = 1,00

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE TEMPERATURA

C_{temp} :

Considera o fato de que o limite de fadiga na curva S x N desaparece a altas temperaturas.

Conforme Norton:

$$\begin{array}{ll} \text{Para } T \leq 450^{\circ} \text{ C:} & C_{temp} = 1 \\ \text{Para } 450^{\circ} \text{ C} < T < 550^{\circ} \text{ C:} & C_{temp} = 1 - 0,0058 \cdot (T - 450) \end{array}$$

FATOR DE TEMPERATURA

k_d :

Conforme Shigley:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

$$70 \leq T_F \leq 1000^\circ F$$

FATOR DE TEMPERATURA

C_{temp} , k_d :

Para $T = 60^\circ\text{C} = 140^\circ\text{F}$:

- Norton:

$$C_{temp} = 1$$

- Shigley:

$$k_d = 1,0156$$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solicitação (flexão) = 1,00

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F) = 1,01

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE CONFIABILIDADE

k_e, C_{conf} :

Considera a dispersão existente nos ensaios realizados com o mesmo material sob condições semelhantes.

Conforme Norton e Shigley:

Confiabilidade (%):	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Verificação da seção bCálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solicitação (flexão) = 1,00

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F) = 1,01

K_e : confiabilidade = 0,814

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR POR EFEITOS VARIADOS

k_f :

Considera a influência de todos os outros fatores no limite de resistência da peça.

Alguns exemplos, conforme Shigley:

- Corrosão – *fretting* $0,24 < k_f < 0,90$
- Deposição eletrolítica $k_f \sim 0,50$
- *Metal spraying* $k_f \sim 0,86$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

$$S_e = 0,75 \cdot 0,8048 \cdot 1,00 \cdot 1,01 \cdot 0,814 \cdot 1,00 \cdot 365$$

K_c : solicitação (flexão) = 1,00

$$S_e = 181,13 \text{ MPa}$$

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F) = 1,01

K_e : confiabilidade = 0,814

Para $S'_e = 330 \text{ MPa}$ (resolução anterior)

K_f : efeitos variados (nenhum) = 1,00

$$S_e = 163,76 \text{ MPa}$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

(K_{ff} ou K_{ft})

β_k na formulação anterior

Os dois fatores são relacionados através do fator de sensibilidade ao entalhe q :

$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_{tf} - 1) \quad K_{ft} = 1 + q \cdot (K_{tt} - 1)$$

A tensão nominal dinâmica para qualquer situação é então multiplicada pelo fator K_f :

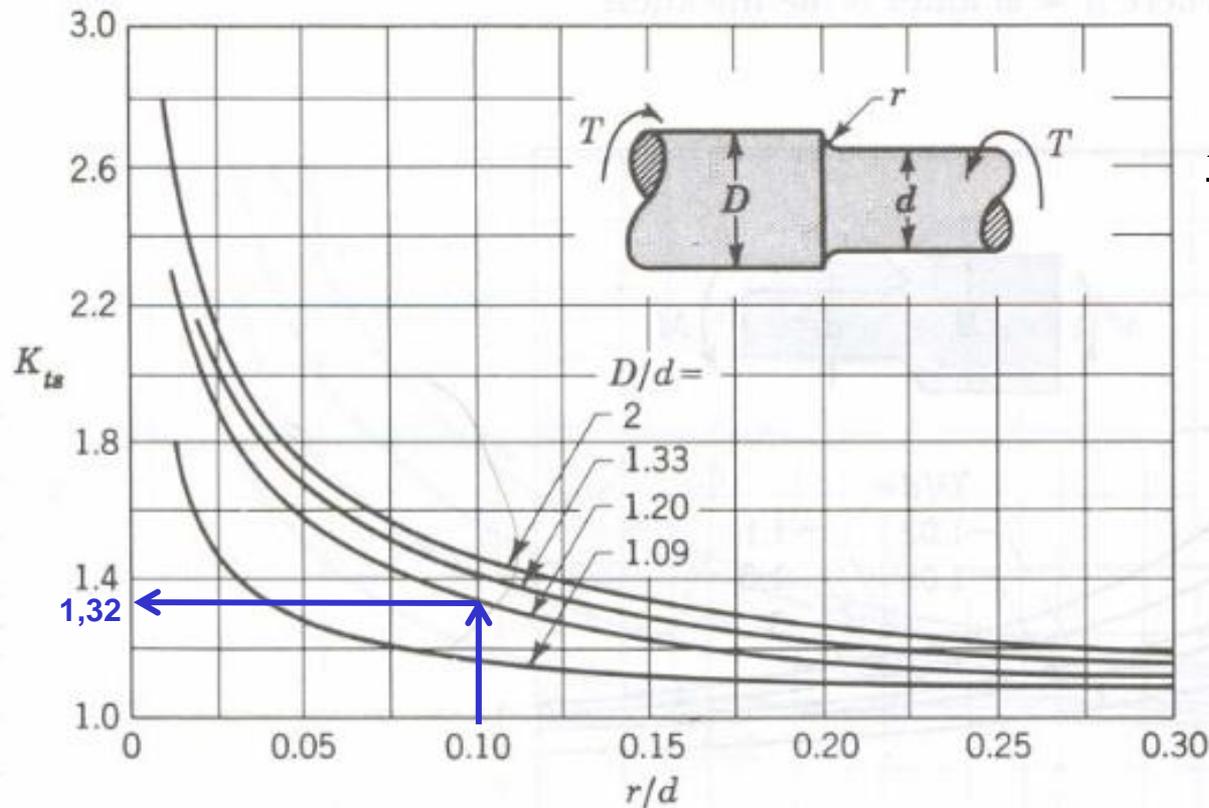
$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_{tt})

α_k na formulação anterior

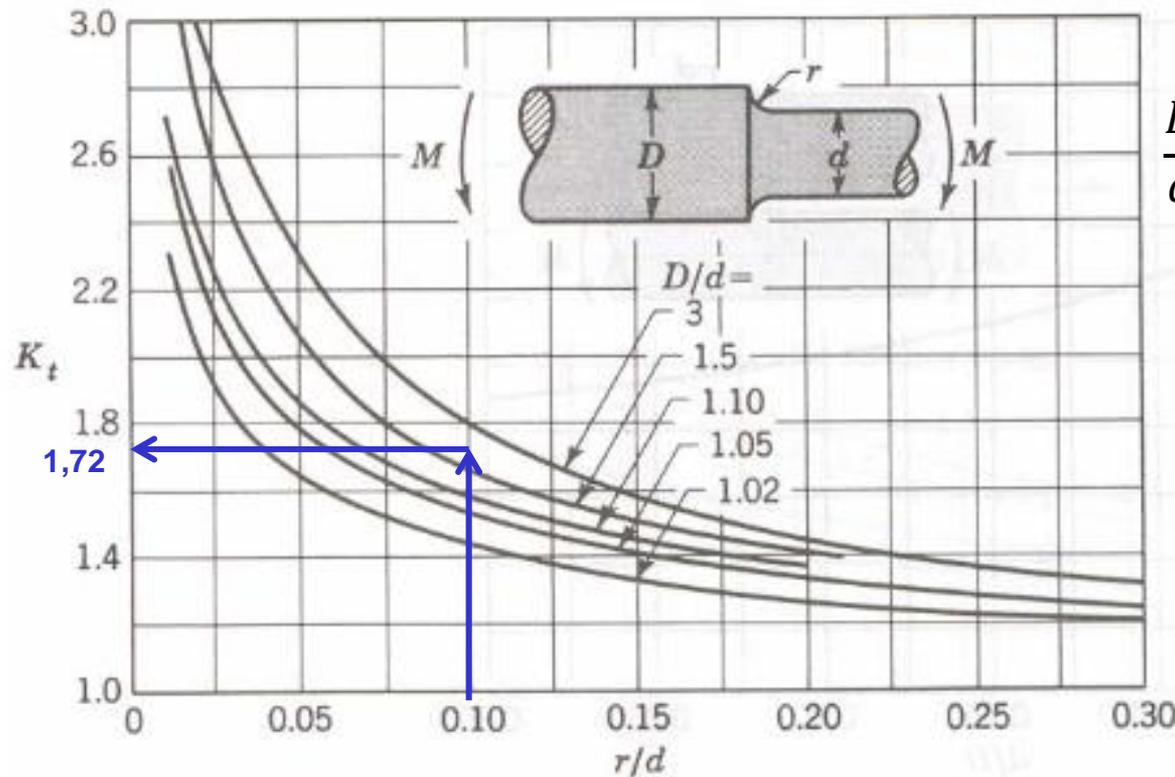


$$\frac{D}{d} = \frac{65}{55} = 1,1818$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_{tf})

α_k na formulação anterior



$$\frac{D}{d} = \frac{65}{55} = 1,1818$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

(K_{ff} ou K_{ft})

β_k na formulação anterior

Os dois fatores são relacionados através do fator de sensibilidade ao entalhe q :

$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_{tf} - 1) \quad K_{ft} = 1 + q \cdot (K_{tt} - 1)$$

A tensão nominal dinâmica para qualquer situação é então multiplicada pelo fator K_f :

$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE

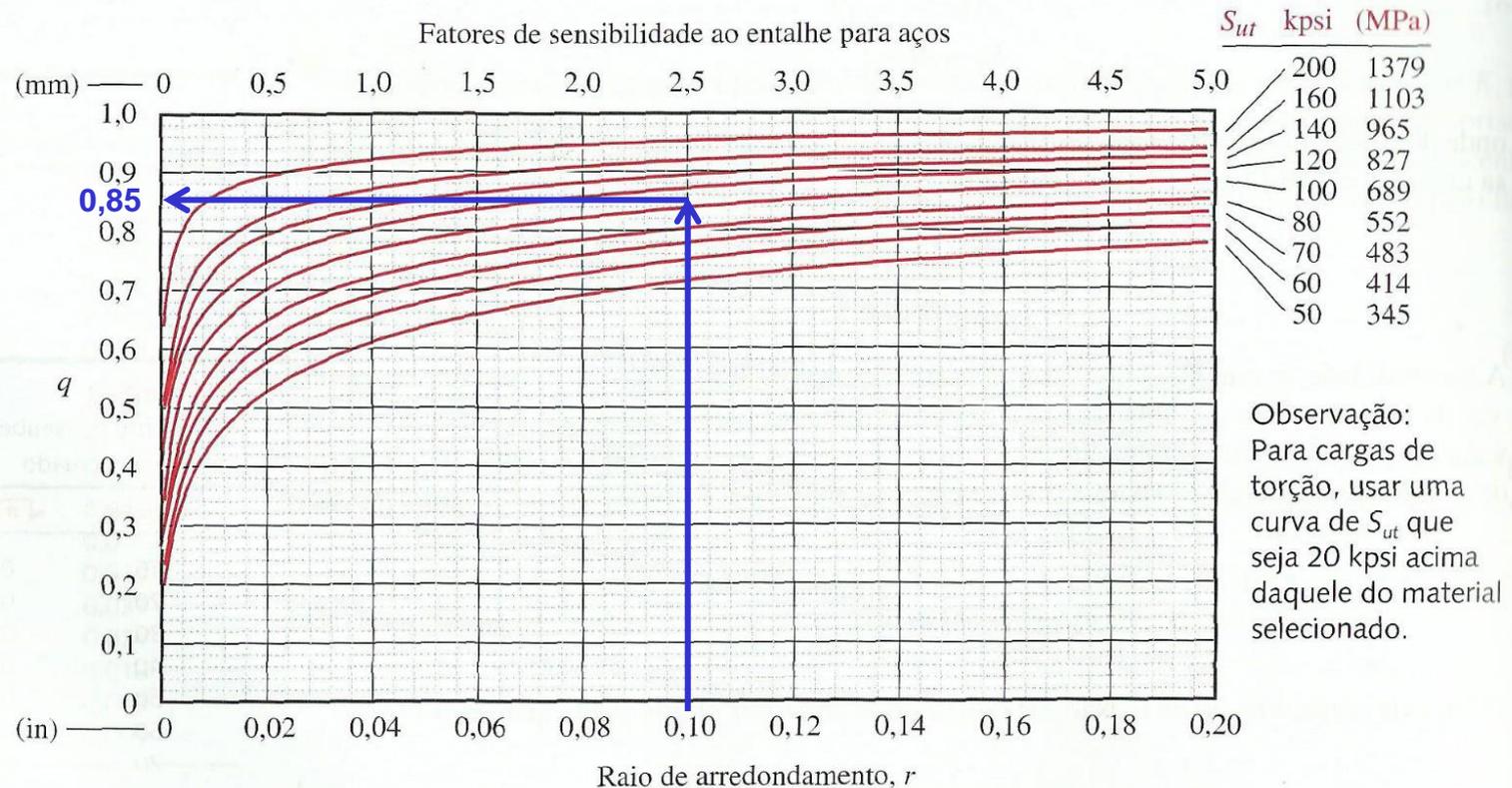


FIGURA 6-36 Parte 1

Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços calculadas a partir da equação 6.13 com os dados da Figura 6-35, como originalmente proposto por R. E. Peterson em "Notch Sensitivity", Capítulo 13 em *Metal Fatigue* by G. Sines and J. Waisman, McGraw-Hill, New York, 1959.

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

$$K_{ff} = 1 + 0,85 \cdot (1,72 - 1) \quad K_{ft} = 1 + 0,85 \cdot (1,32 - 1)$$

$$K_{ff} = 1,612$$

$$K_{ft} = 1,272$$

Cálculos anteriores:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fR}}{W_f} = \frac{1140,18}{1,63 \cdot 10^{-5}} = 69,95 \cdot 10^6 = 69,95 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{450}{3,26 \cdot 10^{-5}} = 20,84 \cdot 10^6 = 13,80 \text{ MPa}$$

$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

$$\sigma = 1,612 \cdot 69,95 = 112,76 \text{ MPa}$$

$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

$$\tau = 1,272 \cdot 13,80 = 17,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{112,76^2 + 3 \cdot 17,55^2} = \mathbf{116,78 \text{ MPa}}$$

$$\sigma^* = \mathbf{116,78 \text{ MPa}} < \sigma_{adm} = \mathbf{181,13 \text{ MPa}} \quad \rightarrow \quad \mathbf{OK!}$$

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{181,13}{116,78} = 1,55$$

anterior: $\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{112,96}{72,21} = 1,56$

Para mesmo S_e anterior:

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{163,76}{116,78} = 1,40$$

Resultado final (pode ser otimizado !!)

