

Resolução - método 2 (Shigley/Norton)

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

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	$\sigma_{adm} = S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$

σ^*	Solicitação Estática	$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3. \tau^2}$ $\sigma = \sigma_{max}$ $\tau = \tau_{max}$
	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	$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$

Método 1

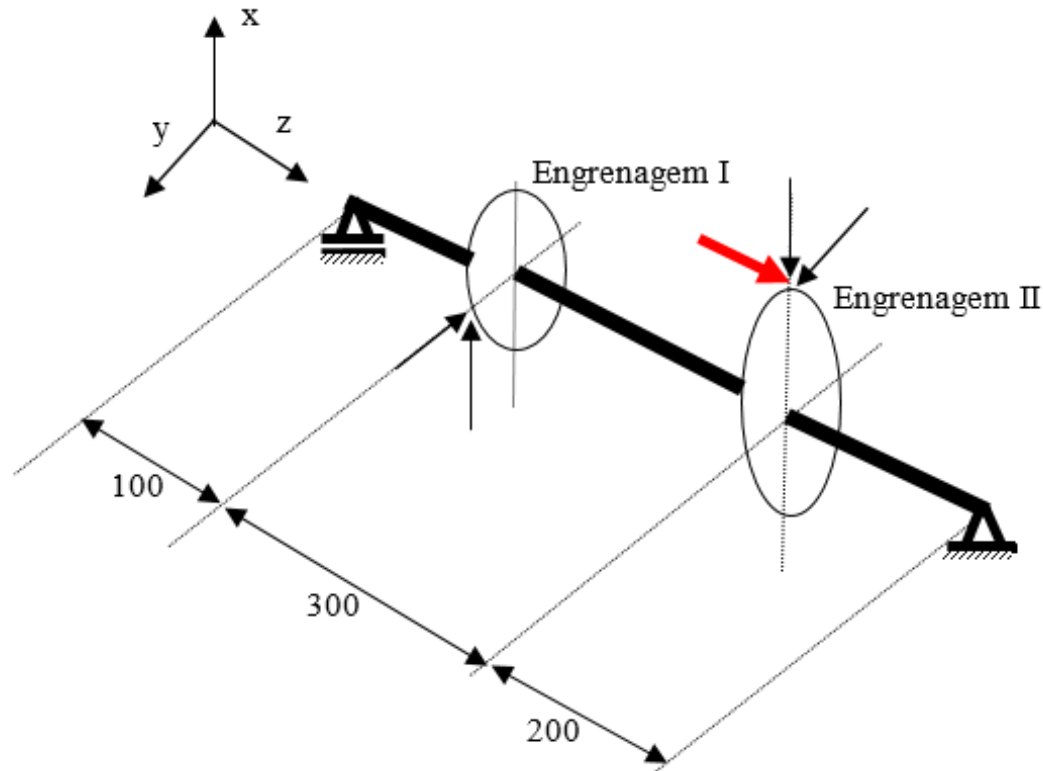
$$\sigma^* \leq \sigma_{adm}$$

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

Método 2

7.2 Exemplo de cálculo – Dimensionamento de eixos

Verificar o eixo dimensionado anterior (7.1) utilizando a formulação apresentada (Shigley/Norton/Marin)

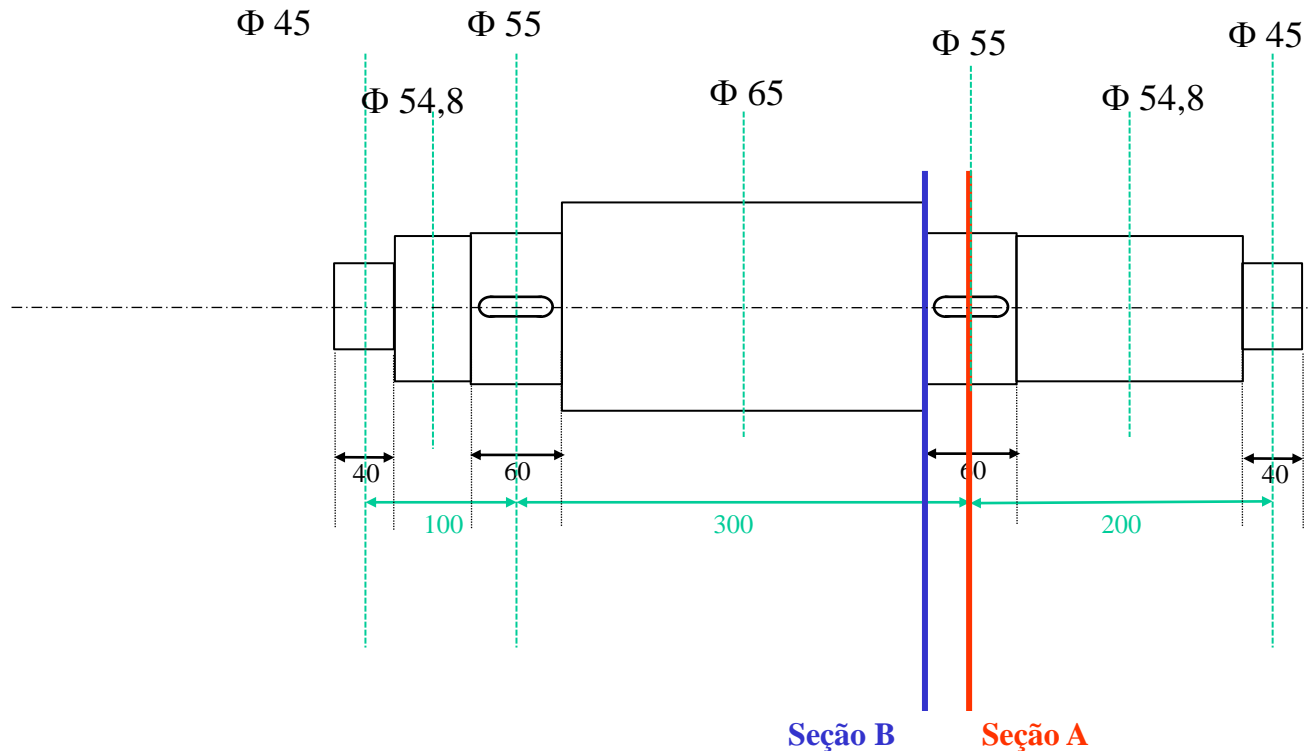


Considerar:

- 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 $(r/d) = 0,1$

Para fins de comparação, partiremos do resultado já obtido pelo método anterior e verificaremos as seções críticas 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

K_c : solitação (flexão)

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

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

Dados:

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

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



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



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

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

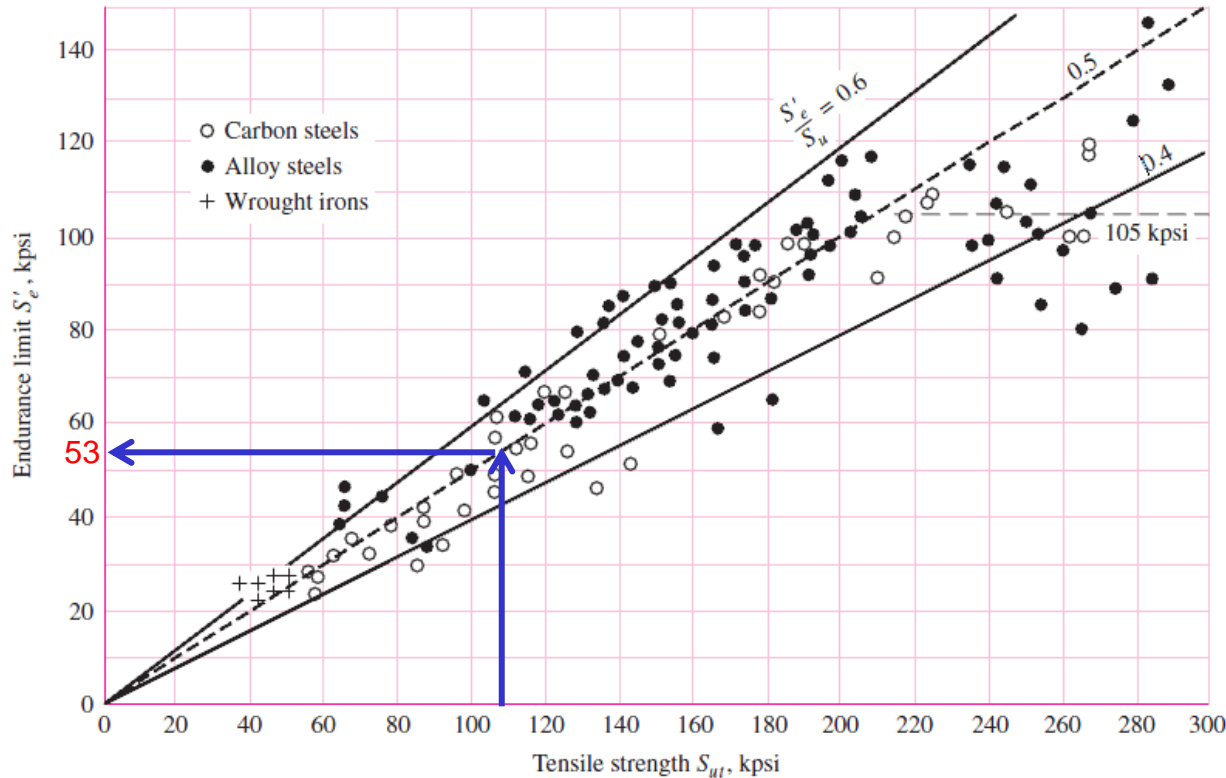


Figure 6–17 - Graph of endurance limits versus tensile strengths from actual test results for a large number of wrought irons and steels. Ratios of S_e / S_{ut} of 0.60, 0.50, and 0.40 are shown by the solid and dashed lines. Note also the horizontal dashed line for $S_e = 105$ kpsi. Points shown having 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}

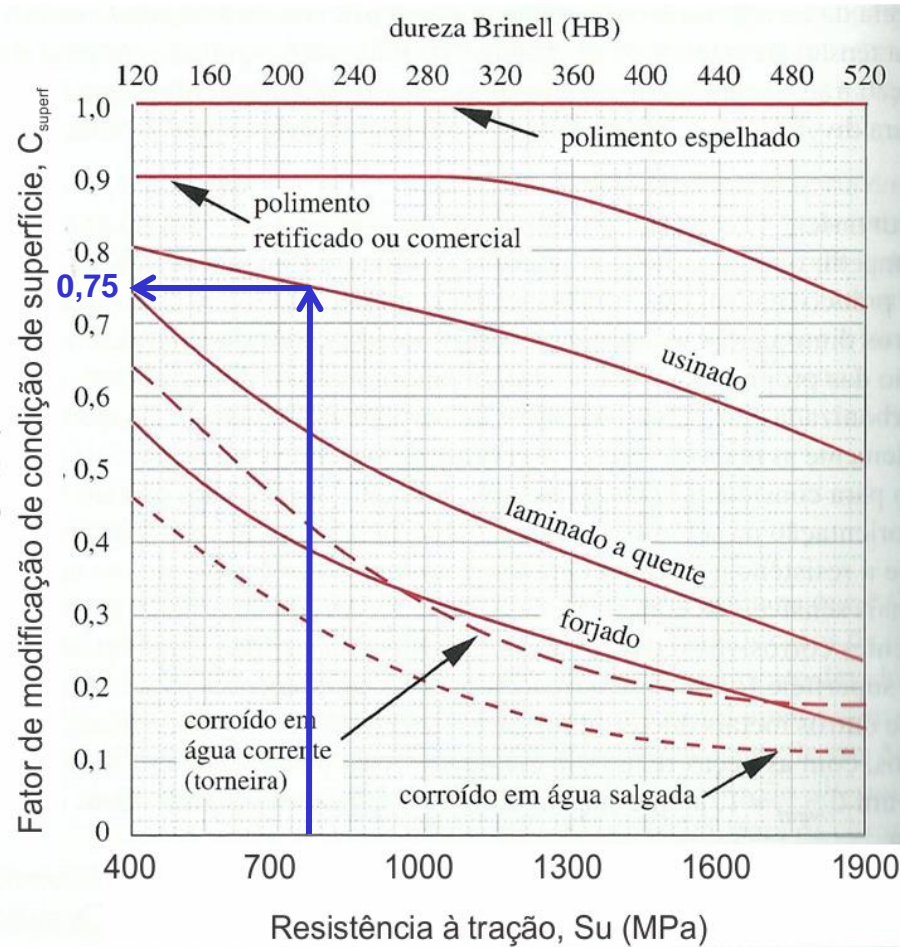
$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

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

OBS: Na resolução anterior (Niemann), utilizando o gráfico à fadiga (Figura 1), foi utilizado um valor de $S_F = 33 \text{ Kgf/mm}^2 = 330 \text{ MPa}$

FATOR DE SUPERFÍCIE

k_a, C_{superf} :



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 $d = 55 \text{ mm}$:

- Norton:

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

- Shigley:

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

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	$k_c = 0,59^*$

(*): use somente este valor para carregamentos à fadiga em torção.

Para carregamentos combinados, utilizar $K_c = 1$

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:

$$k_d = 1,0156$$

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

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 = 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* $k_f \sim 0,86$

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 : sollicitação (flexão) = 1,00

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

K_e : confiabilidade = 0,814

K_f : efeitos variados (nenhum) = 1,00

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

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

Se fosse considerado $S'_e = 330 \text{ MPa}$, utilizando o gráfico à fadiga (Aula 05a -Figura 1), conforme resolução anterior

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

Obs: observe que na resolução anterior (Niemann), chegou-se a $\sigma_{adm} = 112,96 \text{ MPa}$, para a seção B.

Contudo lembre-se que o cálculo da tensão de confronto é diferente do utilizado aqui.

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

$(K_{ff} \text{ ou } K_{ft})$

β_k na formulação anterior

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

$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

$$K_{ft} = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

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

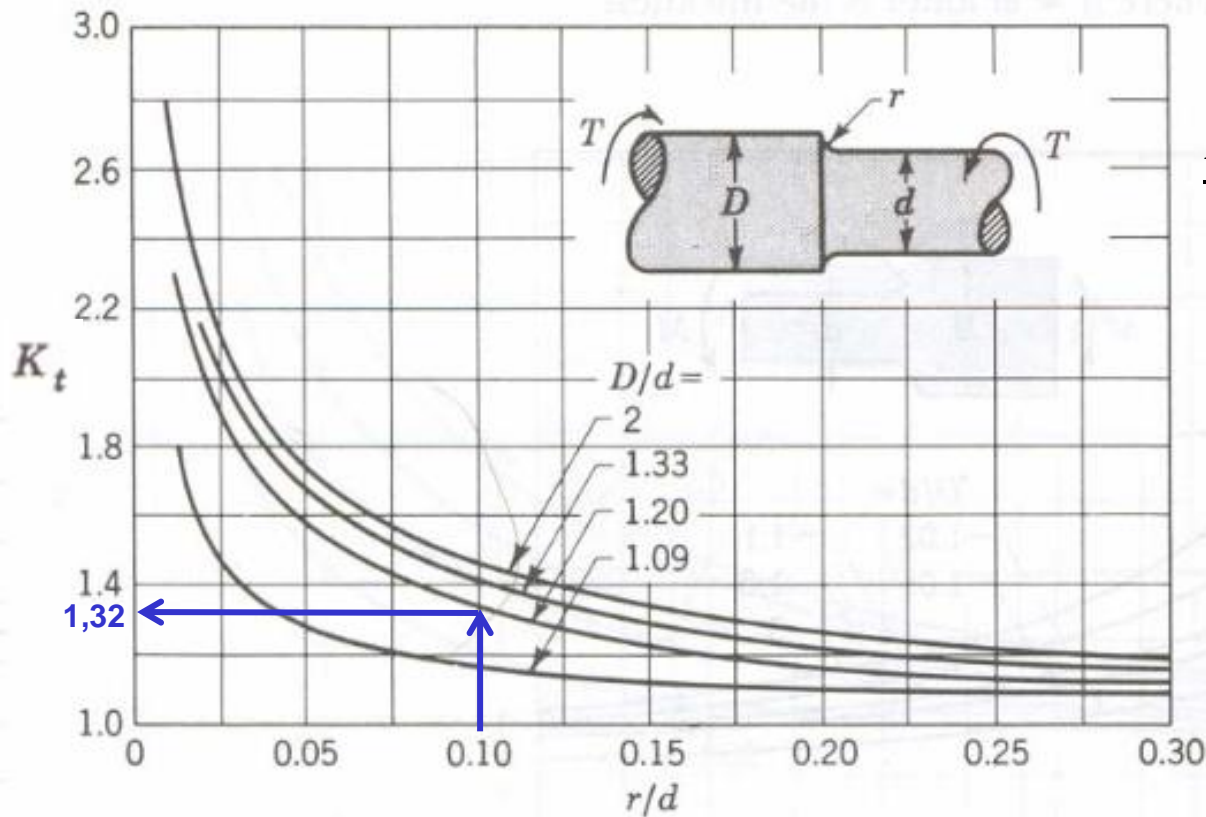
$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

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

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_t)

α_k na formulação anterior

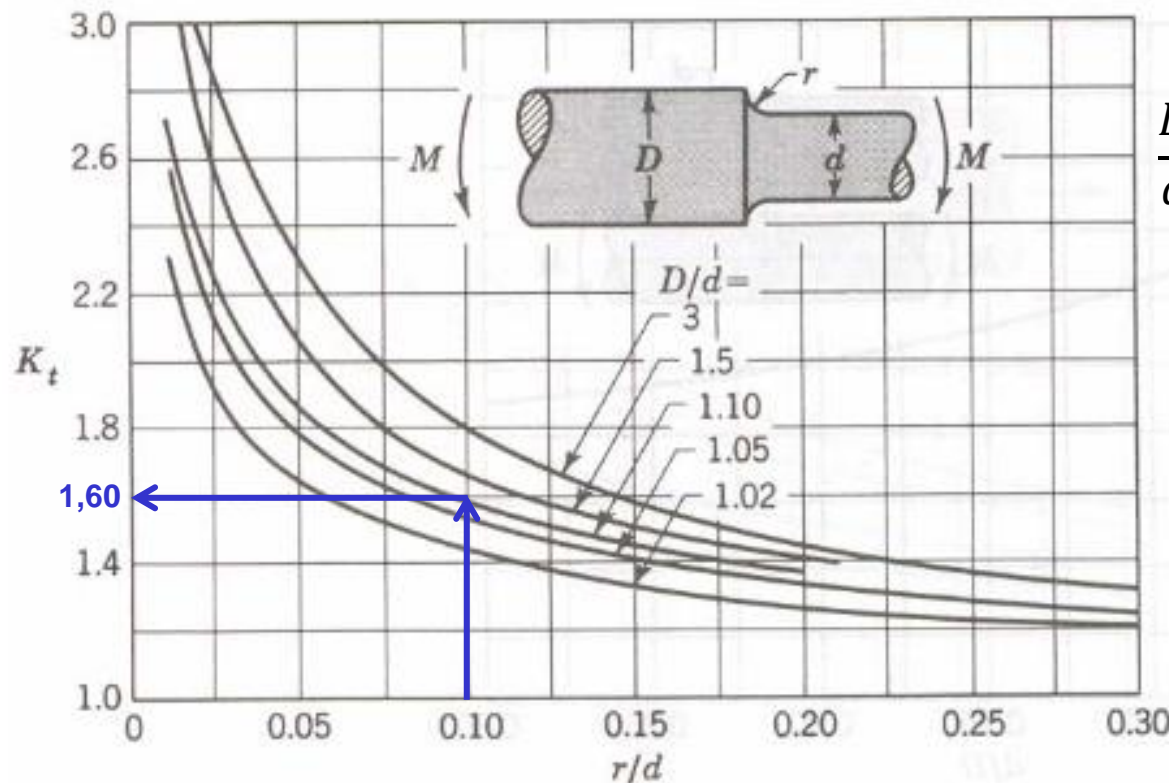


$$\frac{D}{d} = \frac{65}{55} = 1,1818$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_t)

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 :

$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

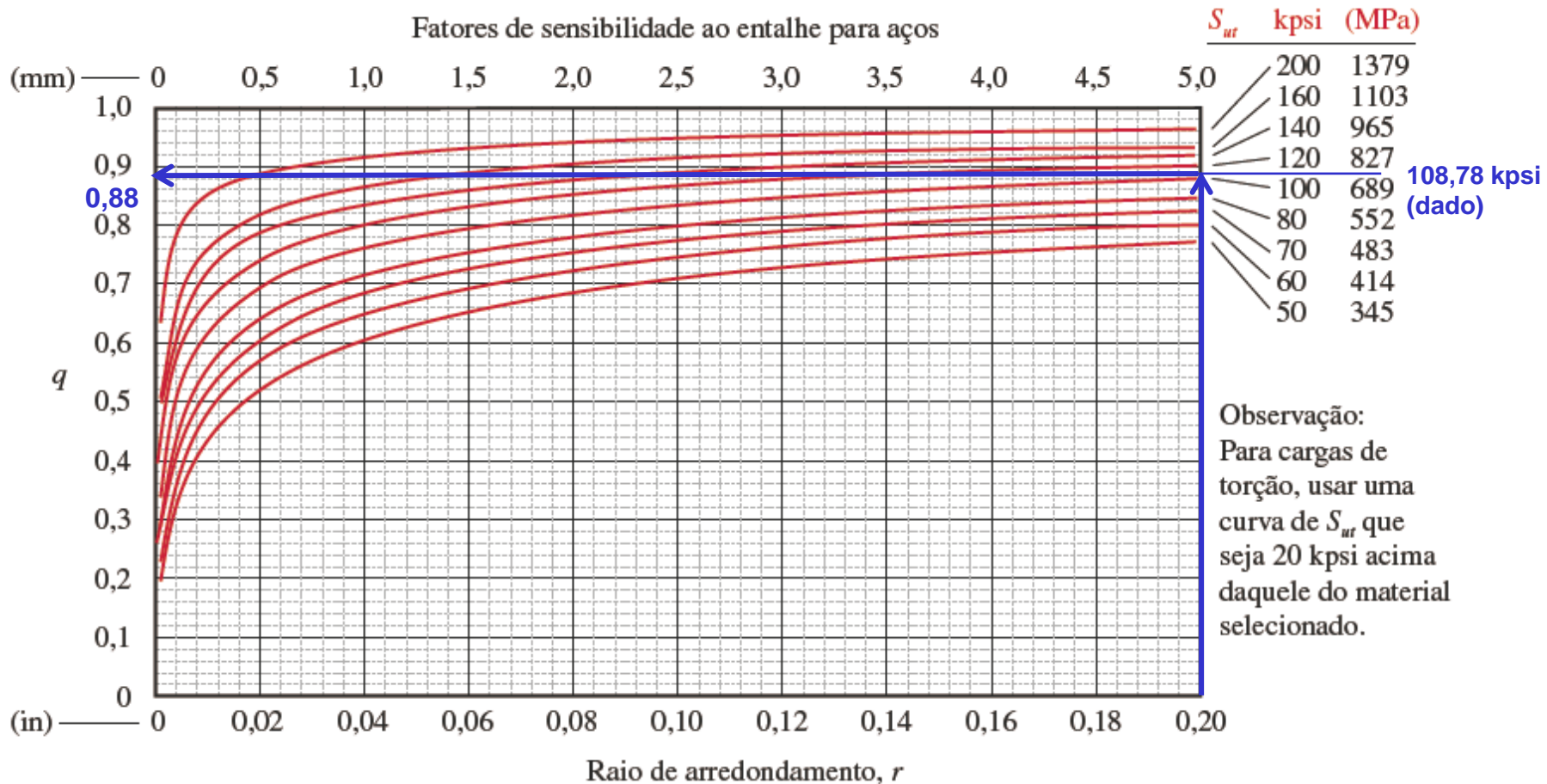
$$K_{ft} = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

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

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

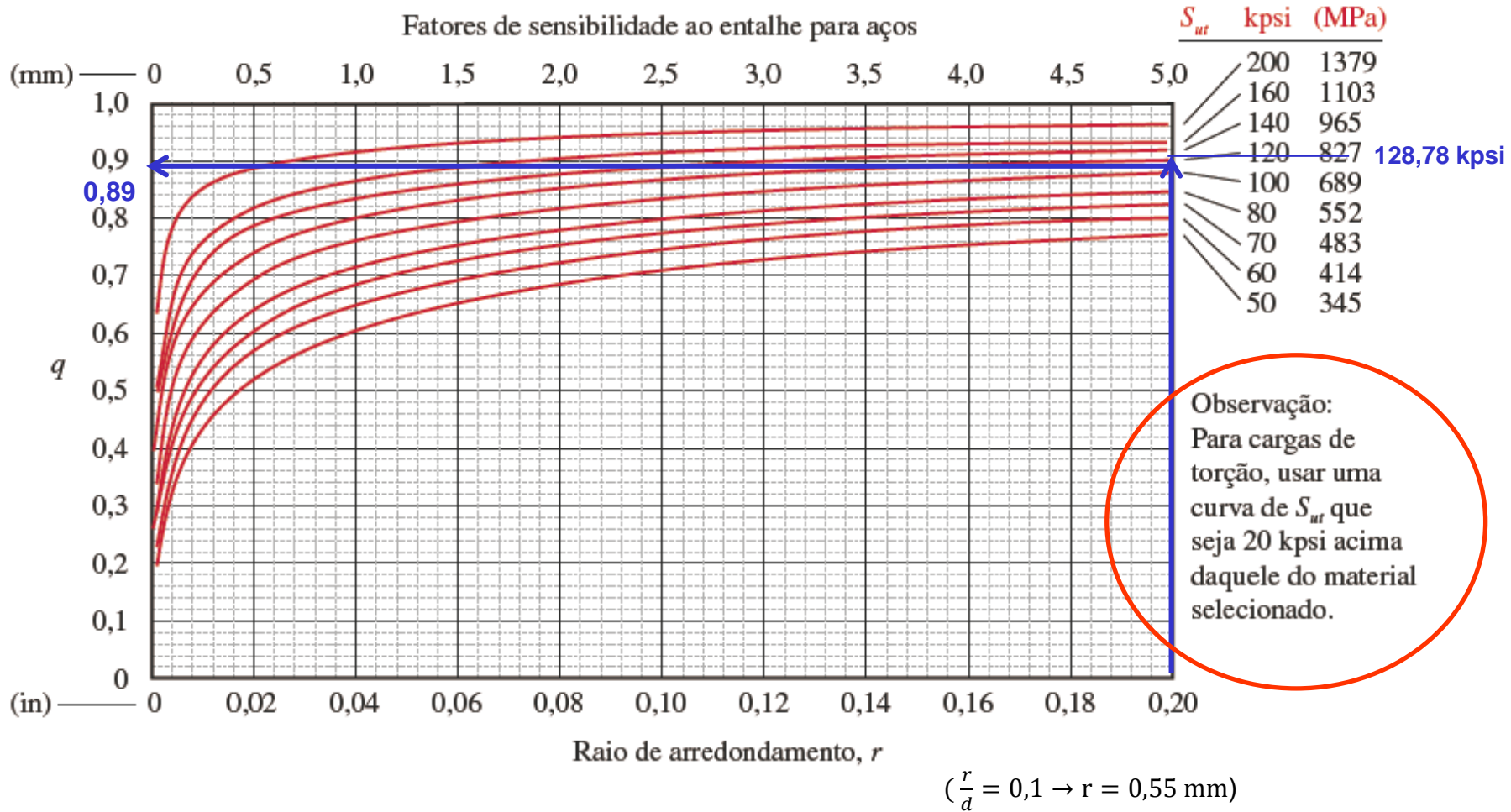
$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE (flexão)



$(\frac{r}{d} = 0,1 \rightarrow r = 5,5 \text{ mm})$

FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE (torção)



FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

$$K_{ff} = 1 + 0,88 \cdot (1,60 - 1) \quad K_{ft} = 1 + 0,89 \cdot (1,32 - 1)$$

$$K_{ff} = 1,528$$

$$K_{ft} = 1,285$$

Cálculos anteriores:

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

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

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

$$\sigma = 1,528 \cdot 69,95 = 106,88 \text{ MPa}$$

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

$$\tau = 1,285 \cdot 13,80 = 17,73 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{106,88^2 + 3 \cdot 17,73^2} = \mathbf{111,20 \text{ MPa}}$$

$$\sigma^* = \mathbf{111,20 \text{ MPa}} < \sigma_{adm} = \mathbf{181,13 \text{ MPa}} \quad \rightarrow \quad \mathbf{OK!}$$

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{181,13}{111,20} = \mathbf{1,63}$$

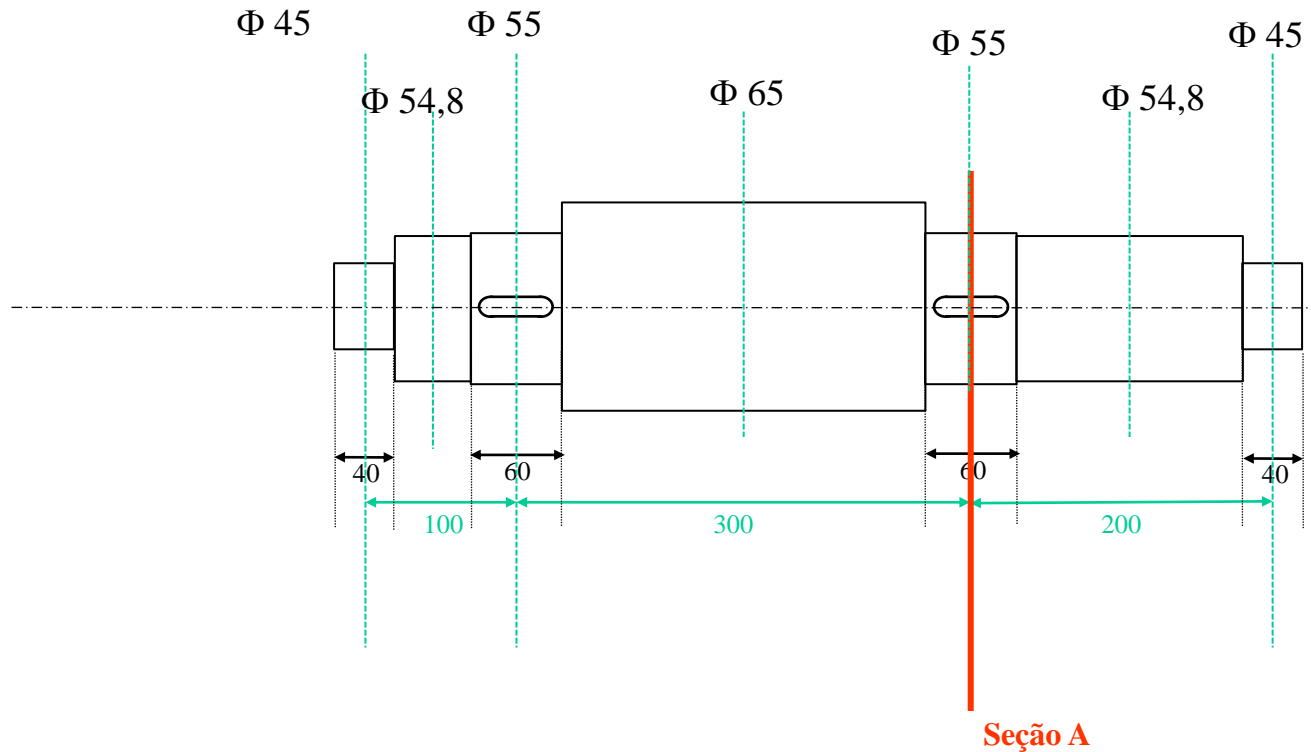
No cálculo anterior (Niemann, seção B): $\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{112,96}{72,21} = \mathbf{1,56}$

Para o S_e da resolução anterior (Niemann, Figura 1, seção B):

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{163,76}{111,20} = \mathbf{1,47}$$

Como exercício: verificar a seção A, montagem da engrenagem com chaveta.

Verificação da seção A



Seção A: maiores esforços atuantes, chaveta