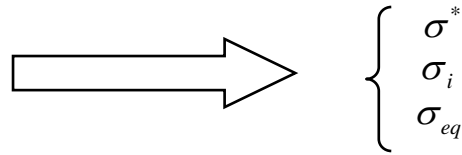


### 6.4.2- Cálculo da Tensão de Confronto

Tensão de confronto  
Tensão ideal  
Tensão equivalente



#### A) Cálculo da tensão de confronto sob solicitação estática

##### a1) Flexão Pura

$$\sigma^* = \sigma_{\max} = \frac{M_{fr}}{W_f} \leq \sigma_{adm}$$

Dimensionamento estático

- Caso estático
- Caso fadiga



Pré-dimensionar  
como estático



Verificar quanto  
a fadiga

No caso de secção circular:

$$W_f = \frac{\pi d^3}{32} \Rightarrow \sigma^* = \frac{32M_{fr}}{\pi d^3} \leq \sigma_{adm}$$

com

$$M_{fr} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2}$$

Pré-dimensionamento :

$$\bar{d}^3 = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_{fr}}{\sigma_{adm}}$$

$\Rightarrow$

$$\bar{d} = 2.17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{fr}}{\sigma_{adm}}}$$

$$d = 1.1 \sim 1.3 \bar{d}$$

**a2) Torção Pura**

$$\tau^* = \tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{adm}$$

Para secção circular:  $W_t = \frac{\pi d^3}{16}$

Pré-dimensionamento :  $\frac{16M_t}{\pi d^3} \leq \tau_{adm} \Rightarrow \bar{d}^3 = \frac{16M_t}{\pi \tau_{adm}}$

$$\bar{d} = 1.72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{adm}}}$$

$$d = 1.1 \sim 1.3 \bar{d}$$

Á partir da potência de entrada (N, em HP; n, em rpm)

$$N = F \cdot v \Rightarrow N[\text{HP}] = \frac{F[\text{Kgf}] \cdot v[\text{m/s}]}{75} \quad N[\text{CV}] = \frac{F[\text{Kgf}] \cdot v[\text{m/s}]}{76} \quad \omega[\text{rad/s}] = \frac{2\pi \cdot n[\text{rpm}]}{60}$$

$$v[\text{m/s}] = \omega[\text{rad/s}] \cdot r[\text{m}]$$

$$\Rightarrow N = \frac{F}{75} \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{r}{1000} = \frac{1}{716200} \cdot \underbrace{F \cdot r \cdot n}_{M_t}$$

$$N = \frac{1}{716200} \cdot M_t \cdot n$$

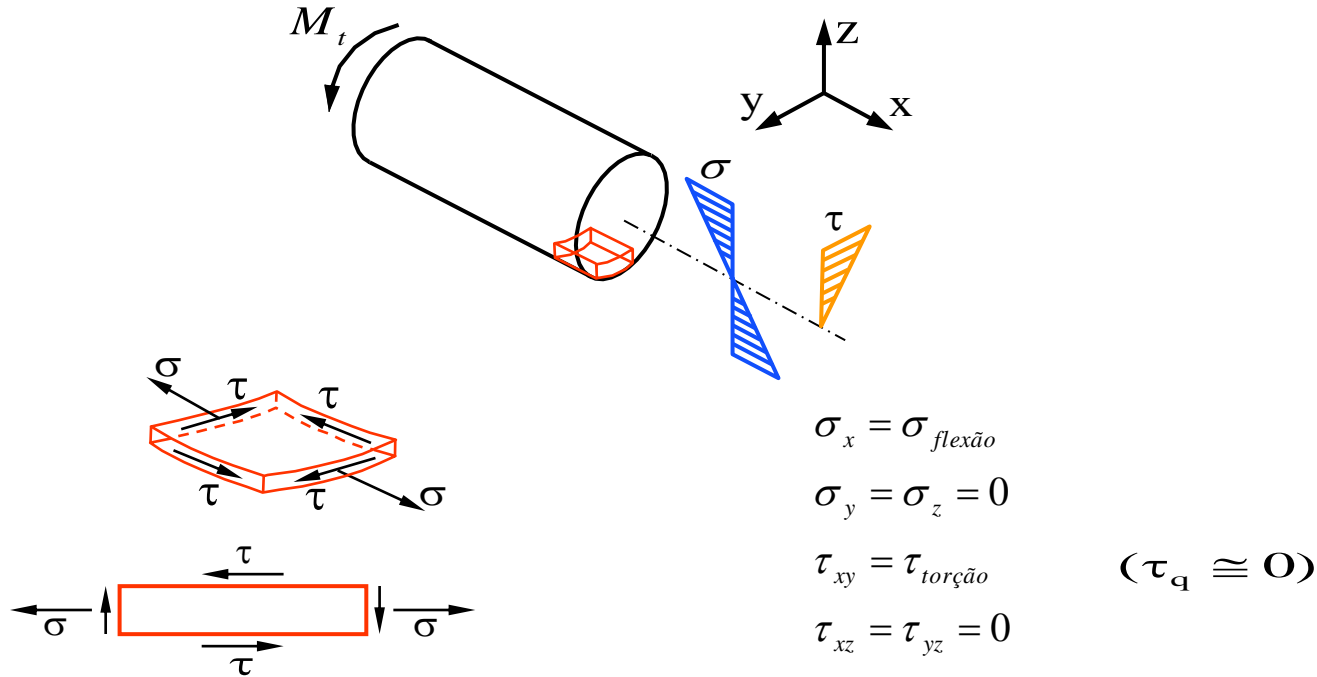
N : [HP]  
M<sub>t</sub> : [Kgf/mm]  
n : [rpm]

$$M_t = 716200 \frac{N}{n} \Rightarrow \bar{d} = 1.72 \cdot \sqrt[3]{716200 \frac{N}{n \cdot \tau_{adm}}}$$

$$\bar{d} = 15389 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot \tau_{adm}}}$$

$$d = 1.1 \sim 1.3 \bar{d}$$

a3) Flexão e torção combinadas



$\left. \begin{matrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{matrix} \right\} \Rightarrow \text{Tensões principais } \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 \Rightarrow \sigma_i = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$

Critério Energia Distorção (Von MISES)

Para flexão e torção em eixos temos situação biaxial de sollicitação (2D)

Tensões principais para 2D  $\longrightarrow \left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$  (eq.1)

Se  $\sigma_y = 0$   $\longrightarrow \left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2}$  (eq.2)

$\sigma_i$  para 2D ( $\sigma_3 = 0$ ) é :

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2]} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1^2 - 2\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2)}$$

$$\Rightarrow \sigma_i^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 \quad (\text{eq.3})$$

Da equação 2:

$$\sigma_1^2 = \frac{\sigma^2}{4} + \left(\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2\right) + 2 \times \frac{\sigma}{2} \times \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2}$$

$$\sigma_2^2 = \frac{\sigma^2}{4} + \left(\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2\right) - 2 \times \frac{\sigma}{2} \times \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2}$$

+

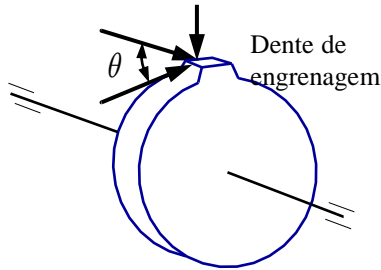
$$-\sigma_1 \times \sigma_2 = -\left[\frac{\sigma^2}{4} - \left(\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2\right)\right] = -\frac{\sigma^2}{4} + \frac{\sigma^2}{4} + \tau^2$$

---


$$\sigma_i^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 = 4\frac{\sigma^2}{4} + 3\tau^2$$

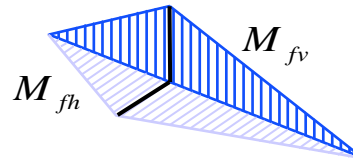
$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

No caso de eixos



$$\sigma = \frac{M_{fr}}{W_f}$$

$$M_{fr} = \sqrt{M_{fh}^2 + M_{fv}^2}$$



$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{M_{fr}^2}{W_f^2} + 3 \frac{M_t^2}{W_t^2}}$$

Tendo-se **seção circular** :

$$\begin{cases} W_f = \frac{\pi d^3}{32} \\ W_t = \frac{\pi d^3}{16} \end{cases} \Rightarrow W_f = \frac{1}{2} W_t$$

$$\Rightarrow \sigma^* = \frac{M_{eq}}{W_f}$$

$$\sigma^* = \frac{1}{W_f} \sqrt{M_{fr}^2 + \frac{3}{4} M_t^2}$$

$$\Rightarrow M_{eq} = \sqrt{M_{fr}^2 + \frac{3}{4} M_t^2}$$

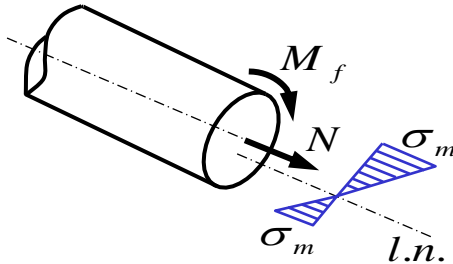
$$\sigma^* \leq \sigma_{adm} \Rightarrow \frac{M_{eq}}{\pi d^3} \times 32 \leq \sigma_{adm}$$

$$\bar{d} = 2,173 \sqrt{\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}}}$$

$$d = 1,1 \sim 1,3 \bar{d}$$

## B) Cálculo da tensão de confronto sob sollicitação dinâmica (fadiga)

### b1) Flexão Pura



$$\sigma^* = \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{fr}}{W_f} \leq \sigma_{fadm}$$

Havendo força normal :

$$\sigma = \pm \frac{N}{S} \pm \frac{M_{fr}}{W_f}$$

Por exemplo :

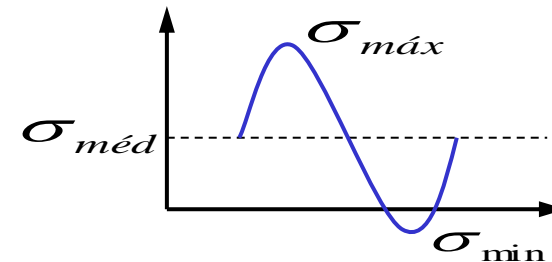
$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{N}{S} + \frac{M_{fr}}{W_f} \quad e \quad \sigma_{m\acute{i}n} = \frac{N}{S} - \frac{M_{fr}}{W_f}$$

Neste caso

$1 < k < \infty$  e calcular sempre usando

$$S_m = \max(|\sigma_{m\acute{a}x}|, |\sigma_{m\acute{i}n}|)$$

$$\sigma^* = S_m \leq \sigma_{fadm}$$



## b2) Torção Pura

$$\tau^* = \tau = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{fadm}$$

Se não houver flutuações de

$$M_t \rightarrow k = 1$$

Se houver

$$S_m = \max(|\tau_{\max}|, |\tau_{\min}|)$$

$$\tau^* = S_m \leq S_{fadm}(k \neq 1)$$

### b3) Flexão e Torção Combinadas

#### b3.1) Flexão e torção tem o mesmo “k”

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_{m\acute{a}x}\beta_{kf})^2 + H^2(\tau_{m\acute{a}x}\beta_{kt})^2} \quad \text{com} \quad H = \frac{\sigma_F}{\tau_F}$$

$\sigma_F$  - limite resist\ecencia \u00e0 fadiga por flex\u00e3o para valor k

$\tau_F$  - limite resist\ecencia \u00e0 fadiga por tor\u00e7\u00e3o para valor k

$\beta_{kf}$  - coeficiente de entalhe din\u00e2mico para fadiga \u00e0 flex\u00e3o para valor k

$\beta_{kt}$  - coeficiente de entalhe din\u00e2mico para fadiga \u00e0 tor\u00e7\u00e3o para valor k

#### b3.2) Flex\u00e3o e tor\u00e7\u00e3o tem k diferentes

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_{m\acute{a}x}\beta_{kf})^2 + H_{Fadm}^2(\tau_{m\acute{a}x}\beta_{kt})^2} \quad \text{com} \quad H_{Fadm} = \frac{\sigma_{Fadm}}{\tau_{Fadm}};$$

$$\sigma_{Fadm} = S_{Ffk} \frac{b_1 b_2 b_3}{\beta_{kf} \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5}, \quad \tau_{Fadm} = S_{Ftk} \frac{b_1 b_2 b_3}{\beta_{kt} \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5}$$

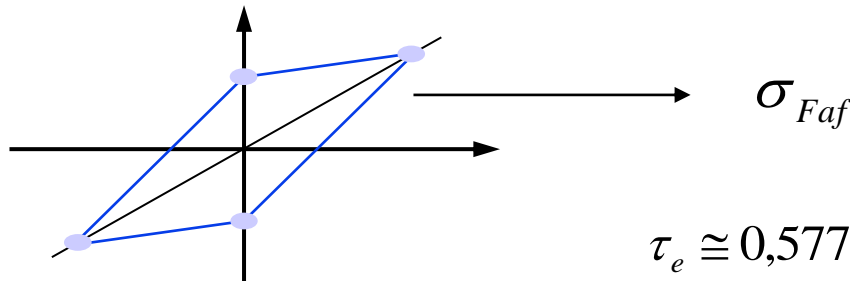
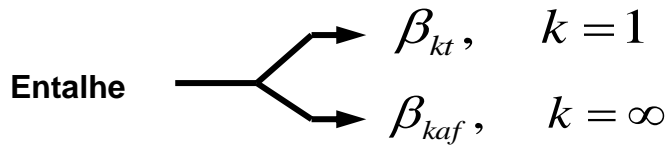
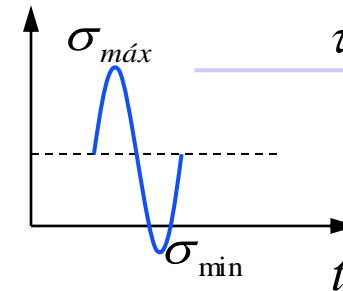
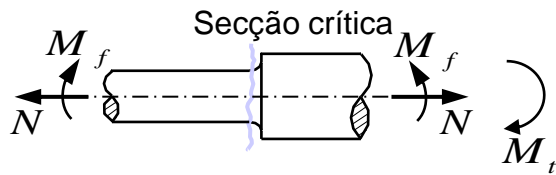
Obs.: Se n\u00e3o dispuser de  $\beta_k$ 's exatos usar  $\beta_k$  para  $k=\infty$



**b3.3) Caso particular onde  $k_f = \infty$  e  $k_t = 1$** 

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}x}^2 + H^2 \tau^2}$$

$$H = \frac{\sigma_{Faf} \beta_{kt}}{\tau_e \beta_{kaf}}$$



Goodman

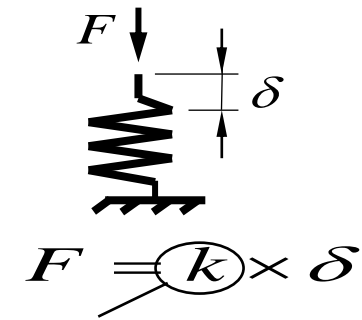
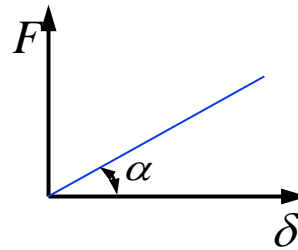
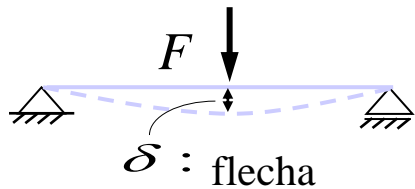
$$\tau_e \cong 0,577 \cdot \sigma_e$$

Normalmente não temos  $\beta_{kt}$  para  $k = 1$ . Usamos  $\beta_{kt}$  para  $k = \infty$  a favor da segurança.

Se existir força normal  $N$  recai-se no caso b3.2) porque

$$k_f \neq \infty$$

### 6.5 - Cálculo de Eixos quanto à Rigidez (ou flecha admissível)



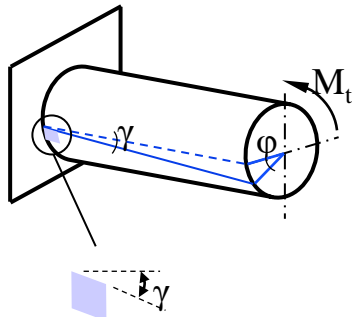
$F = k \times \delta$   
constante de mola (rigidez)

#### 6.5.1 – Eixos de seção constante

- Tração / compressão

$$\sigma = E \times \varepsilon \rightarrow \frac{P}{A} = E \frac{\delta}{L} \Rightarrow P = \left( \frac{EA}{L} \right)_k \delta \Rightarrow k_{en} = \frac{EA}{L}$$

- Torção



$$\gamma \cdot L = \varphi \frac{d}{2}$$

$$\varphi = \frac{\gamma L 2}{d}$$

$$\gamma = \varphi \frac{d}{2L}$$

$$\tau = G \cdot \gamma$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t d}{J_t \cdot 2}$$

$$\Rightarrow \frac{M_t \cdot d}{J_t \cdot 2} = G \cdot \varphi \cdot \frac{d}{2L}$$

$$\Rightarrow M_t = \left( \frac{G \cdot J_t}{L} \right)_k \varphi \Rightarrow k_{et} = \frac{G \cdot J_t}{L}$$

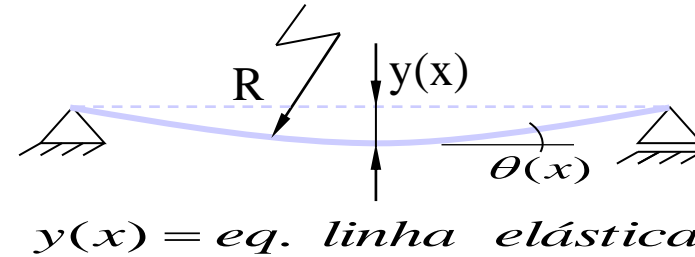
$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad J_t = \frac{\pi d^4}{32}$$

• Flexão

Da teoria de flexão :

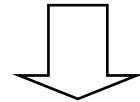
Curvatura  $\frac{1}{R} = \frac{M}{EJ}$

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



Estudo das curvas planas  $\Rightarrow$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{inclinação} = \theta = \frac{dy}{dx} \\ \text{curvatura} = \frac{1}{R} = \frac{d^2y}{dx^2} \end{array} \right.$$



$$\theta = \text{inclinação} = \frac{dy}{dx} \quad (1)$$

$$\frac{M}{EJ} = \frac{\text{momento fletor}}{EJ} = \frac{1}{R} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (2)$$

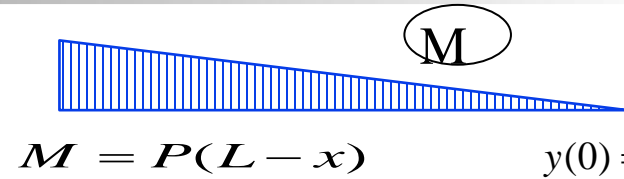
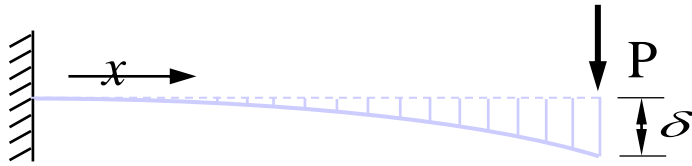
$$\frac{Q}{EJ} = \frac{\text{força cortante}}{EJ} = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{dM}{dx} = \frac{d^3y}{dx^3}$$

$$\frac{q}{EJ} = \frac{\text{carga distribuída}}{EJ} = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{dQ}{dx} = \frac{d^4y}{dx^4}$$

De (1) e (2) , partindo-se do diagrama de momento fletor :

$$\int_0^l \frac{M}{EJ} dx = \frac{dy}{dx} = \theta \quad \text{e}$$

$$\int_0^l \left( \int_0^x \frac{M}{EJ} dx \right) dx = y(x) \quad \text{eq. linha elástica}$$



$$y(0) = 0$$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=0} = 0$$

$$\int M dx = PL \int dx - P \int x dx = P \left[ Lx - \frac{x^2}{2} \right] + C_1$$

$$\frac{d}{dx}(EJ \cdot y(x)) = \int M dx = P \left( Lx - \frac{x^2}{2} \right) + C_1 \Rightarrow$$

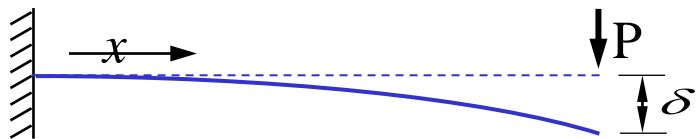
$$EJ \cdot y(x) = \int \left[ P \left( Lx - \frac{x^2}{2} \right) + C_1 \right] dx = PL \frac{x^2}{2} - \frac{P}{2} \frac{x^3}{3} + C_1 x + C_2$$

$$y(0) = 0 \Rightarrow C_2 = 0 \text{ e } \theta(0) = \left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=0} = 0 \Rightarrow C_1 = 0$$

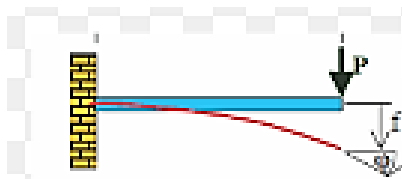
$$y(x) = \frac{1}{EJ} \left[ PL \frac{x^2}{2} - \frac{P}{6} x^3 \right], \text{ pondo } x = L \text{ vem}$$

$$y(L) = \frac{P}{EJ} \left( \frac{L^3}{2} - \frac{L^3}{6} \right) \Rightarrow \delta = \frac{PL^3}{3EJ}$$

$$P = \frac{3EJ}{L^3} \delta \Rightarrow k_f = \frac{3EJ}{L^3}$$



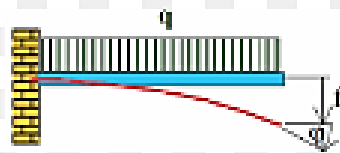
Para demais casos simples tabelas. →



$$f = - PL^3 / 3 EI$$

$$M_A = 0$$

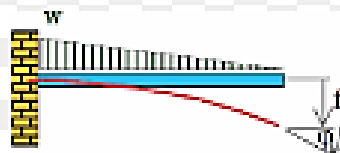
$$M = -PL$$



$$f = - qL^4 / 8 EI$$

$$M_A = 0$$

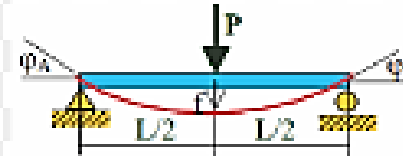
$$M = -qL^2$$



$$f = - wL^4 / 30 EI$$

$$M_A = 0$$

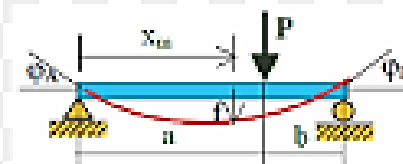
$$M = -wL^2/6$$



$$f = - PL^3 / 48 EI$$

$$M_A = PL/4$$

$$M = 0$$

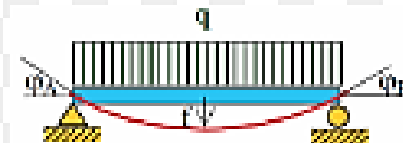


$$f = - P b (L^2 - b^2)^{3/2} / 9\sqrt{3} LEI$$

para  $x_m = \sqrt{(L^2 - b^2)}/3$

$$M_A = (P(L-a)a)/L$$

$$M = 0$$

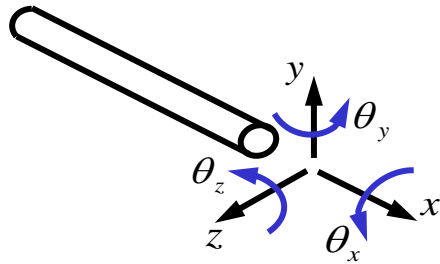


$$f = - 5 q L^4 / 384 EI$$

$$M_A = qL^2/8$$

$$M = 0$$

### 6.5.1. Cálculo de Flechas de Eixos de Secção Variável (escalonados)



6 solicitações, deformações = 6 graus de liberdade

1 gdl  $\longrightarrow$  1 k (coeficiente de mola)

Vários gdl  $\longrightarrow$  [ K ] Matriz de rigidez

$$F = kx \iff \{F\}_{n \times 1} = [K]_{n \times n} \cdot \{x\}_{n \times 1}$$

Cálculo dos  $K_{ij}$



**Método dos Elementos Finitos**

Método numérico para resolver equações diferenciais



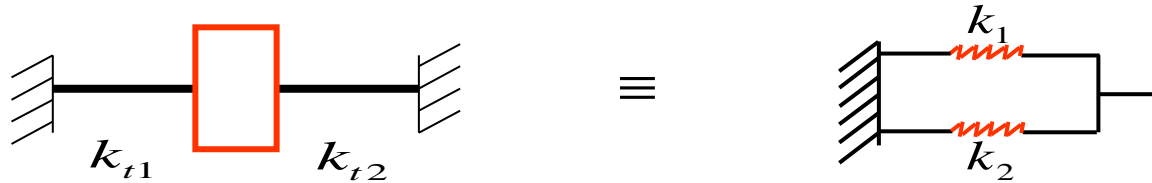
Aplicações do MEF :

- Problemas de elasticidade em sólidos –  $\sigma$ ,  $\epsilon$ ,  $\delta$
- Vibrações em sólidos –  $\omega_i$ ,  $\{X\}_i$
- Escoamento em fluidos –  $v$ ,  $p$
- Transmissão de calor –  $T$
- Campos elétricos
- etc

Softwares de MEF disponíveis :

- Micro / workstations e Host
- Ansys, COSMOS, ABAQUS, IDEAS

### Associação de Rigidezes (molas)



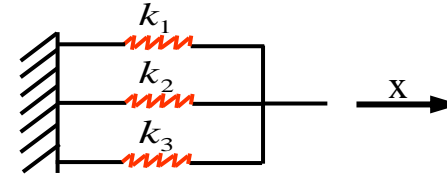
### Molas em paralelo

Deslocamento igual para todas.

$$F_t = k_1 x + k_2 x + k_3 x \Rightarrow \underbrace{k_{eq//}}_{F_t} \cdot x = (k_1 + k_2 + k_3) \cdot x$$

$$F_t = \sum F_i$$

$$k_{eq//} = k_1 + k_2 + k_3$$



### Molas em série

Força igual para todas.

$$x_t = \sum x$$

$$x_t = \frac{F}{k_{eqS}} = \frac{F}{k_1} + \frac{F}{k_2} + \frac{F}{k_3}$$



$$k_{eqS} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}}$$

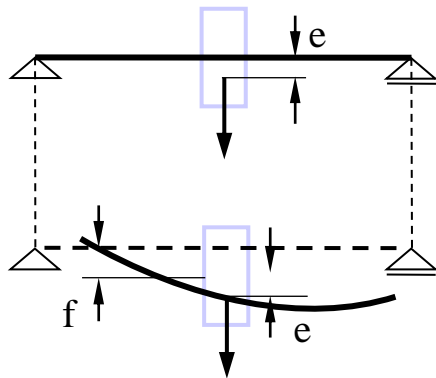
Valores de flecha e ângulo de flexão admissíveis para algumas construções mecânicas

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
- $\delta$  = entreferro do motor elétrico
- L = distância entre apoios do eixo

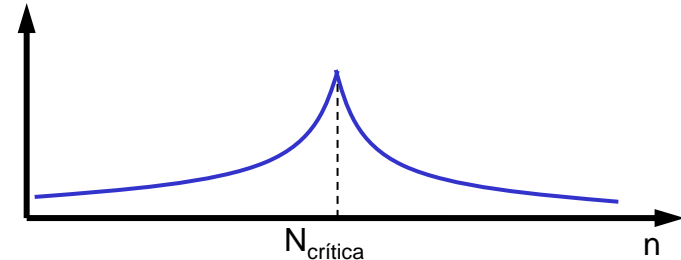


### 6.6 - Cálculo de Eixos quanto à Rotação Crítica



Modelagem :

Amplitude vibrações



- Despreza-se o peso do eixo
- Despreza-se a inércia do eixo
- Despreza-se o momento centrífugo

$$\sum F_{ext} = M.a = M.\omega^2 r = M.\omega^2(f + e)$$

No caso de viga bi-apoiada :

$$f = \frac{FL^3}{48EJ} \Rightarrow F = \overbrace{\frac{48EJ}{L^3}}^K . f$$

como

$$\sum F_{ext} = F \Rightarrow k.f = M\omega^2(f + e) \Rightarrow$$

$$kf - Mf\omega^2 - Me\omega^2 = 0 \Rightarrow f = \frac{Me\omega^2}{k - M\omega^2} \quad \text{ou}$$

$$f = \frac{e}{\frac{k}{M\omega^2} - 1}$$

quando  $\frac{k}{M\omega^2} \rightarrow 1 \Rightarrow f \rightarrow \infty, \forall e!! \Rightarrow \omega_{crit} = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad [\text{rad/s}]$

$$\omega_{crit} = \frac{2\pi}{60} n_{crit} \Rightarrow n_{crit} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (\text{rpm})$$

Novamente desprezando-se o peso do eixo, a flecha estática é

$$f_{st} = \frac{GL^3}{48EJ} \Rightarrow f_{st} = \frac{G}{k} = \frac{Mg}{k} \quad , M = \text{massa do disco}$$

$$\Rightarrow \frac{k}{M} = \frac{g}{f_{st}} \Rightarrow \boxed{n_{crit} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{st}}}}$$

## OBSERVAÇÕES

1.  $N_{crit} \exists$  mesmo se  $e = 0$ , entretanto desbalanceamento favorece fenômeno.

2. A dedução vale para  $M_{eixo} \ll M_{disco} !!$

3.  $n_{crit} \propto \sqrt{k} \Rightarrow$  influem

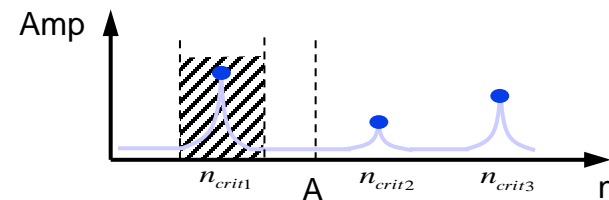
- Elasticidade E
- Forma da seção J
- Tipo de carregamento
- Vínculos

4.  $N_{trabalho}$  fora da faixa :  $0,7 \sim 1,3 n_{crit}$ .

5.  $\exists n_{crit.1,2,3}$

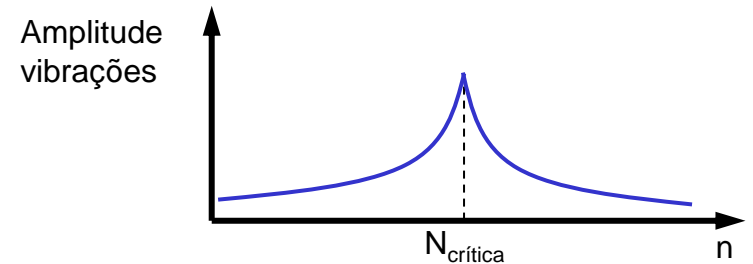
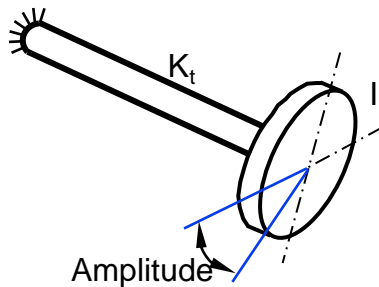
6. Pode-se trabalhar em “A”

Passa-se pela crítica com potência suficiente e amortecimento alto.



## ROTAÇÃO CRÍTICA TORCIONAL

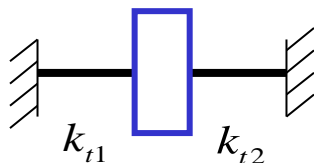
Da mesma forma que flexional, existe  $n_{crit}$  torcional, especialmente para eixos  $d \ll L$



$$n_{crit\ torc} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k_t}{I}}$$

- $K_t$  : Rigidez torcional
- $I$  : Inércia do disco
- $G$  : Módulo de elasticidade transversal

Neste caso (eixo em balanço) :



$$\left\{ \begin{array}{l} k_t = \frac{GJ_t}{L} \\ I = m \frac{d^2}{8} \end{array} \right.$$

$$k_{eq//} = k_{t1} + k_{t2}$$

## Exemplo de cálculo – Dimensionamento de eixos

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.

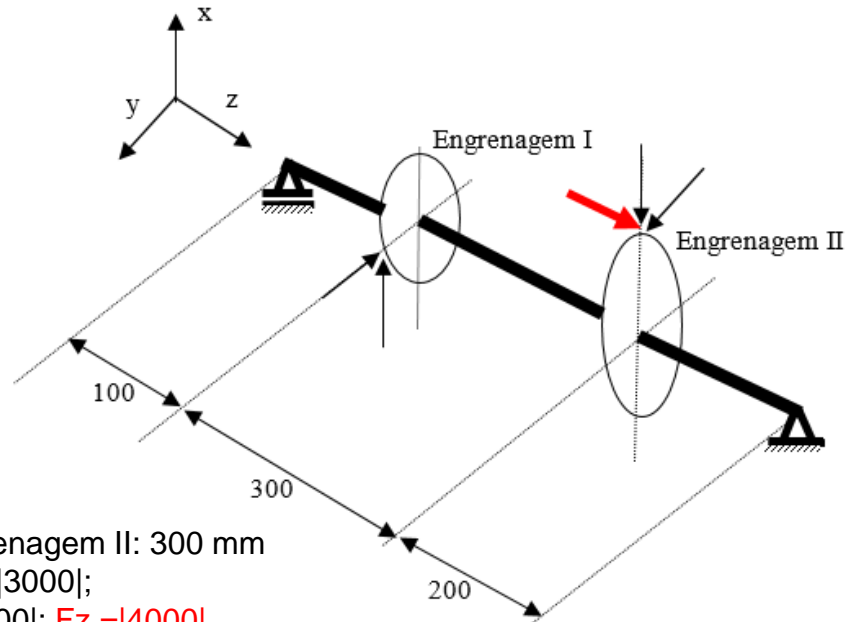
Dados:

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)

Dimensionar o eixo estática e dinamicamente e fazer o croquis final com dimensões longitudinais e diâmetros.

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  $(r/d) = 0,1$

## Exercício

Fazer o croquis inicial para o eixo do problema apresentado

**Dica:** indicar os escalonamentos de diâmetro considerando as exigências de montagem (rolamentos e engrenagens), fabricação e manutenção.

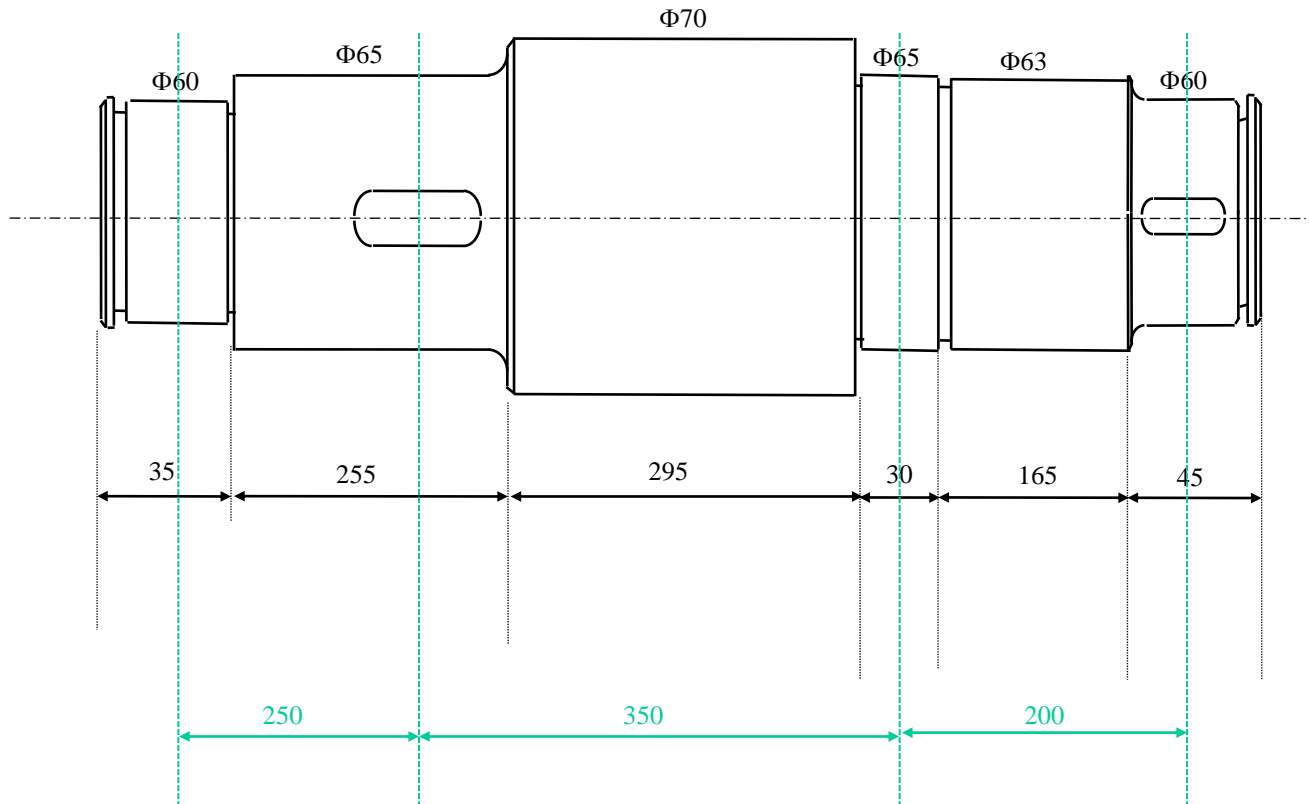
## Passos para dimensionamento do eixo

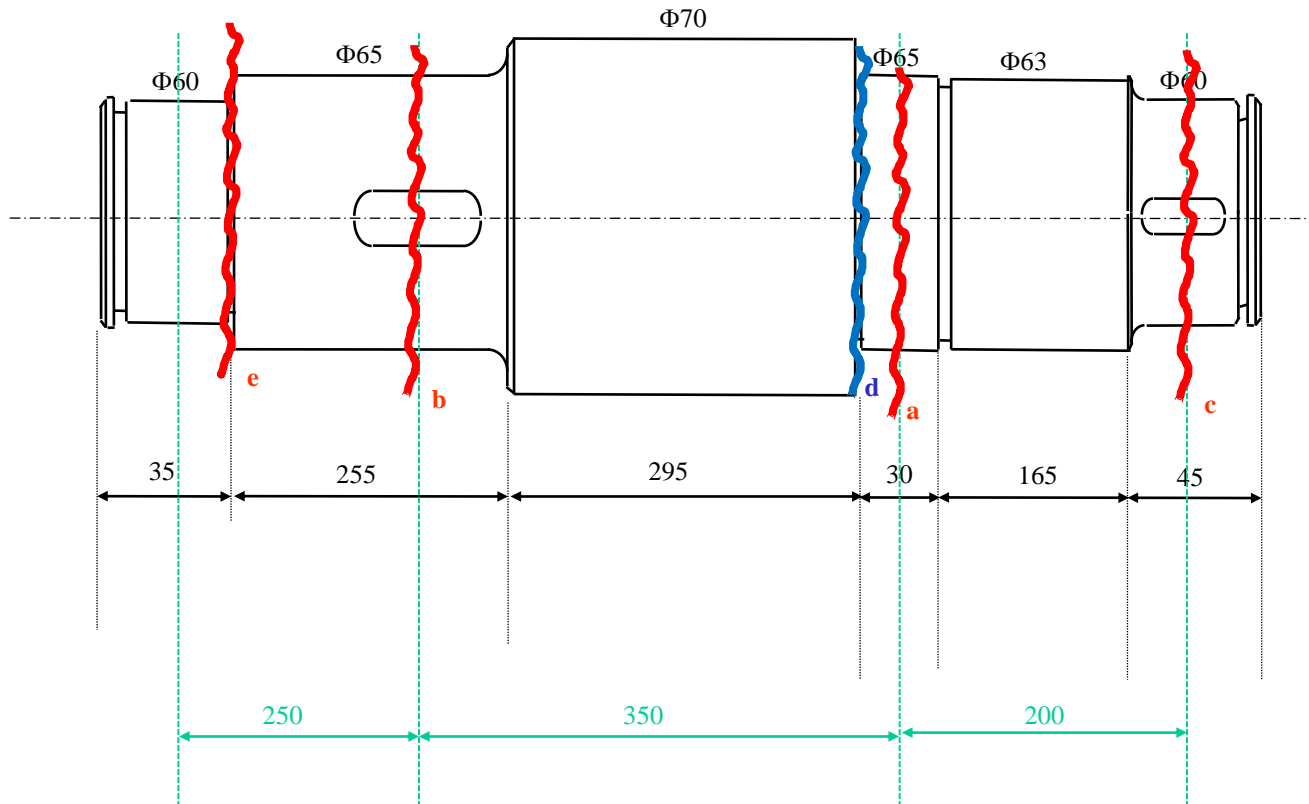
1. Croqui do eixo para planejamento, aqui se observa: o comprimento; escalonamentos; apoios de: rolamentos, engrenagem, polias; rasgos de anéis elásticos, saídas de rebolo, rasgos para chavetas, acabamentos superficiais;
2. Determinação das forças, das reações de apoio e desenho dos Diagramas esforços;
3. Determinação do Momento Equivalente ( $M_{eq}$ );
4. Planejamento dos cálculos: priorizar as seções críticas pela ocorrência de maior momento equivalente e pré-existência de fatores modificadores de resistência (entalhes);
5. Verificar o caso de solicitação a que pertence o eixo e fazer o pré dimensionamento da seção considerada mais crítica (estática);

6. Selecionar seções consideradas críticas à fadiga;
7. Para cada uma destas seções:
  - a) cálculo da tensão de confronto;
  - b) determinação do limite à fadiga alternada corrigido;
  - c) verificação da fadiga pelo coeficiente de segurança;
8. Atualizar croquis com as dimensões finais.

**OBS:** o escalonamento de diâmetro é necessário para posicionamento; montagem; fabricação e manutenção; por algumas destas razões muitas vezes o diâmetro será maior do que necessitaria devido às tensões atuantes. Então, é comum que nas variações diametrais de apoio se tenha  $d_1/d_2$  de 1,2 a 1,4, para rolamentos e engrenagens respectivamente.







### Exemplo de cálculo (Lista 06 - Exercício 06 )

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		
Largura [mm]	100	100

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

