

Lista 6

1) Considerando-se o problema 4 da lista 5 e usando o pré-dimensionamento feito, assuma agora as forças variáveis com $P_{1max} = 15$ [kN], $P_{2max} = 18$ [kN] e $P_{1min} = P_{2min} = 0$ [kN]. Calcule o novo diâmetro necessário.

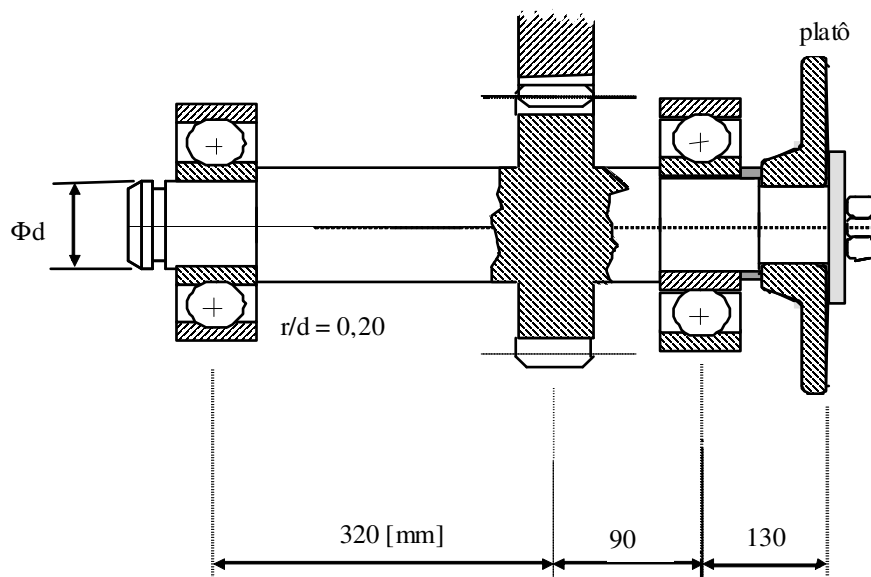
2) Dimensione o eixo do problema 6 da lista 5, agora levando em conta a fadiga. Desenhe o eixo escalonado, proporcionando apoio axial a ambas as engrenagens, as quais serão unidas por meio de chavetas planas cujos rasgos foram usinados com fresa de topo.

3) Dimensione em relação à fadiga o eixo do problema 7 da lista 5. Redesenhe-o como um eixo escalonado, com apoio axial para ambas as polias. Essas polias serão chavetadas no eixo como no exercício anterior. Sabe-se que o diâmetro do furo da polia maior é 20% maior que o furo da polia de 150 [mm].

4) Dimensione em relação à fadiga o eixo de um pinhão, pertencente a um redutor de engrenagens cilíndricas, sendo que o pinhão e o eixo formam uma só peça. No lado extremo direito do eixo está montado um platô de acionamento de uma embreagem ligada a um motor. A potência máxima fornecida é 57 [HP] à 570 [rpm]. O material do eixo é o aço ABNT 1035, temperado e revenido, com $\sigma_{rt} = 420$ [MPa] e com $\sigma_e = 320$ [MPa]. O material do eixo deverá receber acabamento de usinagem fina com ferramenta de corte. São dados:

Pinhão:	Número de dentes:	$Z = 18$ dentes retos
	Módulo:	$m = 6,0$ [mm]
	Ângulo de pressão:	$\theta = 20^\circ$
	Largura da engrenagem:	$l_e = 100$ [mm]

A força axial devido à embreagem é de 100 [kgf].
A falha do eixo acarretará grandes prejuízos.

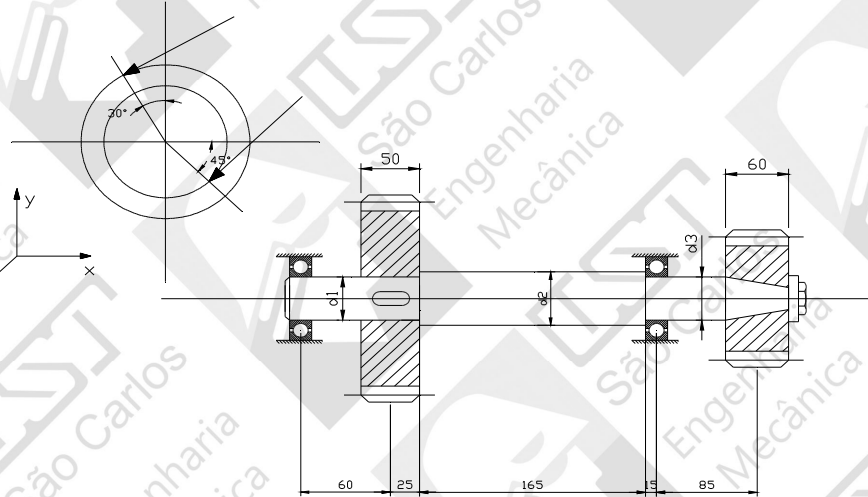


5) O eixo da figura abaixo pertence a um mecanismo de elevação e é construído de aço ABNT 4320 cementado e temperado. Determine os diâmetros necessários para que ele transmita uma potência de 43 [HP] a 530 [rpm]. São dados:

Engrenagens: $D = 180$ [mm] $m = 5$ [mm]
 $D = 120$ [mm] $m = 4$ [mm]

Eixo: $d_1 = 0,7d_2$; $d_3 = 0,8d_2$

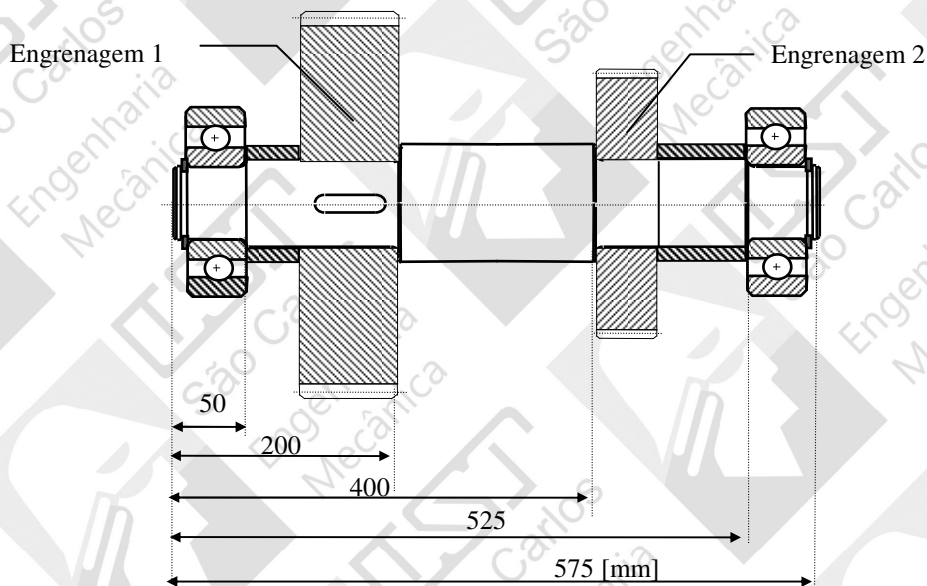
Dimensões da figura em [mm]



6) Dimensione 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. São dados:

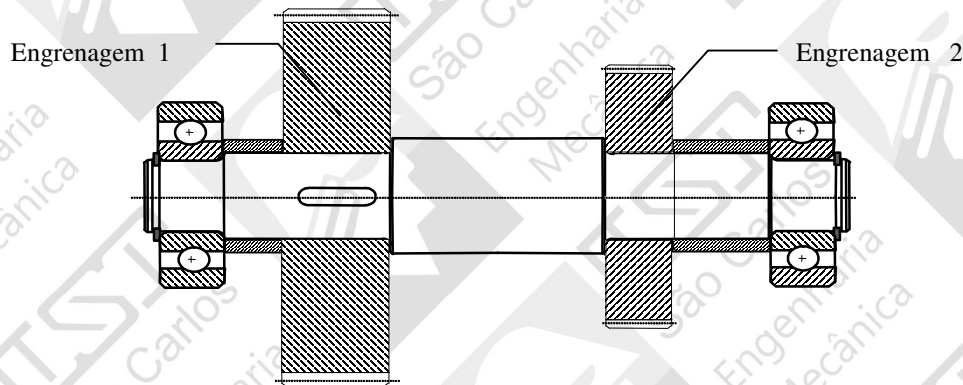
Engrenagens:	1	2
Número de dentes (retos):	57	34
Módulo [mm]:	8	8
Ângulo de pressão:	20°	20°
Largura [mm]:	100	100

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

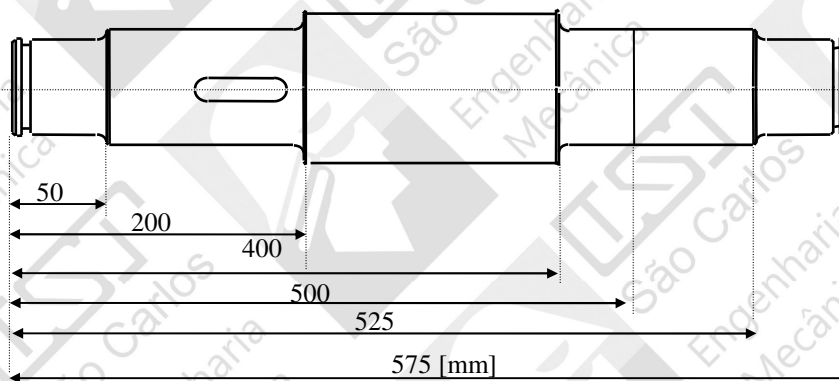


Resolução da lista 6**Exercício 6****Dimensionamento de Eixos**

Sugere-se que a solução siga os seguintes passos:

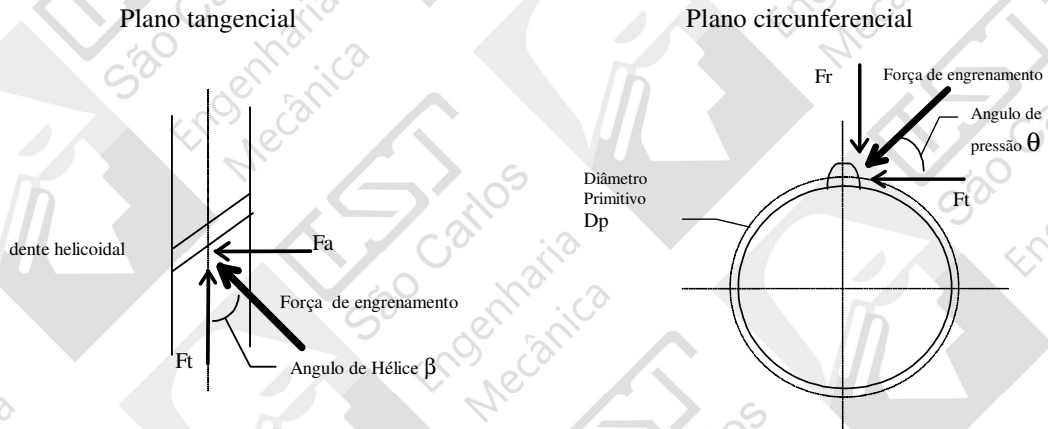
**a) Faça croqui do eixo.**

Normalmente, são dadas as dimensões longitudinais e os diâmetros precisam então ser determinados. É impossível fazer os cálculos de verificação de eixos sem antes fazer um croqui do mesmo porque os cálculos dependem da forma escolhida para o eixo. Ao se fazer o croqui, é muito importante que se raciocine como o eixo vai ser fabricado e como ele vai ser montado. Por exemplo, o segundo escalonamento da direita para a esquerda foi criado para facilitar a montagem por interferência da engrenagem 2. Os demais escalonamentos são necessários para o correto posicionamento axial dos elementos montados sobre o eixo. Além do posicionamento axial estes elementos precisam de fixação axial, ou seja, resistir a esforços axiais em ambos os sentidos. Estes tópicos serão vistos em maior detalhe nos capítulos referentes à união eixo-cubo e mancais de rolamentos. No exemplo acima foram utilizadas buchas separadoras o que nem sempre é a melhor solução.

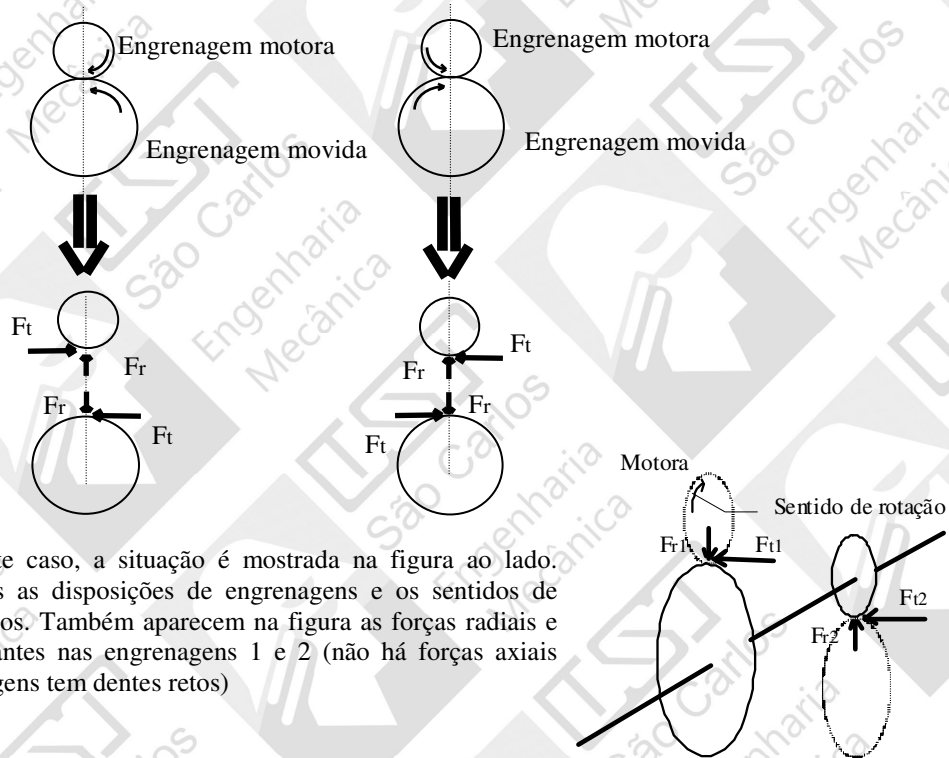
**b) Efetue o pré-dimensionamento.****b₁) Determinação dos diagramas dos esforços solicitantes**

Inicialmente, é preciso identificar quais forças estão presentes e calcular seus respectivos valores. O caso mais geral é o de engrenagens helicoidais: tem-se a força de engrenamento com

três componentes. No plano tangente ao diâmetro primitivo no ponto de contato tem-se a força axial F_a e a força tangencial F_t . No plano circunferencial, passando também pelo ponto de contato, tem-se a mesma força tangencial F_t e a força radial F_r (ver figuras a seguir).



É interessante notar que F_t produz momento de torção e momento de flexão no eixo (normalmente no plano horizontal), a força axial F_a produz tração/compressão e momento de flexão (normalmente no plano vertical) e finalmente a força radial F_r produz um momento de flexão (normalmente vertical). É importante observar as direções destas forças, as quais dependem de as engrenagens serem motoras ou movidas e também do sentido de rotação.



No presente caso, a situação é mostrada na figura ao lado. Foram adotados as disposições de engrenagens e os sentidos de rotação mostrados. Também aparecem na figura as forças radiais e tangenciais atuantes nas engrenagens 1 e 2 (não há forças axiais pois as engrenagens tem dentes retos)

Passa-se agora aos cálculos das forças atuantes

Cálculo das forças atuantes

Inicialmente se calcula o momento de torção:

$$M_t = 716200 \frac{N}{n} \text{ [kgf.mm]}, \text{ com } N \text{ [HP]} \text{ e } n \text{ [rpm]}$$

$$M_t = 716200 \times \frac{30}{80} = 268575 \text{ [kgf.mm]} = 2685,75 \text{ [N.m]}$$

Para calcular a força tangencial sabe-se que:

$$M_t = F_t \cdot \frac{d_p}{2}$$

e também que o diâmetro primitivo é igual ao módulo da engrenagem multiplicado pelo número de dentes.

$$d_{p1} = m z_1 = 8 \times 57 = 456 \text{ [mm]}.$$

Daí vem que:

$$M_t = F_t \frac{d_p}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2M_t}{d_{p1}} = \frac{2 \times 2685,75}{0,456} \Rightarrow F_{t1} = 11779,6 \text{ [N]}$$

O cálculo da componente radial usa a seguinte formulação:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_r}{F_t} \Rightarrow F_r = F_t \operatorname{tg} \theta$$

sendo θ o ângulo de pressão da engrenagem.

$$\Rightarrow F_{r1} = 11779,6 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 4287,4 \text{ [N]}$$

caso se tivesse um par de engrenagens helicoidais com $\beta = 30^\circ$, por exemplo, o cálculo da força axial seria o seguinte:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_a}{F_t}, \Rightarrow F_{a1} = 11779,6 \times \operatorname{tg} 30^\circ \Rightarrow F_{a1} = 6800,95 \text{ [N]}$$

neste caso não se deveria esquecer que a força axial produz também um momento de flexão vertical igual a $F_a \cdot \frac{d_p}{2}$!

Tanto o módulo como o ângulo de pressão de engrenagens helicoidais podem ser medidos no plano normal ou no circunferencial, conforme será visto no capítulo referente a projeto de engrenagens.

Continuando o presente caso, na engrenagem 2 tem-se:

$$M_{i2} = M_{t1} = M_t = 2685,75 \text{ [N.m]}, \quad d_{p2} = 8 \times 34 = 272 \text{ [mm]}$$

$$F_{t2} = \frac{2M_t}{d_{p2}} = \frac{2 \times 2685,75}{0,272} = 19748,16 \text{ [N]};$$

$$F_{r2} = 19.748,16 \times \operatorname{tg} 20^\circ \Rightarrow F_{r2} = 7.187,74 \text{ [N]}$$

Cálculo das reações dos vínculos

As equações de equilíbrio são dadas abaixo e se referem à figura da página seguinte:

$$\sum F_v = 0 \Rightarrow F_{VA} - F_{rr1} + F_{r2} - F_{VB} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_H = 0 \Rightarrow +F_{HA} - F_{t1} - F_{t2} + F_{HB} = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_{VA} = 0 \Rightarrow -F_{r1} \times 0,125 + F_{r2} \times 0,425 - F_{VB} \times 0,525 = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_{HA} = 0 \Rightarrow F_{t1} \times 0,125 + F_{t2} \times 0,425 - F_{HB} \times 0,525 = 0 \quad (4)$$

cuja solução é:

$$(1) \Rightarrow F_{VA} - F_{VB} = 4287,4 - 7187,74 = -2900,34 \text{ [N]}$$

$$(2) \Rightarrow F_{HA} + F_{HB} = 11779,6 + 19748,16 = 31527,76 \text{ [N]}$$

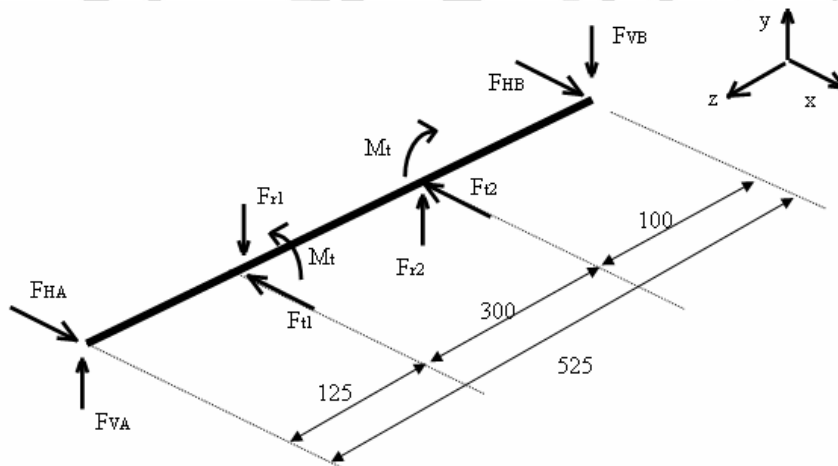
$$(3) \Rightarrow F_{VB} = \frac{1}{0,525} (7187,74 \times 0,425 - 4287,4 \times 0,125) = 4797,84 \text{ [N]}$$

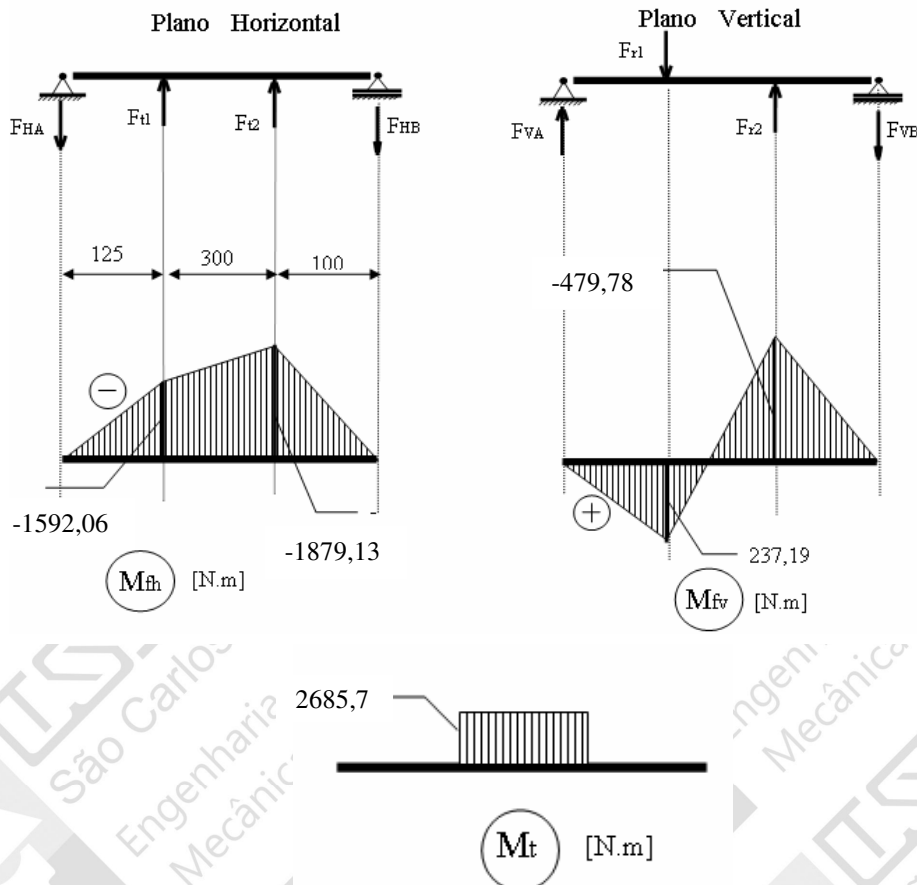
$$(1) \Rightarrow F_{VA} = -2900,34 + 4797,84 = 1897,50 \text{ [N]}$$

$$(4) \Rightarrow F_{HB} = \frac{1}{0,585} (11779,6 \times 0,125 + 19748,16 \times 0,425) = 16863,96 \text{ [N]}$$

$$(2) \Rightarrow F_{HA} = 11779,6 + 19748,16 - 16863,96 = 14663,8 \text{ [N]}$$

Têm-se agora todos os valores necessários para traçar os diagramas dos esforços solicitantes: M_{fv} , M_{fh} e M_t , que estão dados a seguir. Note-se que não há força axial neste caso e supondo que $\frac{L}{D} > 5$; $D < \frac{525}{5} = 105 \text{ [mm]}$ não é necessário se considerar a cortante Q .





b) Localização das secções críticas para pré-dimensionamento

Este exame requer muito cuidado. Devem-se procurar as secções onde se tem a tensão de confronto (σ^*) máxima. Isto implica que o momento equivalente (M_{eq}) deve ter o valor máximo, ou a secção do eixo deve ter módulo de resistência (W_f) pequeno ou mesmo uma combinação destas situações. Às vezes é impossível prever o resultado e então se deve fazer o cálculo completo para cada secção candidata para depois se concluir onde se acha a secção mais crítica.

No presente caso, as secções com diâmetro menor têm momento desprezível, e as duas secções com momento maiores tem diâmetros iguais. Isto implica que a secção com maior M_{fr} deve ter o maior σ^* e somente ela será verificada.

O exame dos diagramas de M_{fh} e M_{fv} permite calcular que no plano médio da engrenagem 1 age um momento de flexão resultante tal que:

$$M_{fr1} = \sqrt{(-1592,06)^2 + 237,19^2} = 1609,73 \text{ [Nm]} \text{ e para engrenagem 2 tem-se}$$

$M_{fr2} = \sqrt{(-1879,13)^2 + 479,78^2} = 1939,41 \text{ [Nm]}$. Portanto a secção que passa pela engrenagem 2 é a mais crítica.

b3) Determinação da σ_{adm} para o pré-dimensionamento

$\sigma_{adm} = \frac{TP}{a \cdot b \cdot c \cdot d}$. A tensão perigosa para materiais dúcteis (um aço com sigla

XX20 é dúctil) é a tensão de escoamento. Para o aço ABNT 8620 a tabela de materiais para eixos das Notas de Aula [6, pag. 6] indica:

$$\sigma_e = 60,0 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right] \quad e \quad \sigma_{rt} = 95,0 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

Fatores escolhidos:

- a = 1,0 material dúctil
- b = 2,0 carga variável com reversão (alternada simétrica devida à rotação do eixo)
- c = 1,0 carga aplicada gradualmente (embreamento)
- d = 1,7 condições gerais ligeiramente críticas
 - condições pouco severas (elevação de cargas)
 - material dúctil
 - segurança normal (elevação de cargas pouco valiosas)

$$\sigma_{adm} = \frac{60}{1,0 \times 2,0 \times 1,0 \times 1,7} = 17,65 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right] = 176,5 \text{ [MPa]}$$

b4) Determinação do diâmetro

Para solitação com M_f e M_t e eixo com seção circular

$$\bar{d} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}}}, \text{ com } M_{eq} = \sqrt{M_{fR}^2 + \frac{3}{4} M_{tR}^2}$$

$$M_{eq} = \sqrt{1939,41^2 + \frac{3}{4} \times 2685,75^2} = 3028,41 \text{ [Nm]}$$

$$\bar{d} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{3028,41}{176,5 \times 10^6}} = 0,056 \text{ [m]}, \quad d = (1,1 \sim 1,3) \bar{d}$$

Adotar-se-á $d = 70 \text{ [mm]}$ e tem-se $L/D = 7,5 > 5$ e, portanto, despreza-se a cortante Q.

Entretanto, a situação é um pouco mais complicada caso se tivesse a presença de força normal. Neste caso, ficaria muito difícil determinar \bar{d} de forma explícita, como feita acima. Apesar da contribuição de N para o aumento da tensão normal ser normalmente pequena, o correto seria adotar o seguinte procedimento:

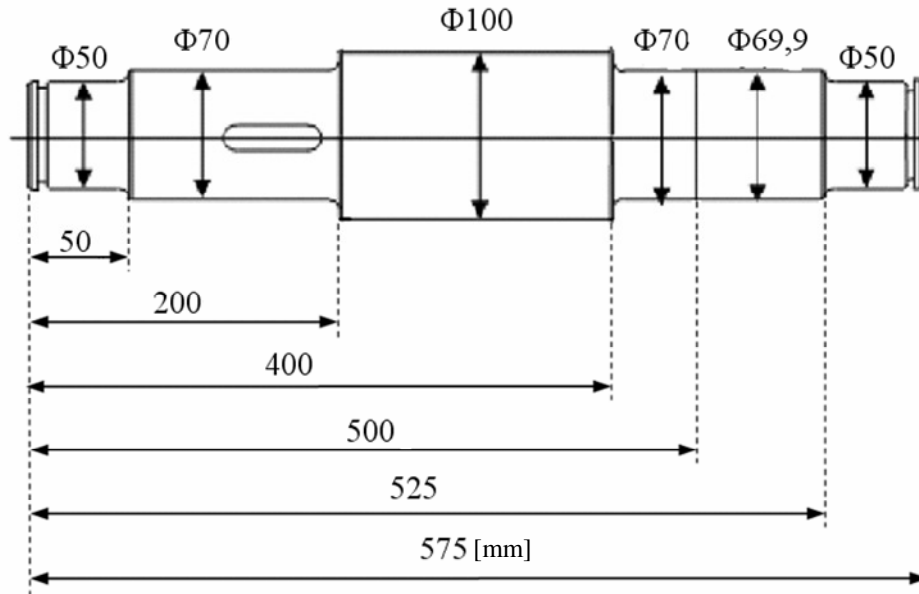
- a) calcula-se \bar{d} como acima, desprezando, portanto N.
- b) assume-se $d = 1,1$ a $1,3 \bar{d}$.
- c) com este valor de diâmetro, calcula-se então a tensão normal máxima da seção:

$$\sigma = \frac{N}{S} + \frac{M_{fR}}{W_f}, \text{ sendo que } \tau \text{ permanece como acima (} \tau \text{ não depende de N).}$$

d) calcula-se então a tensão de confronto $\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ e finalmente faz-se a verificação final $\sigma^* \leq \sigma_{adm}$

c) Complete o croqui com os diâmetros

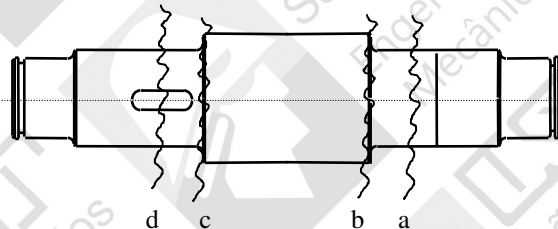
Assumem-se os demais diâmetros a partir do pré-dimensionamento. É normal assumirem-se escalonamentos com a relação $d1/d2$ entre 1,2 e 1,4 e $r/d=0,1$.



d) Verifique quanto à fadiga

d₁) Localização das secções críticas à fadiga

Aqui novamente cabe uma discussão sobre a localização das secções críticas. Agora, além das considerações feitas sobre a procura das secções críticas no pré-dimensionamento levando-se em conta o esforço máximo e o diâmetro da secção, entram em cena também os parâmetros de cálculo à fadiga. Estes influem tanto na tensão admissível como na tensão de confronto. Dentre estes parâmetros, o que mais influirá é o valor do fator de concentração de tensões β_k .



- a = meio da engrenagem 2
- b = mudança de secção $\Phi 100/\Phi 70$
- c = mudança de secção $\Phi 70/\Phi 100$
- d = meio da engrenagem 1

Desta forma, as maiores candidatas são a secção “a” passando pela engrenagem 2 (devido ao maior momento de flexão resultante); as mudanças de secções “b” e “c” (devido ao β_k); e a secção “d” que passa pela engrenagem 1 (devido ao β_k da chaveta e ao elevado momento de flexão). Não é possível saber de antemão qual será a mais crítica, tornando necessária a verificação de todas.

Em um caso geral dever-se-ia também efetuar-se a verificação das secções dos escalonamentos próximas das extremidades do eixo. No presente caso o momento de torção é nulo e o momento de flexão é pequeno, por isso estas secções foram desconsideradas.

d₂) Verificação à fadiga na secção “a”

Tensão de Confronto

Deve-se ter tensão de confronto tal que $\sigma^* \leq \sigma_{adm}$

Examinando-se o diagrama de esforços, vê-se que não há força normal e, portanto a máxima tensão normal de tração será igual à máxima tensão normal de compressão. Como o eixo gira, isto vai submeter um ponto qualquer à solicitação de fadiga com o coeficiente de variação da solicitação de flexão $k_f = \infty$. No caso do momento de torção, seu valor é considerado constante e,

então, o coeficiente de variação da sollicitação de torção $k_t = 1$. Tem-se, portanto um caso de flexão e torção combinados com $k_f = \infty$ e $k_t = 1$. Ou seja, recaí-se no caso c) da formulação da teoria de cálculo de tensão de confronto das notas de aula. Esta teoria (fadiga com tensão normal e tangencial combinadas) é uma simplificação da formulação apresentada por G. Niemann, H. Winter e B.-R. Höhn no livro Maschinenelemente, volume 1 de 2005.

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + H^2 \cdot \tau^2} \quad \text{e} \quad H = \frac{\sigma_{Faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kaf}}$$

e ainda $\sigma_{\max} = \frac{N}{S} + \frac{M_{fr}}{W_f}$. Mas neste caso $N = 0$, como já observado. O momento de flexão

$$\text{resultante é igual a } 1939,41 \text{ [Nm]} \text{ e } W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 0,07^3}{32} = 3,37 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}.$$

Portanto $\sigma_{\max} = \frac{1939,41}{3,37 \times 10^{-5}} = 57,59 \text{ [MPa]}$. A tensão tangencial é simplesmente aquela devida à torção:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}; \quad W_t = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \times 0,07^3}{16} = 6,74 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

Tem-se o momento de torção de 2685,75 [Nm]

$$\Rightarrow \tau = \frac{2685,75}{6,74 \times 10^{-5}} = 39,85 \text{ [MPa]}$$

Nesta secção não há entalhe, uma vez que ajuste prensado não afeta o comportamento à fadiga $\Rightarrow \beta_{kt} = \beta_{kaf} = 1,0$.

Para o cálculo de σ_{Faf} usar-se-á a Figura 1 da apostila de ábacos de fadiga [5, pág. 2]. Em tese esta figura é válida para flexão pura, porém é o único recurso que se tem para flexo-torção.

$$\begin{aligned} & \text{Figura 1} \\ & \sigma_{Faf} \frac{\text{aço liga com } \sigma_{rt} = 95 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}}{\sigma_e = 600 \text{ [MPa] (tabela de material para eixos das Notas de Aula)}} \rightarrow 520 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

Tem-se também $\tau_e = 0,577 \sigma_e = 0,577 \times 600 = 346,2 \text{ [MPa]}$ e portanto

$$H = \frac{520 \times 1}{346,2 \times 1} = 1,50 \quad \text{e finalmente se tem a tensão de confronto}$$

$$\sigma^* = \sqrt{57,59^2 + 1,50^2 \times 39,84^2} = 82,99 \text{ [MPa]}$$

Tensão admissível

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

Aqui se tem S_{Faf} ou $\sigma_{Faf} = 520 \text{ [MPa]}$, já determinada acima. Prossegue-se na verificação à fadiga como nos exercícios anteriores.

$$b_1 \xrightarrow[\text{fig. 22, pg 12}]{\sigma_{Rt}, \text{acabamento medio}} 0,87$$

$$b_2 \xrightarrow[\text{d = 70}]{\text{fig. 21, pg 12}} 0,80$$

$$b_3 \xrightarrow{\text{seção circular}} 1,0$$

$$\beta_k \xrightarrow{\text{sementalhe}} 1,0$$

$$\eta_1 \xrightarrow[\text{ok!}]{\text{dados metalográficos}} 1,05$$

$$\eta_3 \xrightarrow[\text{fato grave}]{\text{falha}} 1,25$$

$$\eta_4 \xrightarrow[\text{ok!}]{\text{valor cargas}} 1,00$$

$$\eta_5 \xrightarrow[\text{ap. elevação}]{\text{grupo II}} 1,30$$

Finalmente se chega a:

$$\sigma_{Fadm} = 520 \times \frac{0,87 \times 0,80 \times 1,0}{1,0 \times 1,05 \times 1,10 \times 1,25 \times 1,0 \times 1,30} = 192,83 \text{ [MPa]}$$

Portanto se tem $82,99 \ll 192,83$, ou seja, $\sigma_a^* \ll \sigma_{adm a} \rightarrow$ seção “a” superdimensionada!

d₃) Verificar à fadiga na seção “b”

Tensão de confronto

Também neste caso $\sigma^* = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + H^2 \tau^2}$, $H = \frac{\sigma_{\text{faf}} \beta_{kt}}{\tau_e \beta_{kaf}}$. A seção “b” está a 150

[mm] da extremidade direita do eixo (notar que os diagramas dos esforços estão traçados a partir da linha média dos rolamentos) e logo:

$$M_{fvb} = F_{VB} \times 0,150 - F_2 \times 0,05 = 360,16 \text{ [Nm]}$$

$$M_{fHb} = F_{HB} \times 0,150 - F_2 \times 0,05 = 1831,3 \text{ [Nm]} \Rightarrow M_{fR} = 1.866,38 \text{ [Nm]}$$

Então ter-se-á:

$$\sigma_{\max b} = \frac{M_{fR}}{W_f} = \frac{1866,38}{3,37 \times 10^{-5}} = 55,38 \text{ [MPa]},$$

$$\tau_b = \tau_a = 39,84 \text{ [MPa]}$$

Note-se que nos cálculos relativos às seções com escalonamento de diâmetros, usa-se sempre o diâmetro menor que é o mais crítico.

Da mesma forma anterior tem-se: $\sigma_{Faf} = 520 \text{ [MPa]}$; $\tau_e = 346,2 \text{ [MPa]}$

Na determinação de β_{kt} , observa-se que não se tem disponível β_k para $k = 1$. Usa-se então β_k para $k = \infty$, a favor da segurança Usando-se a figura 17 da apostila de ábacos de fadiga [5, pág. 10].

$$\beta_{kt} \xrightarrow[\text{r} = 0,10]{\text{fig. 17, pg 10}} 1,25 \text{ para } \frac{d_1}{d_2} = 1,4, \text{ neste caso } \frac{100}{70} = 1,43$$

$$\sigma_{Rt} = 95 \text{ [kgf/mm}^2\text{]}$$

Portanto não é necessário corrigir porque a relação de diâmetros é praticamente a mesma. Caso se tivesse a relação de diâmetros diferente de 1,4, proceder-se-ia como no caso do cálculo de β_{kf} mostrado abaixo.

Outra alternativa para o cálculo de β_{kt} quando $k_t = 1$ é considerar-se que neste caso β_{kt} recai em α_{kt} . Caso se tenha um ábaco de α_{kt} o problema fica resolvido. Por exemplo, no presente caso o uso da Fig 11 [5, pág. 7] fornece $\alpha_{kt} = 1,42$ valor apenas aproximado de 1,25 obtido acima. É bom lembrar que sempre $\alpha_k > \beta_k$. Ainda mais, se se quisesse β_{kt} para $k \neq 1$, ter-se-ia que utilizar o α_{kt} acima, obter η_k na Fig 20 [5, pág. 11] e usar $\beta_{kt} = 1 + \eta_k(\alpha_{kt} - 1)$.

Voltando ao caso presente, passa-se agora à determinação de β_{kaf} . Neste caso $k_f = \infty$ então basta consultar as figuras 15 e 16 [5, pág. 9]:

$$\beta_{kaf2} \frac{\text{fig. 15 pg 9}}{\frac{r}{d} = 0,1} > 1,85 \quad \text{para } \frac{d_2}{d_1} = 2 \quad \frac{\text{fig 16 pg 9}}{\frac{d_2}{d_1} = 1,43} \rightarrow C = 0,75$$

$$\sigma_{Rt} = 95 \text{ [kgf/mm}^2\text{]}$$

É importante não se esquecer de usar agora a escala “F” na figura 16 para a obtenção de C. A correção será dada por $\beta_{kaf} = 1 + C(\beta_{kaf2} - 1) = 1 + 0,75(1,85 - 1) = 1,64$. Finalmente se pode calcular H e a tensão de confronto:

$$\Rightarrow H = \frac{520 \times 1,25}{346,2 \times 1,64} = 1,14$$

$$\sigma^* = \sqrt{55,35^2 + 1,14^2 \times 39,84^2} = 71,62 \text{ [MPa]}$$

Tensão admissível

Comparando-se as secções “a” e “b”, vem-se que só muda o valor de β_k , ou seja, tem-se:

$$\frac{\sigma_{admb}}{\sigma_{adma}} = \frac{\beta_{ka}}{\beta_{kb}} \quad \text{mas aqui se usa } \beta_{kt} \text{ ou } \beta_{kf}?$$

A resposta é β_{kf} , pois na flexo-torção σ_{adm} é calculada como flexão.

$$\sigma_{admb} = \sigma_{adma} \times \frac{1,00}{1,64} = 192,83 \times \frac{1,00}{1,64} = 117,58 \text{ [MPa]}$$

Chega-se a $71,62 \ll 117,58$ e portanto, $\sigma_b^* \ll \sigma_{admb} \rightarrow$ secção “b” superdimensionada!

d4) Verificar à fadiga na secção “c”

A secção “c” é geometricamente idêntica à “b”. Na tensão de confronto:

$$M_{fRc} \ll M_{fRc} \quad \text{e} \quad M_{tc} = M_{tb} \quad \Rightarrow \quad \sigma_c^* \ll \sigma_b^*$$

Também

$$\sigma_{adm c} = \sigma_{adm b} \quad \Rightarrow \quad \text{se } \sigma_b^* \ll \sigma_{adm b} \quad \text{então } \sigma_c^* \ll \sigma_{adm c}$$

Neste caso nem se precisa fazer a verificação!

d5) Verificação à fadiga na secção “d”

Tensão de confronto

O procedimento segue os casos anteriores:

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + H^2 \tau^2}$$

$$M_{fR} = \sqrt{1592,06^2 + 237,19^2} = 1609,63 \text{ [N.m]} \text{ e } W_f = 3,37 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{1609,63}{3,37 \cdot 10^{-5}} = 47,76 \text{ [MPa]}$$

Os valores de β_k para rasgos de chaveta são dados na apostila de gráficos de fadiga [5, pág. 13].

$$\beta_{kaf} \frac{\text{pág.13, caso1A}}{\text{aço - liga}} \rightarrow 2,0$$

$$\beta_{kat} \frac{\text{pág.13, caso2A}}{\text{aço - liga}} \rightarrow 1,6$$

Também aqui se usa β_{kat} para $k = \infty$ em lugar de β_{kf} para $k = 1$. Agora se tem:

$$H = \frac{520 \times 1,6}{346,2 \times 2,0} = 1,20 \text{ e } \sigma^* = \sqrt{47,76^2 + 1,20^2 \times 39,84^2} = 67,62 \text{ [MPa]}$$

Tensão admissível

$$\text{Novamente temos: } \sigma_{adm} = \sigma_{faf} \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5}$$

$$\text{e, seguindo o mesmo raciocínio anterior: } \frac{\sigma_{adm d}}{\sigma_{adm a}} = \frac{\beta_{ka}}{\beta_{kd}}$$

onde $\beta_{kd} = \beta_{kaf} = 2,0$ e daí:

$$\sigma_{adm d} = \sigma_{adm a} \times \frac{\beta_{ka}}{\beta_{kd}} = 192,83 \cdot \frac{1}{2,0} = 96,42 \text{ [MPa]}$$

E assim se chega a

67,62 << 96,42 e portanto, $\sigma_d^* \ll \sigma_{adm d} \rightarrow$ seção “d” superdimensionada!

O coeficiente de segurança, neste caso, é $S = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = 1,43$. O resultado geral da verificação é mostrado na tabela abaixo:

Item	Seção “a”	Seção “b”	Seção “c”	Seção “d”
σ_{adm}	192,83	117,58	117,58	96,42
σ^*	82,99	71,62	< 71,62	67,62
S	2,32	1,64	> 1,64	1,43

Um valor aceitável de S é até 1,1, acima disto o eixo está superdimensionado e haverá então um desperdício de material. Entretanto vários outros fatores precisam ser levados em consideração na prática. Por exemplo perde-se no custo ao se redimensionar um certo eixo para um diâmetro de 23 [mm] se a bitola da matéria prima disponível no mercado é de 25 [mm] e o restante do material terá que ser usinado de qualquer forma, mas se ganha em peso. A decisão cabe ao projetista. Também é comum se ter que respeitar certas proporções entre os diâmetros e, portanto é praticamente inevitável se ter valores de S elevados perto dos extremos, onde a solicitação é bem menor.

No presente caso, porém o exame da tabela acima indica que se deve redimensionar. Da-se abaixo um procedimento orientativo aproximado para se estimar o novo valor a ser assumido pelo diâmetro.

Sabe-se que a tensão de confronto é, a grosso modo, inversamente proporcional a W_f . Como W_f é proporcional a $d^3 \rightarrow$

$$\frac{\sigma_v^*}{\sigma_n^*} = \left(\frac{d_n}{d_v} \right)^3, \dots \text{e se quer por exemplo}$$

$$\sigma_n^* = \frac{\sigma_{adm} d}{1,05} = \frac{96,42}{1,05} = 91,83 \text{ [MPa]}$$

$$\Rightarrow d_n = d_v \times \sqrt[3]{\frac{\sigma_v^*}{\sigma_n^*}} = 70 \times \sqrt[3]{\frac{67,62}{91,83}} \cong 63 \text{ [mm]}$$

Deve-se então refazer os cálculos com $d = 63$ [mm]. Finalmente vale observar que nesta nova verificação, vários cálculos não precisarão ser refeitos, pois independem (ou dependem minimamente) do diâmetro.