

Lista 12

1) Dimensione os mancais de rolamentos de um eixo de acordo com os dados abaixo. Foram escolhidos rolamentos rígidos de esferas para ambos os mancais, sendo que o esquerdo é bloqueado e o direito é livre. Pede-se:

- Dimensionamento dos rolamentos;
- Escolha do óleo e do método de lubrificação;
- Verificação de n_{max} ;
- Cálculo dos momentos de atrito;
- Escolha dos vedadores;
- Execução dos croquis da montagem dos mancais.

Dados:

	Mancal Esquerdo	Mancal Direito
Força radial	6000 [N]	8000 [N]
Força axial (sentido único para a esquerda)	3000 [N]	0
Diâmetro do assento no eixo	40 [mm]	40 [mm]

Máquina de uso intermitente;

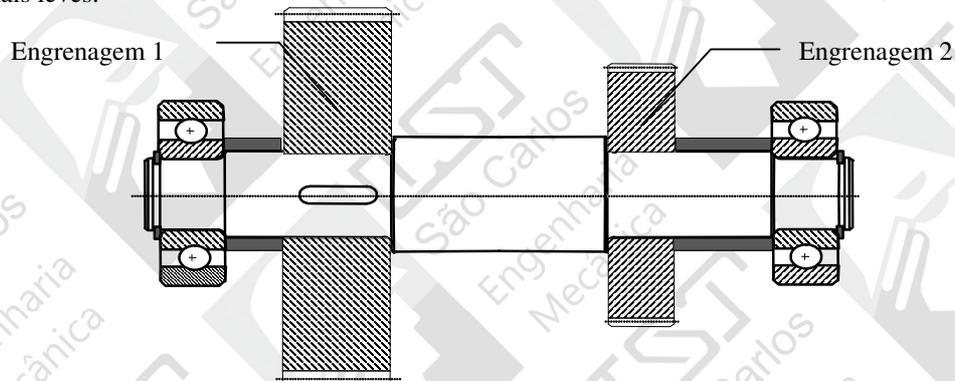
Temperatura de serviço $T = 60$ [°C];

Direção das forças bem definidas;

Lubrificação e montagem confiáveis;

Não há desbalanceamento;

Eixo em rotação contínua de 200 [rpm] e quando em funcionamento tem vibrações médias e choques ocasionais leves.



2) Dobrando-se as cargas axiais e radiais do exercício 1, como ficará o dimensionamento?

Resolução da lista 12**Exercício 1)****a) Valor das cargas.**

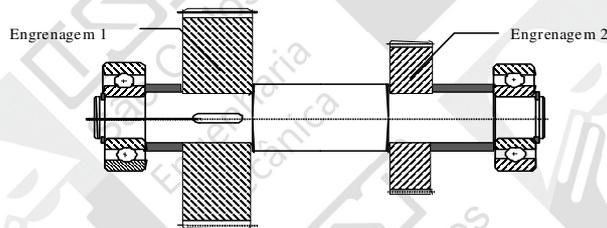
$$F_{calc} = f \cdot F_{th}$$

Fatores que influenciam na escolha de f :

- Existência de incerteza nos valores das cargas (choques);
- Direções das cargas bem definidas;
- Montagem e lubrificação adequadas;
- Não há desbalanceamento e a rotação é baixa;
- Temperatura média (são consideradas temperaturas altas aquelas acima de 100 [°C]).

Por isso se escolhe um valor de $f = (1,0 \text{ a } 3,0) = 1,5$ no início da faixa pois existem mais fatores favoráveis do que desfavoráveis. Tem-se, então, os seguintes valores das cargas para fins de cálculo:

	Mancal Esquerdo (E)	Mancal Direito (D)
F_r	9000 [N]	12000 [N]
F_a	4500 [N]	0

**b) Dimensionamento estático.**

Como existem choques, é necessário fazer-se o dimensionamento estático.

Carga Estática Equivalente

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Para mancais rígidos de esferas tem-se [SKF, pág. 184]:

$$X_0 = 0,6 \quad \text{e} \quad Y_0 = 0,5 \quad \begin{array}{l} \text{se } P_0 \geq F_r \text{ (isto é, se } X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \geq F_r) \\ \text{se } P_0 < F_r \text{ (isto é, se } X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a < F_r) \end{array}$$

$$\text{Mancal D} \rightarrow P_0 = F_r, \text{ portanto } P_{0D} = 12000 \text{ [N]}$$

$$\text{Mancal E} \rightarrow P_0 = 0,6 \times 9000 + 0,5 \times 4500 = 7650 < F_r, \text{ portanto } P_{0E} = F_r = 9000 \text{ [N]}$$

Na verificação precisa-se ter: $C_0 \geq P_0 \cdot s_0$. Tem-se as seguintes condições para determinação de s_0 [SKF, tab 9, pág. 53]

- Rolamento em rotação contínua;
- Giro silencioso normal;
- Rolamento de esferas com vibração normal.

Assim se adota $s_0 = 1,0$

Verificação dos rolamentos pela capacidade estática (ver lista 11 para a seleção dos rolamentos)

Como adotar-se-ão os dois mancais iguais, tomam-se os dados do mais solicitado:

Rolamento rígido de esfera

$$P_0 = P_{0D} = 12000 \text{ [N]}$$

$$d = 40 \text{ [mm]}$$

Encontra-se o rolamento rígido de esferas **6208** [SKF, pg 190], de características:

d	D	C	C_0
40 [mm]	80 [mm]	30700 [N]	19000 [N] > $P_0 \cdot s_0$ OK

c) Dimensionamento dinâmico direto.Carga dinâmica equivalente

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Para rolamentos rígidos de esferas temos:

$$X = 1,0 \text{ e } Y = 0, \text{ se } \frac{F_a}{F_r} \leq e;$$

$$X \text{ e } Y \text{ [SKF, pág. 185], se } \frac{F_a}{F_r} > e;$$

$$\text{“}e\text{” é função de } \frac{F_a}{C_0} \cdot Y \text{ [SKF, pág. 185]}$$

Mancal D - Como não se tem força axial $P_D = F_r = 12000 \text{ [N]}$

Mancal E - Tem-se $\frac{F_a}{C_0} = \frac{4500}{19000} = 0,24$, $e = 0,37$; rolamentos rígidos de esferas individuais e

folga normal. Como $\frac{F_a}{F_r} = \frac{4500}{9000} = 0,5 > e \Rightarrow X = 0,56$ e $Y = 1,2$ e, portanto:

$$P_E = 0,56 \times 9000 + 1,2 \times 4500 = 10440 \text{ [N]}$$

Cálculo da Vida

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p; \text{ p = 3 para rolamentos rígidos de esferas [SKF, pág 28].}$$

- Para confiabilidade de 90% $\rightarrow a_1 = 1,0$ [SKF, tab 6, pág. 35]
- Para temperatura de funcionamento $< 150^\circ\text{C} \rightarrow a_2 = 1,0$ [SKF, pág. 35] e $a_2 = a_{23}$ [SKF, pág. 38]. Para a obtenção de a_{23} , entretanto, é preciso primeiro obter-se o óleo a ser usado.

Escolha do Óleo

Usa-se o diâmetro médio $d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{40 + 80}{2} = 60 \text{ [mm]}$ e tem-se $n = 200 \text{ [rpm]}$. A viscosidade

necessária nas condições de trabalho é $\nu_1 = 70 \text{ [mm}^2/\text{s]}$ [SKF, Diag 1, pág 36]. Mas a temperatura de trabalho é $60 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Na temperatura de referência ($40 \text{ [}^\circ\text{C]}$), esta viscosidade será de $\nu \approx 190 \text{ [mm}^2/\text{s]}$, [SKF, Diag 2, pág. 37]. Portanto, o óleo escolhido deve ter viscosidade aproximada de $190 \text{ [mm}^2/\text{s]}$, a $40 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Isto reslta no óleo ISO VG220 [SKF, tab 7, pág. 38]. Observe-se que na prática, o óleo pode já estar determinado, por exemplo, pelo cálculo das engrenagens. No presente caso, supõe-se que o óleo acima satisfaça a ambas as situações. O óleo escolhido possui $\nu = 220 \text{ [mm}^2/\text{s]}$, na temperatura de referência e $\nu = 75 \text{ [mm}^2/\text{s]}$ nas condições de trabalho [SKF, Diag 2, pág 37].

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{75}{70} = 1,07 \rightarrow \text{e pela figura da pág. 39, } a_{23} = 1,05 \text{ [SKF, Diag 3, pág 39]}$$

Pode-se, agora, calcular a vida:

$$L_D = 1,0 \times 1,0 \times 1,05 \times \left(\frac{30700}{12000} \right)^3 = 17,58 \text{ [milhões de revoluções]}$$

$$L_{Dh} = \frac{L_D \times 10^6}{60 \times n} = \frac{17,58 \times 10^6}{60 \times 200} = 1465 \text{ [horas]}$$

$$L_E = 1,0 \times 1,0 \times 1,05 \times \left(\frac{30700}{10440} \right)^3 = 26,70 \text{ [milhões de revoluções]}$$

$$L_{Eh} = \frac{L_E \times 10^6}{60 \times n} = \frac{26,70 \times 10^6}{60 \times 200} = 2225 \text{ [horas]}$$

Verifica-se, agora, as durações dos rolamentos **6208** são suficientes:

Para máquina de uso intermitente, a vida L deve ser de 3000 à 8000 horas [SKF, tab 4, pág. 34]. Portanto, os rolamentos não satisfazem. Note-se que se escolheram rolamentos bem acima da necessidade do dimensionamento estático, mas nem assim o dimensionamento dinâmico foi satisfeito. Esta situação pode eventualmente ser contornada, neste caso em particular, adotando-se um óleo mais viscoso e assim subindo um pouco o valor de a_{23} . Entretanto, é muito comum isto não ser suficiente e então se adota repetitivamente vários rolamentos até se chegar ao apropriado. Em vez disso, sugere-se um outro procedimento, dado a seguir, para ser usado na verificação da capacidade de carga dinâmica em substituição àquele procedimento utilizado.

d) Dimensionamento dinâmico indireto.

Neste caso, não se escolhe o rolamento baseados em C_0 . Determina-se o rolamento *a posteriori*.

d1) Estimativa da Capacidade de Carga Dinâmica necessária.

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ [10}^6 \text{ revoluções]} \quad \text{e} \quad L_h = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} \text{ [horas]}$$

Como anteriormente:

- Para confiabilidade de 90% $\Rightarrow a_1 = 1,0$ [SKF, tab 6, pag 35]
- Para temperatura de funcionamento < 150 [°C]. $a_2 = 1,0$ [SKF, pág. 35] e $a_3 = a_{23}$ [SKF, pág. 38].

Para que este procedimento seja possível, é necessário assumirem-se hipóteses simplificadoras. Não se tem o rolamento ainda e, portanto, não se sabe o raio médio e, conseqüentemente, também não se sabe qual óleo usar. Assume-se que o óleo usado tenha as características do recomendado e, portanto $a_{23} = 1$.

d2) Relação necessária.

Se se quiser a vida necessária de 5000 [horas] tem-se:

$$L = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} = \frac{5000 \times 60 \times 200}{10^6} = 60 \text{ [milhões de revoluções]}$$

Da expressão acima obtém-se a relação $\frac{C}{P}$ necessária:

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}} \right)^{\frac{1}{p}} \Rightarrow \frac{C}{P} = \left(\frac{60}{1,0 \times 1,0} \right)^{\frac{1}{3}} = 3,91 \text{ [adimensional]}$$

d3) Capacidade de carga dinâmica mínima necessária.

Adota-se aqui outra simplificação: a carga dinâmica equivalente P é sempre maior ou igual à força radial F_r . Supõe-se que $P = F_r$ (no mínimo). Então se usa P_{\min} para obter C_{\min} :

$$C_{\min} = \left(\frac{C}{P} \right) \times F_r$$

Mancal esquerdo	Mancal direito
$C_{\min E} = 3,91 \times 9000 = 35190$ [N]	$C_{\min D} = 3,91 \times 12000 = 46920$ [N]

Devido às várias hipóteses simplificadoras, é bom não se escolher rolamentos com C muito próximo de C_{\min} . Uma escolha tal que $C > 1,1 \cdot C_{\min}$ é mais segura. Adota-se o rolamento **6408** [SKF, pág 190].

d	D	C	C_0
40 [mm]	110 [mm]	63700 [N]	36500 [N]] > $P_0 \cdot s_0$ OK

(portanto satisfaz verificação estática)

d4) Verificação do rolamento escolhido - Carga dinâmica equivalente.

Agora se tem um rolamento escolhido (com base na carga dinâmica) e pode-se repetir o procedimento dado no item “c”, agora com mais segurança.

Mancal E

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Tem-se agora $\frac{F_a}{C_0} = \frac{4500}{36500} = 0,12$ e, como anteriormente, $e = 0,31$, $X = 0,56$ e $Y = 1,4$.

$$\text{Como } \frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{4500}{9000} = 0,5 > e \Rightarrow P_E = 0,56 \times 9000 + 1,4 \times 4500 = 11340 \text{ [N]}$$

Mancal D

Como não se tem, neste caso, força axial $P_D = F_{rD} = 12000$ [N].

d5) Escolha do óleo.

Usa-se o mesmo procedimento anterior: com = 75 [mm] e $n = 200$ [rpm].

A viscosidade necessária nas condições de trabalho (60 [°C]) é $\nu_1 = 60$ [mm²/s] [SKF, Diag 1, pag 36] e na temperatura de referência (40 [°C]) tem-se $\nu \approx 170$ [mm²/s] [SKF, Diag 2, pg37].

Isto resulta no mesmo óleo ISO VG220 [SKF, tab 7, pág 38], o qual possui $\nu = 220$ [mm²/s] a 40 [°C] e $\nu = 75$ [mm²/s] nas condições de trabalho, como já visto.

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{75}{60} = 1,25 \text{ e } a_{23} = 1,20 \text{ [SKF, Diag 3, pág. 39]}$$

d6) Vida dos rolamentos.

$$L_D = 1,0 \times 1,0 \times 1,20 \left(\frac{63700}{12000} \right)^3 = 179,49 \text{ [milhões de revoluções]}$$

$$L_{Dh} = \frac{L_D \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{179,49 \times 10^6}{60 \times 200} = 14957 \text{ [horas]}$$

$$L_E = 1,0 \times 1,0 \times 1,20 \left(\frac{63700}{11340} \right)^3 = 212,70 \text{ [milhões de revoluções]}$$

$$L_{Eh} = \frac{L_F \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{212,70 \times 10^6}{60 \times 200} = 17725 \text{ [horas]}$$

Ambos os rolamentos satisfazem as condições, aliás, superam-nas largamente. Isto ocorreu porque entre os rolamentos **6308** e **6408**, há um salto muito grande da capacidade dinâmica de carga C , o que não pode ser evitado.

e) Escolha do método de lubrificação.

- Óleo deverá trabalhar com eixo em baixa rotação;
- Temperatura de trabalho baixa (60 [°C]);
- Eixo horizontal.

Estas especificações levam a escolher como método de lubrificação o banho em óleo sem refrigeração forçada [SKF, pág 157].

f) Rotação máxima permitida.

A rotação máxima permitida é dada por $n_{\max \text{ perm}} = f \cdot n_{\text{ref tabela}}$. O valor de f é superior a 0,95 para $d_m = 75$ [mm] e $L_{10h} \approx 17000$ [horas] [SKF, pág 65].

A rotação máxima de referência é $n_{\max \text{ tabela}} = 8000$ [rpm] para o rolamento 6408 com lubrificação por óleo [SKF, pág 190] $\Rightarrow n_{\max \text{ perm}} > 0,95 \times 8000 = 7600$ [rpm] $\gg 200$ [rpm] = $n_{\text{serviço}}$.

g) Estimativa do momento de atrito.

Para casos em que $P \approx 0,1 C$ ($0,09 \cdot C < P < 0,11 \cdot C$) [SKF, pág 56] o momento de atrito pode ser estimado aproximadamente pela expressão:

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d$$

Para rolamentos rígido de esferas o coeficiente de atrito $\mu = 0,0015$ [SKF, tab 1, pág 57]

Isto resultaria em:

$$\text{Mancal D} - M_{aD} = 0,5 \times 0,0015 \times 12000 \times 0,040 = 0,36 \text{ [Nm]}$$

$$\text{Mancal E} - M_{aE} = 0,5 \times 0,0015 \times 11340 \times 0,040 = 0,34 \text{ [Nm]}$$

Para casos em que $P \neq 0,1 C$ o momento de atrito deve ser calculado pela expressão:

$M = M_0 + M_1$ [SKF, pág 56] e os valores M_0 e M_1 são obtidos das expressões e tabelas correspondentes [SKF, pág 58 a 61]. Em casos especiais existem também as parcelas M_2 e M_3 a serem consideradas [SKF, pág 62].

No presente caso um valor mais preciso do momento de atrito deveria ter sido assim calculado. Isto é deixado como proposta de exercício a ser resolvido.

h) Escolha dos vedadores

Existem diversas soluções possíveis. Os vedadores possuem faixa de temperatura e de velocidades periféricas nas quais eles podem ser aplicados. Como regra geral, para baixas séries de fabricação usa-se gachetas, e para altas séries o sistema mais eficiente é o de retentores. Estes, porém, exigem certos valores de dureza e rugosidade da superfície do eixo com a qual eles têm contato. No item seguinte, várias soluções construtivas são apresentadas.

i) Croqui

Cada croqui apresenta uma solução diferente.

