UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MINAS E DE PETRÓLEO
PMR2372 – INTRODUÇÃO AOS ELEMENTOS DE MÁQUINAS
3ª PROVA – 14/05/2015
PROF. RONALDO CARRION

Nome: ______________________________________ N° USP**:** ________________

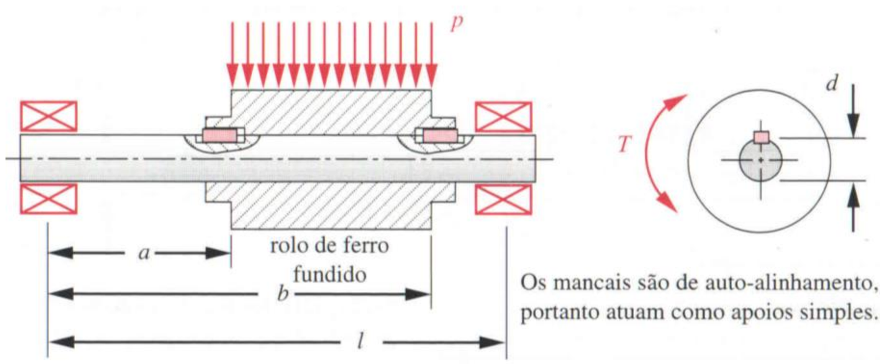
Questão 1 (5,0 pontos) – Determine o número de chavetas paralelas de perfil quadrado necessário para dar um coeficiente de segurança de pelo menos 2 contra o cisalhamento e o esmagamento para o projeto mostrado na figura abaixo. Uma carga distribuída de amplitude constante $\boldsymbol{p}$ é aplicada enquanto o eixo roda sujeito a um torque variado no tempo entre os valores $\boldsymbol{T_{mín}}$ e $\boldsymbol{T_{máx}}$. Pressuponha o diâmetro do eixo de 4 cm e feito de aço com $\boldsymbol{S_{ut}}$ = 745 MPa e $\boldsymbol{S_y}$ = 427 MPa. A chaveta é de aço com $\boldsymbol{S_{ut}}$ = 600 MPa e $\boldsymbol{S_y}$ = 360 MPa.

Dados: $l = 24cm$, $a = 16cm$, $b = 22cm$

$p = 750\, N/cm$ $T_{mín} = 1000\, Nm$

$T_{máx} = 2.000\, Nm$

Considerar para a chaveta: Acabamento usinado
Confiabilidade de 99%
Trabalho em temperatura ambiente



Questão 1

Obs: Comprimento máximo da chaveta igual a 1,5 vezes o diâmetro do eixo

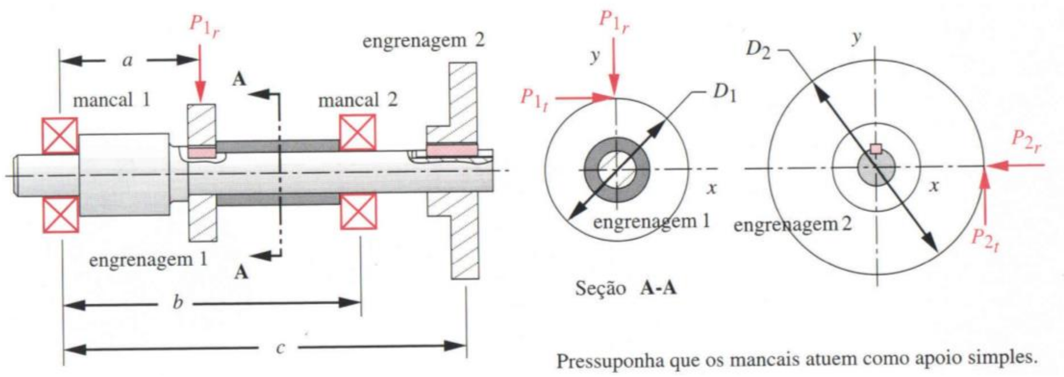
Questão 2 (5,0 pontos) – A figura abaixo mostra um eixo escalonado suportado por dois rolamentos da série 6300. Duas engrenagens com torque igual e oposto são fixadas por chavetas ao eixo, como mostrado. A carga em cada engrenagem consiste em uma componente radial e uma componente tangencial que atua no diâmetro ***D***. A componente radial em cada engrenagem é 0,466 vezes a componente tangencial naquela engrenagem. Para os dados apresentados abaixo, selecione um rolamento apropriado que tenha o menor diâmetro de furo e satisfaça os requisitos de classificação de carga. Especifique o número do rolamento, diâmetro do furo, diâmetro externo e largura. O eixo opera numa rotação de 2000 rpm e trabalhará numa temperatura média de 80°C.

Dados: $a = 4in$, $b = 8in$, $c = 12in$, $D_1 = 2in$, $D_2 = 4in$

$P_{1t} = 2.000 lb$ $F_a = 800\, lb$ (força axial)

$L_{10} = 80.10^6\ ciclos$

Considerar: Análise individual dos rolamentos



Questão 2

Para consulta dos rolamentos
http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html

Formulário:

1 lb = 4,45 N
1MPa = 0,145038 kpsi (“kilopounds per square inch”)

Tensão Efetiva de Von Mises

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \qquad \sigma_m' = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_{m_{axial}}\right)^2 + 3\tau_m^2} \qquad \frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a'}{S_f} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}$$

Fadiga dos Materiais

p/ aços:

$$S_{e'} \cong 0,5\ S_{ut} \qquad S_{ut} < 1400\ MPa$$
$$S_{e'} \cong 700\,MPa \qquad S_{ut} \geq 1400\ MPa$$

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf}\ S_{e'}$$
$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf}\ S_{f'}$$

- <u>Efeito do carregamento</u>

Flexão alternada: C_{carreg} = 1
Força normal alternada: C_{carreg} = 0,7
Torção alternada: C_{carreg} = 1

- <u>Efeito do tamanho</u>

Para peças cilíndricas

$$d \leq 0,3in\,(8mm) \qquad C_{tamanho} = 1$$
$$0,3in \leq d \leq 10in \qquad C_{tamanho} = 0,869\,d^{-0,097}\ (\text{em } in)$$
$$8mm \leq d \leq 250mm \qquad C_{tamanho} = 1,189\,d^{-0,097}\ (\text{em } mm)$$
$$d \geq 10in \qquad C_{tamanho} = 0,6$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{wl}{0,0766}}$$ p/ chavetas paralelas

* Somente esforço axial $C_{tamanho}$ = 1
As falhas não são sensíveis ao tamanho

Efeito da superfície

$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b$ Se $C_{superf} > 1{,}0$ utilize $C_{superf} = 1{,}0$

Fonte: Shigley e Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989, p. 283, com permissão.

Acabamento superficial	MPa *A*	MPa *b*	kpsi *A*	kpsi *b*
Retificado	1,58	–0,085	1,34	–0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	–0,265	2,7	–0,265
Laminado a quente	57,7	–0,718	14,4	–0,718
Forjado	272	–0,995	39,9	–0,995

- Efeito da temperatura

$$T \le 450°C\,(840°F) \qquad C_{temp} = 1$$

p/ aços:

$$450°C < T \le 550°C \qquad C_{temp} = 1 - 0{,}0058(T - 450)$$

$$840°F \le T \le 1020°F \qquad C_{temp} = 1 - 0{,}0032(T - 840)$$

- Efeito de confiabilidade

Fatores de confiabilidade para $S_d = 0{,}08\mu$

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

Chavetas

Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
0,312 < *d* ≤ 0,437	0,093	#10	8 < *d* ≤ 10	3 x 3
0,437 < *d* ≤ 0,562	0,125	#10	10 < *d* ≤ 12	4 x 4
0,562 < *d* ≤ 0,875	0,187	0,250	12 < *d* ≤ 17	5 x 5
0,875 < *d* ≤ 1,250	0,250	0,312	17< *d* ≤ 22	6 x 6
1,250 < *d* ≤ 1,375	0,312	0,375	22 < *d* ≤ 30	8 x 7
1,375 < *d* ≤ 1,750	0,375	0,375	30 < *d* ≤ 38	10 x 8
1,750 < *d* ≤ 2,250	0,500	0,500	38 < *d* ≤ 44	12 x 8
2,250 < *d* ≤ 2,750	0,625	0,500	44 < *d* ≤ 50	14 x 9
2,750 < *d* ≤ 3,250	0,750	0,625	50 < *d* ≤ 58	16 x 10
3,250 < *d* ≤ 3,750	0,875	0,750	58 < *d* ≤ 65	18 x 11
3,750 < *d* ≤ 4,500	1,000	0,750	65 < *d* ≤ 75	20 x 12
4,500 < *d* ≤ 5,500	1,250	0,875	75 < *d* ≤ 85	22 x 14
5,500 < *d* ≤ 6,500	1,500	1,000	85 < *d* ≤ 95	25 x 14

Solução da Prova:

Questão 1 – Chavetas:

1 Dados do problema

$$eixo: d = 4\ cm;\ S_{ut} = 745\ MPa;\ S_y = 427\ MPa$$

$$chaveta: S_{ut} = 600\ MPa; S_y = 360\ MPa$$

$$chaveta\ paralela\ e\ de\ seção\ quadrada$$

$$l = 24\ cm; a = 16\ cm; b = 22\ cm$$

$$T_{mín} = 1000\ N.m, T_{máx} = 2000\ N.m$$

$$N_f = 2{,}0$$

$$p = 750\ N/m$$

$$Temperatura\ ambiente; Confiabilidade = 99\%; acabamento\ usinado$$

$$Comprimento\ máximo\ da\ chaveta = 1{,}5\ vezes\ o\ diâmetro\ do\ eixo$$

2 Escolha da largura nominal da chaveta

Utiliza-se a tabela abaixo, através do valor do diâmetro. Devemos converter o diâmetro para polegadas:

$$d = 4\ cm = 40\ mm = 40\ mm \times \frac{1\ in}{25{,}4\ mm} = 1{,}57\ in$$

Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0,312 < d \leq 0,437$	0,093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0,875 < d \leq 1,250$	0,250	0,312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2,250 < d \leq 2,750$	0,625	0,500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2,750 < d \leq 3,250$	0,750	0,625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3,250 < d \leq 3,750$	0,875	0,750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3,750 < d \leq 4,500$	1,000	0,750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4,500 < d \leq 5,500$	1,250	0,875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5,500 < d \leq 6,500$	1,500	1,000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Temos que:

$$W = 0{,}375\ in = 0{,}375\ in \times \frac{25{,}4\ mm}{1\ in} = 9{,}53\ mm$$

Vamos, portanto, partir de uma chaveta quadrada de aresta igual a 10 mm.

3 Torque do sistema

O torque do eixo é variável e possui um valor mínimo e um valor máximo. Deste modo, podemos calcular o valor da componente média e da componente alternada:

$$T_a^{nom} = \frac{T_{máx} - T_{mín}}{2} = \frac{2000 - 1000}{2} = 500\ N.m$$

$$T_m^{nom} = \frac{T_{máx} + T_{mín}}{2} = \frac{2000 + 1000}{2} = 1500\ N.m$$

4 Componentes alternada e média das forças na chaveta

A equação abaixo relaciona o torque atuante com a força na chaveta (localizada na superfície do eixo):

$$T = F \times r$$

Portanto,

$$F_a = \frac{T_a}{r} = \frac{500}{\frac{4 \times 10^{-2}}{2}} = 25000\ N$$

$$F_m = \frac{T_m}{r} = \frac{1500}{\frac{4 \times 10^{-2}}{2}} = 75000\ N$$

5 Cálculo das tensões de cisalhamento

Com o valor das forças que atuam na chaveta, é possível estabelecer uma relação entre a tensão de cisalhamento e o comprimento da chaveta (nossa variável de interesse).

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{cisalhamento}} = \frac{F_a}{W.L}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{cisalhamento}} = \frac{F_m}{W.L}$$

Portanto,

$$\tau_a = \frac{25000}{10.L} = \frac{2500}{L}\ MPa$$

$$\tau_m = \frac{75000}{10.L} = \frac{7500}{L}\ MPa$$

6 Obtendo as tensões efetivas de Von Mises

Para aplicarmos nosso modelo, temos que transformar esforços cisalhantes num equivalente normal. Para isso, utiliza-se o método das tensões efetivas de Von Mises, através das equações abaixo:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{3\tau_a^2} = \sqrt{3}\,\tau_a = \frac{4330,1}{L}\ MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{3\tau_m^2} = \sqrt{3}\,\tau_m = \frac{12990,4}{L}\ MPa$$

7 Cálculo do limite de fadiga

7.1 Limite de fadiga do corpo de prova

$$S_{ut} = 600\ MPa < 1400\ MPa$$

Para esta condição utiliza-se a seguinte expressão para estimar o limite de fadiga do corpo de prova:

$$S'_e = 0{,}5S_{ut} = 0{,}5 \times 600 = 300\ MPa$$

7.2 Coeficientes de correção do limite de fadiga

$$C_{carregamento} = 1, pois\ se\ trata\ de\ flexão$$

$$C_{tamanho} = 1, pois\ ainda\ desconhecemos$$

$$C_{temperatura} = 1, pois\ se\ trata\ de\ baixa\ temperatura$$

Para o coeficiente de confiabilidade, devemos seguir a tabela abaixo:

Fatores de confiabilidade para $S_d = 0{,}08\mu$

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

Para confiabilidade de 99%:

$$C_{confiabilidade} = 0{,}814$$

Para o coeficiente de superfície: a peça é usinada. Utilizando a tabela abaixo:

Fonte: Shigley e Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989, p. 283, com permissão.

	MPa		kpsi	
Acabamento superficial	*A*	*b*	*A*	*b*
Retificado	1,58	–0,085	1,34	–0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	–0,265	2,7	–0,265
Laminado a quente	57,7	–0,718	14,4	–0,718
Forjado	272	–0,995	39,9	–0,995

O cálculo do coeficiente de superfície é então feito da seguinte forma:

$$C_{superfície} = 4{,}51 \times S_{ut}^{-0{,}265} = 4{,}51 \times 600^{-0{,}265} = 0{,}83$$

7.3 Calculando o limite de fadiga da peça

$$S_e = S_e' \times C_{carr} C_{tam} C_{superf} C_{temp} C_{conf} = 300 \times 0{,}83 \times 0{,}814 = 202{,}7\ MPa$$

8 Aplicação do modelo

Aplicando os valores calculados ao modelo, temos (as tensões já estão todas em MPa, portanto não há necessidade de conversão):

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} = 2 \rightarrow \frac{1}{\frac{\frac{4330{,}1}{L}}{202{,}7} + \frac{\frac{12990{,}4}{L}}{600}} = \frac{1}{\frac{21{,}4}{L} + \frac{21{,}7}{L}} = \frac{1}{\frac{43{,}1}{L}} = 2$$

$$L = 86{,}2\ mm$$

Utilizaremos o múltiplo de 5mm mais próximo, portanto:

$$L = 90\ mm$$

9 Validação do comprimento encontrado (L=90mm)

Primeiro passo é calcular o C_{tam} que desconhecíamos inicialmente. Para isso, é necessário calcular o diâmetro equivalente da chaveta:

$$d_{eq} = \sqrt{W.\frac{L}{0{,}0766}} = \sqrt{10 \times \frac{90}{0{,}0766}} = 108{,}4\ mm$$

Então:

$$C_{tam} = 0{,}869 \times d_{eq}^{-0{,}097} = 1{,}869 \times 108{,}3^{-0{,}097} = 0{,}75$$

Aplicando ao limite de fadiga:

$$Se = 202{,}7 \times 0{,}75 = 153\ MPa$$

Aplicando ao modelo:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \rightarrow \frac{1}{\frac{\frac{4330{,}1}{90}}{153} + \frac{\frac{12990{,}4}{90}}{600}} = 1{,}8 < 2{,}00\ (abaixo\ da\ especificação)$$

Devemos, pois, aumentar o comprimento. Neste caso, utilizaremos:

$$L = 100\ mm$$

10 Validação do comprimento encontrado (L=100 mm)

Primeiro passo é calcular o C_{tam} que desconhecíamos inicialmente. Para isso, é necessário calcular o diâmetro equivalente da chaveta:

$$d_{eq} = \sqrt{W.\frac{L}{0{,}0766}} = \sqrt{10 \times \frac{100}{0{,}0766}} = 114.3\ mm$$

Então:

$$C_{tam} = 1{,}869 \times d_{eq}^{-0{,}097} = 1{,}869 \times 114.3^{-0{,}097} = 0{,}75$$

Aplicando ao limite de fadiga:

$$Se = 153\ MPa$$

Aplicando ao modelo:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \rightarrow \frac{1}{\frac{\frac{4330{,}1}{100}}{153} + \frac{\frac{12990{,}4}{100}}{600}} = 2{,}00 > 2{,}00\ (dentro\ da\ especificação)$$

Logo, com relação à avaliação de cisalhamento, o comprimento da chaveta é:

$$L = 100\ mm$$

11 Analisando o esmagamento

A área do esmagamento é definida por:

$$A_{esm} = \frac{1}{2}\ h.L \rightarrow como\ a\ seção\ é\ quadrada \rightarrow A_{esm} = \frac{1}{2} W.L$$

Assim,

$$A_{esm} = \frac{1}{2} \times 10 \times 100 = 500\ mm^2$$

A força máxima atuante na chaveta é:

$$F_{máx} = F_a + F_m = 25000 + 75000 = 100000\ N$$

Portanto a tensão normal máxima atuante é:

$$\sigma_{máx} = \frac{F_{máx}}{A_{esm}} = \frac{100000}{500} = 200\ MPa$$

Finalmente, o coeficiente de segurança é:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{esm}} = \frac{360}{200} = 1.8 > 2{,}00\ (abaixo\ da\ especificação)$$

Devemos, pois, aumentar o comprimento. Neste caso, utilizaremos:

$$L = 110\ mm$$

12 Validação do comprimento encontrado (L=110 mm)

A área do esmagamento é definida por:

$$A_{esm} = \frac{1}{2}\ h.L \rightarrow como\ a\ seção\ é\ quadrada \rightarrow A_{esm} = \frac{1}{2} W.L$$

Assim,

$$A_{esm} = \frac{1}{2} \times 10 \times 110 = 550\ mm^2$$

A força máxima atuante na chaveta é:

$$F_{máx} = F_a + F_m = 25000 + 75000 = 100000\ N$$

Portanto a tensão normal máxima atuante é:

$$\sigma_{máx} = \frac{F_{máx}}{A_{esm}} = \frac{100000}{550} = 181{,}8\ MPa$$

Finalmente, o coeficiente de segurança é:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{esm}} = \frac{360}{181{,}8} = 1.98 > 2{,}00\ (abaixo\ da\ especificação)$$

Devemos, pois, aumentar o comprimento. Neste caso, utilizaremos:

$$L = 115\ mm$$

13 <u>Validação do comprimento encontrado (L=115 mm)</u>

A área do esmagamento é definida por:

$$A_{esm} = \frac{1}{2}\ h.L \rightarrow como\ a\ seção\ é\ quadrada \rightarrow A_{esm} = \frac{1}{2}W.L$$

Assim,

$$A_{esm} = \frac{1}{2} \times 10 \times 115 = 575\ mm^2$$

A força máxima atuante na chaveta é:

$$F_{máx} = F_a + F_m = 25000 + 75000 = 100000\ N$$

Portanto a tensão normal máxima atuante é:

$$\sigma_{máx} = \frac{F_{máx}}{A_{esm}} = \frac{100000}{575} = 173{,}9\ MPa$$

Finalmente, o coeficiente de segurança é:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{esm}} = \frac{360}{173{,}9} = 2{,}07 > 2{,}00\ (acima\ da\ especificação)$$

Portanto,

$$L = 115\ mm$$

Cálculo do número de chavetas

Como o diâmetro do eixo é 4 cm, a partir da regra de que o comprimento máximo de uma chaveta é 1,5x o tamanho do diâmetro:

$$L_{máx} = 1{,}5 \times 40 = 60\ mm$$

Então, as características do projeto escolhidas são:

$$\boldsymbol{Duas\ chavetas\ quadradas\ de\ aresta\ 10\ mm\ e\ comprimento\ 57{,}5\ mm}$$

Questão 2 – Rolamentos:

14 Dados do problema

$$a = 4\ in; b = 8\ in; c = 12\ in$$

$$D_1 = 2\ in; D_2 = 4\ in$$

$$P_{1t} = 2000\ lb; P_{1r} = 0{,}466 \times P_{1t};\ F_a = 800\ lb$$

$$n = 2000\ rpm; T = 80°C$$

$$L_{10} = 80 \times 10^6\ ciclos$$

$$1\ lbf = 4{,}45\ N$$

15 Determinação dos outros esforços atuantes

$$P_{1r} = 0{,}466 \times P_{1t} = 932\ lb$$

Como os esforços nas duas engrenagens são iguais:

$$P_{2t} \times D_2 = P_{1t} \times D_1 = 2000 \times \frac{2}{4} = 1000\ lb$$

$$P_{2r} = 0{,}466 \times 1000 = 466\ lb$$

16 Cálculo das reações nos apoios

Considerando o equilíbrio estático do sistema:

$$\sum F = 0$$

$$\sum M = 0$$

Resolvendo o sistema de equações, chegamos a seguinte solução:

$$R_{1x} = -699\ lbf; R_{1y} = 1500\ lbf$$

$$R_{2x} = 233\ lbf; R_{2y} = -500\ lbf$$

17 Análise do mancal 1

A carga radial atuante no mancal 1 é:

$$R = \sqrt{-699^2 + 1500^2} = 1655\ lbf$$

A carga estática no mancal 1 pode ser calculada pela fórmula abaixo:

$$P_o = 0,6\ F_r + 0,5\ F_a = 0,6 \times 1655 + 0,5 \times 800 = 1393\ lbf < F_r = 1655\ lbf$$

Como o valor calculado é menor que F_r,

$$P_o = 1655\ lbf \times \frac{4,45\ N}{1\ lbf} = 7365\ N$$

O enunciado determina que o rolamento utilizado é da série 6300. Através do catálogo de rolamentos que será fornecido pelo professor, escolhemos o rolamento 6304.

$$C_o = 7800\ N; C = 15900\ N$$

Agora, analisando a carga dinâmica:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{800 \times 4,45}{7800} = 0,456 \rightarrow consultando\ a\ tabela\ de\ e_{tab} \rightarrow e_{tab} = 0,43$$

Fatores V, X e Y para mancais radiais

Tipo de mancal (3)	$\frac{F_a}{C_0}$ (4)	$\frac{F_a}{iZD_w^2}$ (5)	Em relação à carga o anel interno está: Rodando V	Estacionário V	Mancais de fila única (1) $\frac{F_a}{VF_r} > e$ X	Y	Mancais de fila dupla (2) $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ X	Y	$\frac{F_a}{VF_r} > e$ X	Y	e
Mancais de bolas de ranhura de contato radial	0,014	25				2,30				2,30	0,19
	0,028	50				1,99				1,99	0,22
	0,056	100				1,71				1,71	0,26
	0,084	150				1,55				1,55	0,28
	0,11	200	1	1,2	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30
	0,17	300				1,31				1,31	0,34
	0,28	500				1,15				1,15	0,38
	0,42	750				1,04				1,04	0,42
	0,56	1000				1,00				1,00	0,44
20°					0,43	1,00		1,09	0,70	1,63	0,57
25°					0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
30°			1	1,2	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
35°					0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40°					0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
Mancais de bola de auto alinhamento			1	1	0,40	0,4 cot α	1	0,42 cot α	0,65	0,65 cot α	1,5 tan α
Mancais de rolos cônicos de auto alinhamento			1	1,2	0,40	0,4 cot α	1	0,45 cot α	0,67	0,67 cot α	1,5 tan α

Além disto,

$$e_{calc} = \frac{F_a}{VF_r} = \frac{800}{1 \times 1655} = 0{,}48$$

Como e_{calc} é maior que e_{tab}, não podemos desprezar F_a. Através da equação abaixo e dos parâmetros obtidos na tabela de e_{tab}, podemos calcular a carga dinâmica.

$$P = XVF_r + YF_a = 0{,}56 \times 1 \times 1655 + 1 \times 800 = 1726{,}8\ lb\ ou\ P = 7684{,}3\ N$$

Quanto a vida L_{10}:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{15900}{7684{,}8}\right)^3 = 8{,}86\ \times\ 10^6\ ciclos \rightarrow Não\ satisfaz\ quanto\ à\ vida$$

18 <u>Redimensionando o rolamento a partir da vida requerida</u>

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \rightarrow 80 = \left(\frac{C}{7684{,}3}\right)^3 \rightarrow C = 33110{,}6\ N$$

A partir deste valor de C, escolhe-se o rolamento 6310.

$$C_o = 38000\ N; C = 61800\ N$$

19 Verificando o rolamento 6310

Carga estática:

$$P_o < C_o \rightarrow 7365 < 38000 \rightarrow acima\ da\ especificação$$

Carga dinâmica:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{800 \times 4{,}45}{38000} = 0{,}094 \rightarrow e_{tab} = 0{,}29$$

$$e_{calc} = \frac{F_a}{VF_r} = 0{,}48$$

Como e_{calc} é maior que e_{tab}, não se pode desprezar F_a. Através da equação abaixo e dos parâmetros X,Y e V obtidos na tabela de e_{tab}:

$$P = 0{,}56 \times 1 \times 1655 = 1{,}5 \times 800 = 2126{,}8\ lb\ ou\ P = 9464{,}3\ N$$

Aplicando na equação da vida do rolamento:

$$L = \left(\frac{61800}{9464{,}3}\right)^3 = 278{,}4 \times 10^6 ciclos$$
$$\rightarrow muito\ acima\ da\ especificação, seria\ interessante\ testar\ 6309$$

$$C_o = 31500\ N; C = 52700\ N$$

20 Verificando o rolamento 6309

Carga estática:

$$P_o < C_o \rightarrow 7365 < 31500 \rightarrow acima\ da\ especificação$$

Carga dinâmica:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{800 \times 4{,}45}{31500} = 0{,}11 \rightarrow e_{tab} = 0{,}30$$

$$e_{calc} = \frac{F_a}{VF_r} = 0{,}48$$

Como e_{calc} é maior que e_{tab}, não se pode desprezar F_a. Através da equação abaixo e dos parâmetros X,Y e V obtidos na tabela de e_{tab}:

$$P = 0{,}56 \times 1 \times 1655 = 1{,}45 \times 800 = 2086\ lb\ ou\ P = 9286{,}3\ N$$

Aplicando na equação da vida do rolamento:

$$L = \left(\frac{52700}{9286{,}3}\right)^3 = 182{,}8 \times 10^6 ciclos$$

$$\rightarrow muito\ acima\ da\ especificação, seria\ interessante\ testar\ 6308$$

$$C_o = 29000\ N; C = 41000\ N$$

21 Verificando o rolamento 6309

Carga estática:

$$P_o < C_o \rightarrow 7365 < 29000 \rightarrow acima\ da\ especificação$$

Carga dinâmica:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{800 \times 4{,}45}{29000} = 0{,}15 \rightarrow e_{tab} = 0{,}32$$

$$e_{calc} = \frac{F_a}{VF_r} = 0{,}48$$

Como e_{calc} é maior que e_{tab}, não se pode desprezar F_a. Através da equação abaixo e dos parâmetros X,Y e V obtidos na tabela de e_{tab}:

$$P = 0{,}56 \times 1 \times 1655 = 1{,}35 \times 800 = 2006{,}8\ lb\ ou\ P = 8930\ N$$

Aplicando na equação da vida do rolamento:

$$L = \left(\frac{41000}{8930}\right)^3 = 96{,}8 \times 10^6 ciclos$$

$$\rightarrow satisfatoriamente\ acima\ das\ especificações$$

Portanto, o rolamento escolhido foi o 6308.

22 Lubrificação

$$D = 90mm; d = 40\ mm$$

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{40 + 90}{2} = 65\ mm$$

De acordo com o diagrama 2 da página 160 SKF:

$$\nu_1 = 13\frac{mm^2}{s}\ (na\ temperatura\ de\ trabalho, que\ \text{é}\ 80°C)$$

Utilizando o diagrama 3 da página 161 SKF:

$$\nu = 60\frac{mm^2}{s}\ (a\ 40℃)$$

Então, através da tabela 7 da página 38 SKF:

$$ISO\ VG\ 68 \rightarrow \nu = 68\frac{mm^2}{s} \rightarrow portanto, \nu(80℃) = 13{,}1\frac{mm^2}{s}$$

Relação de viscosidade:

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{13{,}1}{13} \cong 1\ (não\ aumenta\ a\ vida\ do\ rolamento)$$