

SEM 0327- Elementos de Máquinas III

Aula 11

Mancais de deslizamento HD (filme de lubrificação completa)

Journal bearing

Profa. Zilda de C. Silveira

São Carlos, Junho de 2023



Tipos de Lubrificantes

Lubrificantes Líquidos: são principalmente baseados no petróleo ou óleos sintéticos, embora a água e o ar sejam, às vezes, utilizados como fluido separador.

Lubrificantes de Filme Sólido: São de dois tipos:

Materiais que exibem tensões de cisalhamento baixas, tais como o grafite e o dissulfeto de molibdênio, que são adicionados à interface dos componentes móvel e estacionário, e os lubrificantes de camada tais como fosfato, óxidos ou sulfetos, que são depositados nas superfícies dos componentes.

Combinações de Materiais em Mancais de Deslizamento

Material do Mancal	Dureza do Mancal [kg/mm ²]	Dureza mínima do Eixo [kg/mm ²]	Proporção
Babbit a base de Chumbo	15-20	150	8
Babbit a base de Estanho	20-30	150	6
Alcalóides endurecidos com Chumbo	22-26	200-250	9
Cobre-Chumbo	20-23	300	14
Prata	25-50	300	8
Base de Cádmio	30-40	200-250	6
Liga de Alumínio	45-50	300	6
Bronze-Chumbo	40-80	300	5
Bronze-Estanho	60-80	300-400	5

Materiais para mancais de deslizamento

Tabela 17.5 Propriedades de ligas para mancais de deslizamento (Adaptado a partir de Budynas e Nisbett, 2011)

Especificação da liga	Espessura (mm)	Número SAE	Razão de folga (r/c)	Capacidade de carga	Resistência à corrosão
<i>Bobbit</i> à base de estanho	0,56	12	600-1000	1,0	Excelente
<i>Bobbit</i> à base de chumbo	0,56	15	600-1000	1,2	Muito bom
<i>Bobbit</i> à base de estanho	0,1	12	600-1000	1,5	Excelente
<i>Bobbit</i> à base de chumbo	0,1	15	600-1000	1,5	Muito bom
Bronze-chumbo	Sólido	792	500-1000	3,3	Muito bom
Cobre-chumbo	0,56	480	500-1000	1,9	Bom
Liga de alumínio	Sólido		400-500	3,0	Excelente
Prata mais revestimento	0,33	17P	600-1000	4,1	Excelente
Cádmio (1,5% Ni)	0,56	18	400-500	1,3	Bom
Trimetal 88 ^(a)				4,1	Excelente
Trimetal 77 ^(b)				4,1	Muito bom

^(a)trata-se de uma camada de 0,206mm de cobre-chumbo em substrato de aço, mais 0,0254mm em *bobbit* à base de estanho;

^(b)trata-se de uma camada de 2,54mm de cobre-chumbo em substrato de aço, mais 0,0254mm em *bobbit* à base de estanho.

Viscosidade

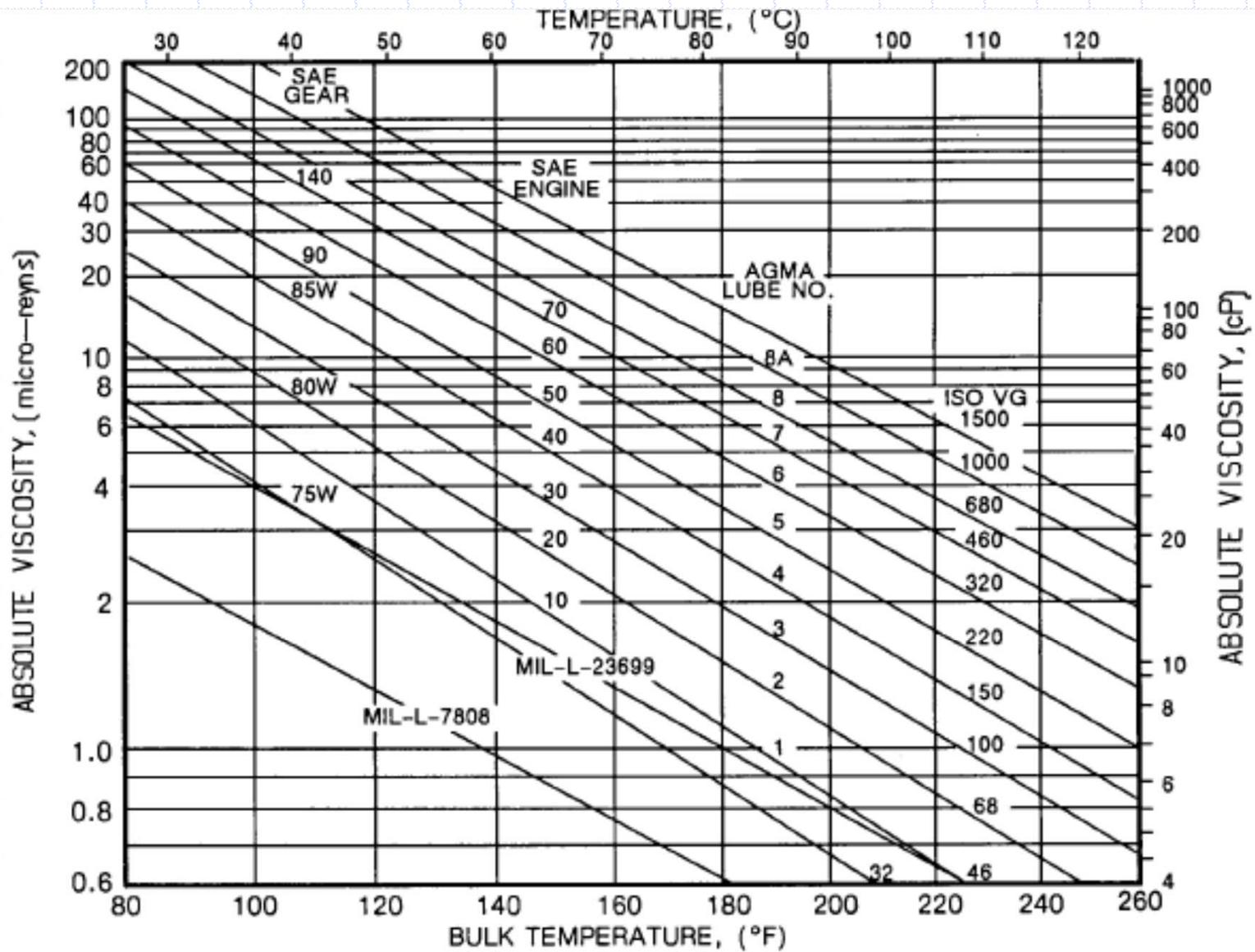
Viscosidade é uma medida da resistência do fluido ao cisalhamento. A viscosidade varia inversamente com a temperatura e diretamente com a pressão, de uma maneira não-linear. Pode ser expressa como viscosidade absoluta η , ou viscosidade cinemática ν , as quais estão relacionadas pela densidade de massa do fluido:

$$\eta = \nu \cdot \rho$$

Onde ρ é a densidade de massa do fluido.

As unidades da viscosidade absoluta η são lb.s/in² (reyn) no sistema inglês e Pa.s no sistema SI.

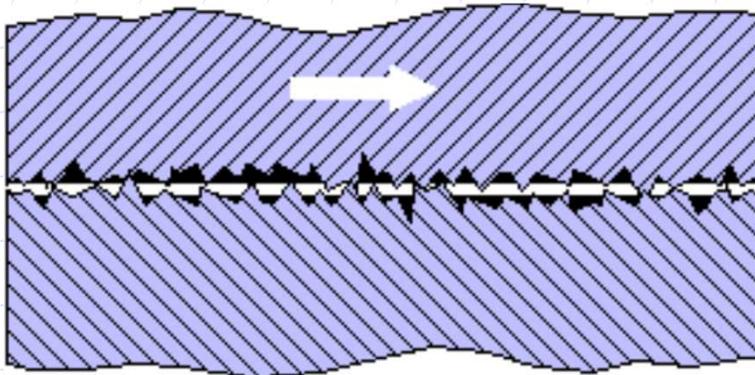
As unidades SI da viscosidade cinemática são cm²/s (Stoke), e as unidades inglesas são in²/s.



Viscosidade Absoluta x Temperatura (Óleos Lubrificantes de Petróleo)._

Tipos de Lubrificação

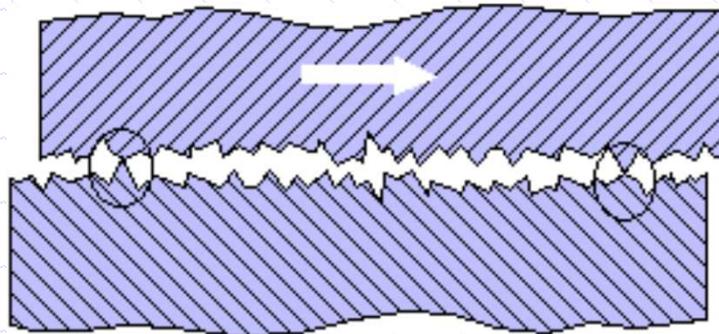
Lubrificação por Camada Limite: o contato entre as superfícies é contínuo e extenso, enquanto que o lubrificante está continuamente distribuído entre as superfícies, proporcionando uma camada de filme que reduz o atrito e o desgaste. A lubrificação limite refere-se às situações nas quais alguma combinação da geometria na interface, altos níveis de carga, baixa velocidade ou quantidade de lubrificante insuficiente, excluem o início de uma operação hidrodinâmica.



Camada limite : coeficiente de atrito
0,05 a 0,20.

Tipos de Lubrificação

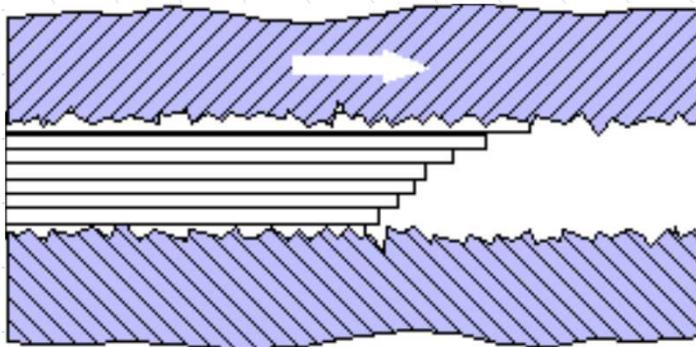
Lubrificação Mista: os picos, que porventura ocorrem no acabamento das superfícies, entram em contato intermitente, provocando uma sustentação hidrodinâmica parcial.



Lubrificação Mista : coeficiente de atrito 0,04 a 0,10.

Tipos de Lubrificação

Lubrificação Hidrodinâmica: A lubrificação hidrodinâmica refere-se ao suprimento de um lubrificante suficiente (tipicamente um óleo) para a interface deslizante, de modo a permitir uma velocidade relativa suficiente para bombear o lubrificante na cunha (folga) entre eixo e mancal, separando as superfícies por um filme de fluido dinâmico.



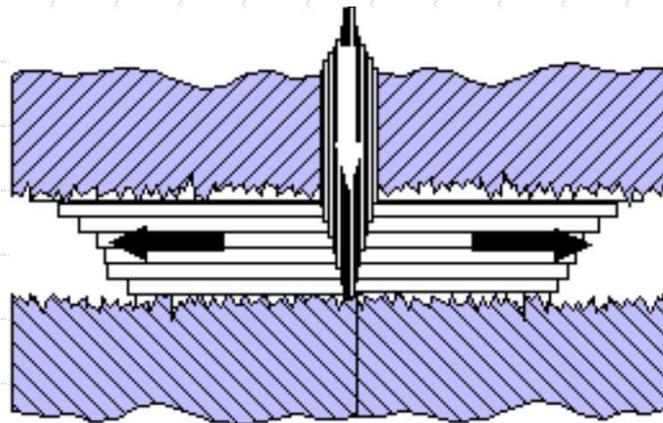
Lubrificação Hidrodinâmica :
coeficiente de atrito 0,002 a 0,04

Neste caso, as superfícies estão completamente separadas pelo filme lubrificante.

O carregamento, que tende a provocar o contato entre as superfícies, é inteiramente suportado pela pressão do fluido, causada pelo próprio movimento relativo entre as superfícies.

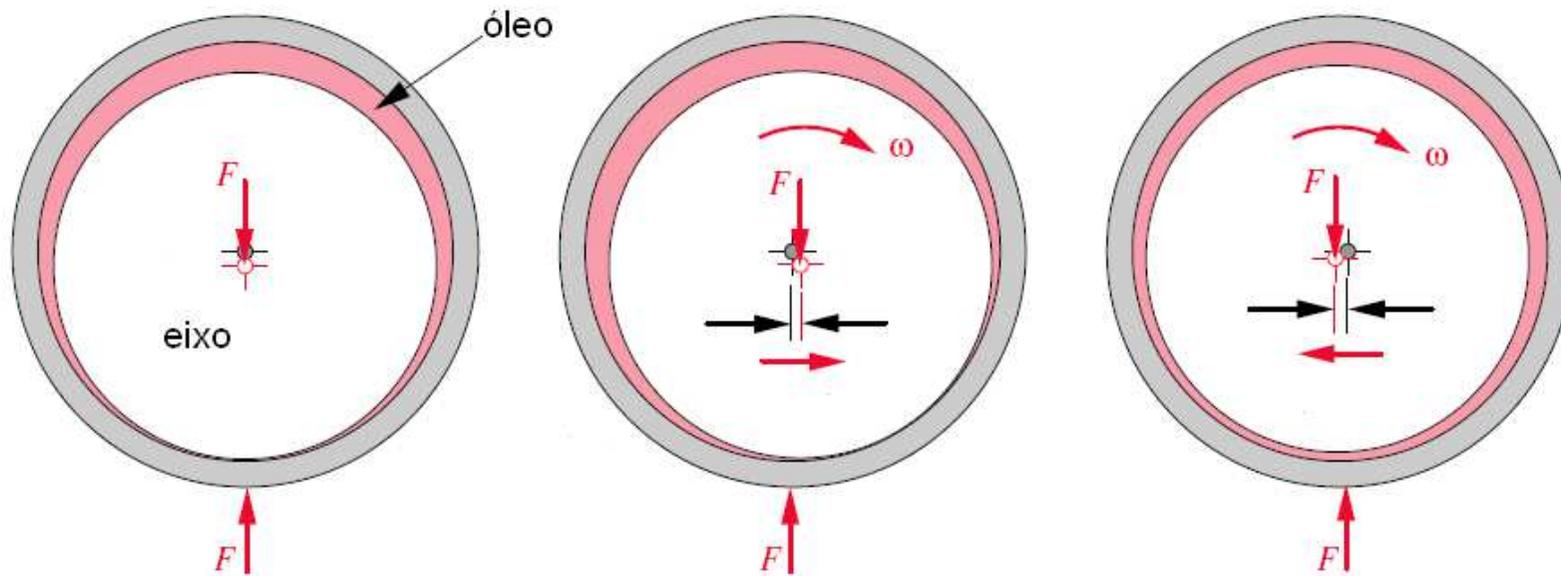
Tipos de Lubrificação

Lubrificação Hidrostática: refere-se ao fornecimento de um fluxo de lubrificante (tipicamente óleo) à interface deslizante, a uma pressão hidrostática elevada ($\cong 10^2$ a 10^4 psi). Sendo o fluido pressurizado por meios externos. A separação plena pode ser obtida com ou sem o movimento relativo entre as superfícies, ou seja, durante a partida e em baixas velocidades de rotação da máquina. Este tipo de mancal apresenta baixo atrito durante todo tempo de operação.



Lubrificação Hidrodinâmica

Mecanismo de sustentação



eixo estacionário
contato metal-metal
forças e centros alinhados

eixo em rotação lenta
lubrificação por camada limite
deslocamento do ponto de
contato

eixo em rotação de operação
lubrificação hidrodinâmica
não há contato metálico
fluido bombeado pelo eixo

Configurações de Journal Bearing

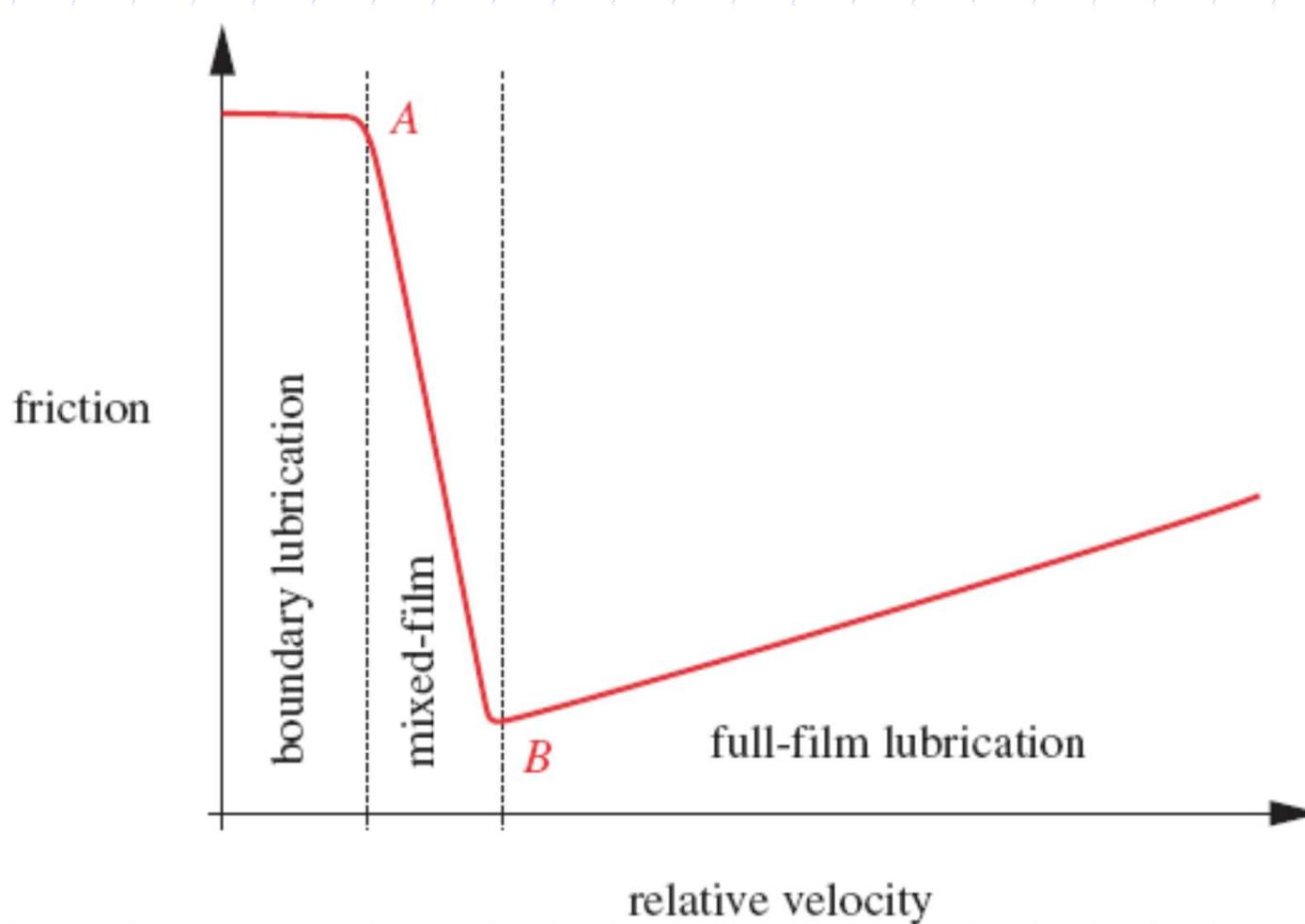
[Provane® Hydrodynamic Journal Bearing - YouTube](#)

[Rocker Back Tilt Pad Journal Bearing \(Nomenclature & Working Motion\) - SolidWorks Animation - YouTube](#)

[Radial Air Bearings on a Precision Shaft - YouTube](#)

Lubrificação Hidrodinâmica

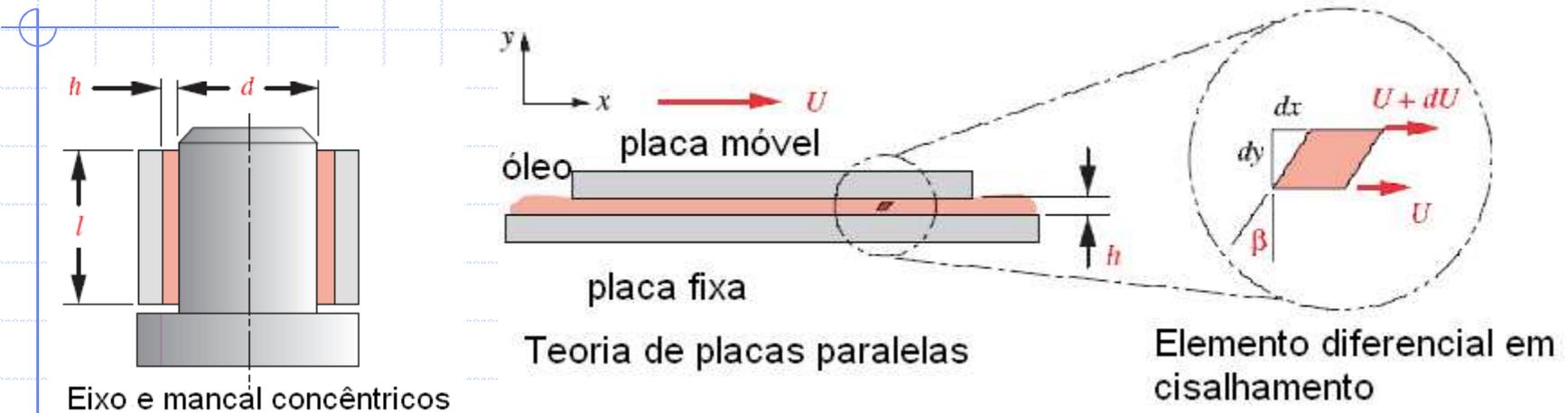
Fases de Sustentação



Mudança do atrito com a velocidade relativa em um mancal lubrificado.

Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Equação de Petroff para Torque sem Carga:



A tensão de cisalhamento agindo no elemento diferencial é:

$$\tau_x = \eta \cdot \frac{d\beta}{dt} = \eta \frac{d}{dt} \frac{dx}{dy} = \eta \frac{d}{dy} \frac{dx}{dt} = \eta \frac{du}{dy}$$

Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

$$\tau_x = \eta \frac{du}{dy}$$

Em um filme de espessura constante h , o gradiente de velocidade é constante.

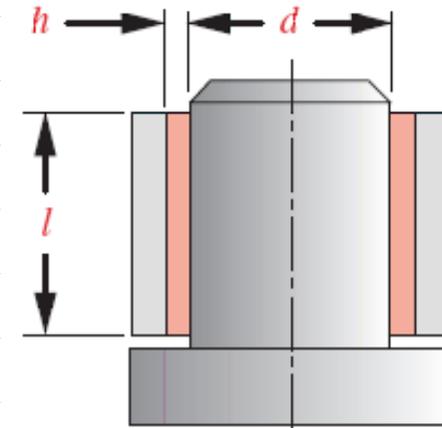
$$\frac{du}{dy} = \frac{U}{h}$$

A força de cisalhamento em todo o filme é:

$$F = A \times \tau_x = A \times \eta \frac{U}{h}$$

Sendo A a área da placa.

Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica



Eixo e mancal concêntricos

O torque necessário para o cisalhamento do filme é, então :

$$T_o = F \times r = F \times \frac{d}{2} = A \times \left(\eta \times \frac{U}{h} \right) \times \frac{d}{2}$$

Área lubrificada $A = 2\pi \cdot r \cdot l = d \cdot l \cdot \pi$

Velocidade periférica do eixo $U = \omega \cdot r = 2\pi \cdot n' \cdot \frac{d}{2} = \pi \cdot d \cdot n'$

$$T_o = (d \cdot l \cdot \pi) \times \left(\eta \times \frac{\pi \cdot d \cdot n'}{c_d / 2} \right) \times \frac{d}{2} \quad \Rightarrow \quad T_o = \frac{\eta \cdot \pi^2 \cdot d^3 \cdot l \cdot n'}{c_d}$$

Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Equação de Reynolds

Os primeiros estudos relacionados à influência do comportamento hidrodinâmico dos mancais sobre as máquinas rotativas são datados de 1883 e 1885, e foram realizados por Tower e Petrov.

A Equação de Reynolds (1886) constitui a base da teoria de lubrificação, sendo obtida a partir da equação da continuidade do escoamento e das equações de Navier-Stokes (equilíbrio de forças que atuam no lubrificante).

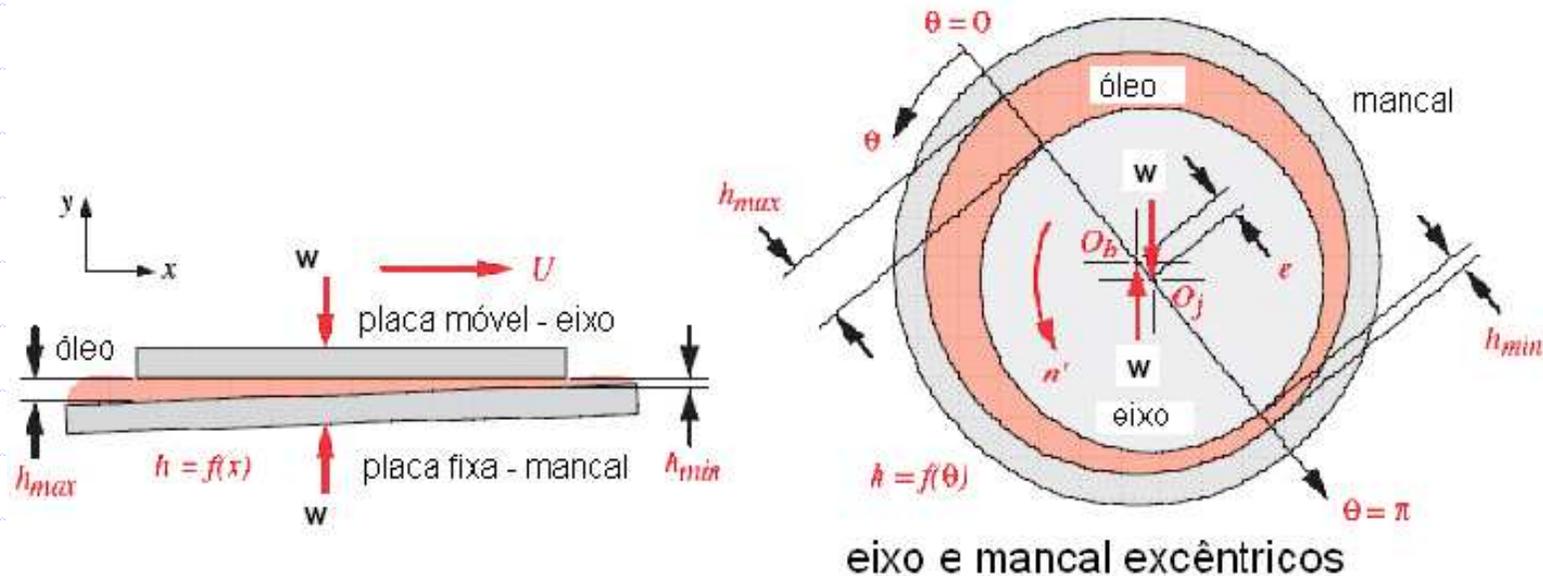
Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Premissas

1. Campos externos como o magnético e gravitacional são desprezados.
2. A pressão ao longo da espessura do filme lubrificante é considerada constante, uma vez que tal espessura é muito pequena (da ordem de centésimos de milímetro).
3. A curvatura da superfície do mancal pode ser considerada muito maior que a espessura do filme, o que significa que a direção da velocidade das lâminas é considerada constante.
4. Não existe deslizamento na interface fluido-sólido, o que significa que a velocidade da superfície é a mesma da última lâmina adjacente de lubrificante.
5. O lubrificante é Newtoniano (tensão de cisalhamento proporcional a taxa de deformação).
6. O fluxo é laminar.
7. A viscosidade do filme lubrificante não varia, mantidas constantes a carga e a velocidade.
8. A inércia do fluido é desprezada na equação de Navier-Stokes.

Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Equação de Reynolds para mancais radiais: Placas não paralelas



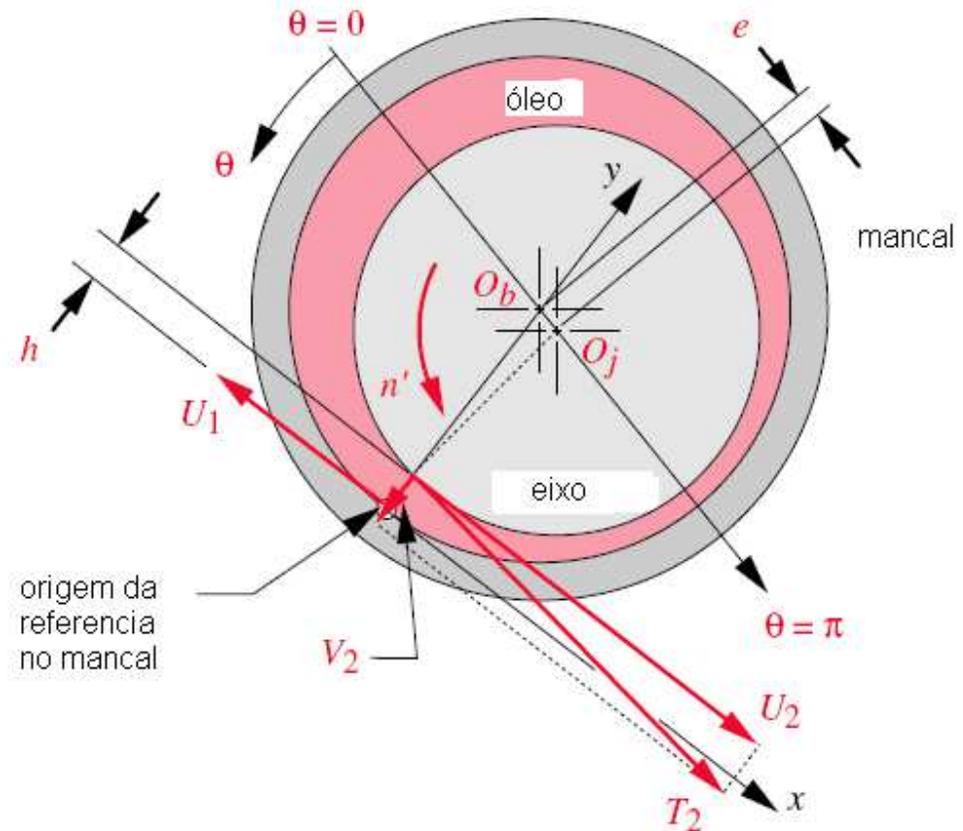
A excentricidade pode ser convertida para a razão de excentricidade:

$$\varepsilon = \frac{2e}{c_d}$$

Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Referência para equação de Reynolds:

eixo x = tangente ao mancal
eixo y = passa pelo centro do mancal O_b
eixo z = paralelo ao eixo de rotação do mancal



A velocidade tangencial T_2 do eixo pode ser decomposta nas direções x e y , como U_2 e V_2 , respectivamente.

O ângulo entre T_2 e U_2 é tão pequeno, que tende a zero, aproximando o valor do cosseno à unidade e, portanto, $U_2 \cong T_2$.

A componente V_2 , na direção y é devido ao fechamento (ou abertura) da espessura h , dada por $\partial h / \partial t$, e dela depende a análise para os casos estático e dinâmico.

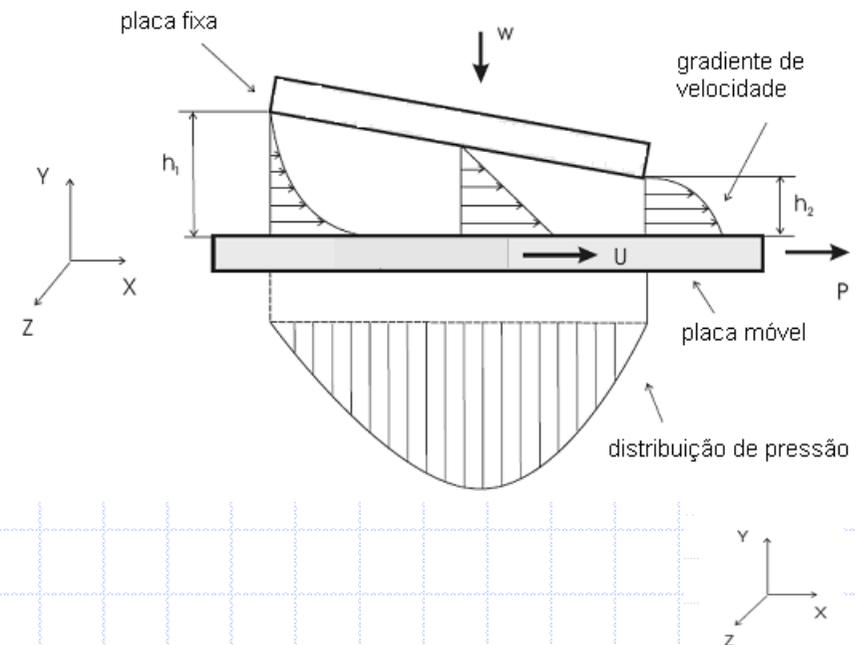
As seções transversais de entrada e saída de fluido possuem áreas diferentes (Escoamentos incompressíveis laminares)

O fluxo (escoamento) de fluido que sai devido à velocidade da placa móvel (escoamento de *Couette*), não será suficiente para manter a conservação de massa.

Ocorre formação de pressão no fluido, forçando o fluxo de fluido lubrificante para fora do espaço entre as placas, tanto na entrada quanto na saída, de forma a garantir a conservação da massa (escoamento de *Poiseuille*).

Na entrada da seção entre as placas, este fluxo tem sentido contrário àquele causado pela velocidade relativa entre estas, enquanto que na saída, o fluxo causado pela pressão tem o mesmo sentido do escoamento de *Couette*.

O fluxo total de fluido será resultado da soma dos escoamentos de *Poiseuille* e de *Couette*.



Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Relacionando a variação de espessura h , a velocidade relativa U e a pressão no fluido como uma função das dimensões x e z , assumindo eixo e mancal paralelos na direção z , e viscosidade absoluta η constante:

Equação de Reynolds para carregamento estático

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$

Equação de Reynolds para carregamento dinâmico

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Folga radial: geometria do mancal radial

$$f = \text{folga radial} = C_d / 2$$

$$W = \text{carga} = P$$

$$O = \text{centro do mancal} = O_b$$

$$C = \text{centro do eixo} = O_j$$

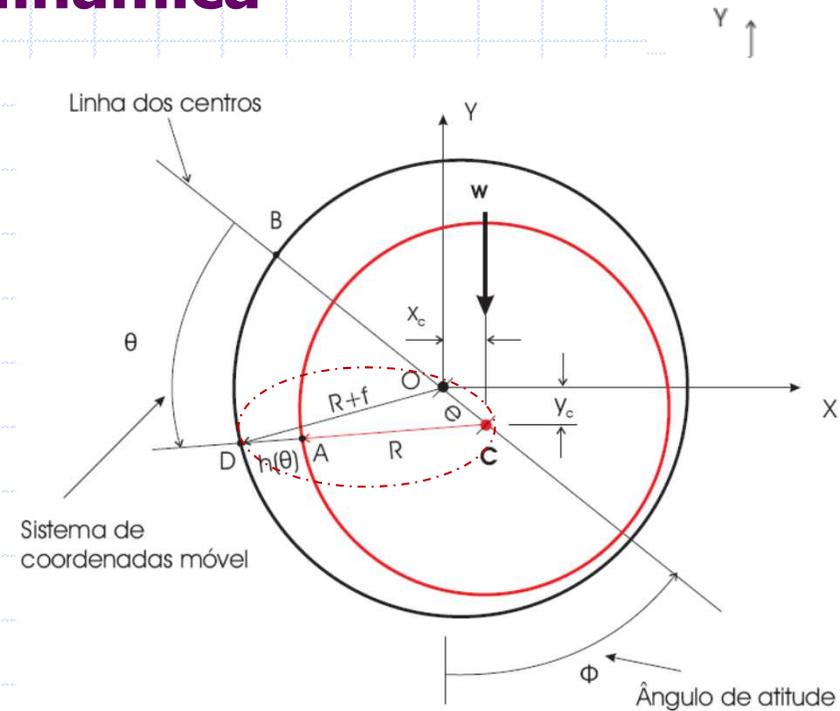
Lei dos cossenos:

$$(R + f)^2 = e^2 + (R + h)^2 - 2e(R + h)\cos\theta$$

$$R^2 + 2Rf + f^2 = e^2 + R^2 + 2Rh + h^2 - 2eR\cos\theta - 2eh\cos\theta$$

Desprezando os termos de segunda ordem f^2 , e^2 , h^2 e $e.h$, obtém-se:

$$2Rf = 2Rh - 2eR\cos\theta \quad \Rightarrow \quad h = f + e\cos\theta = f(1 + \varepsilon\cos\theta)$$



Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Solução para mancais longos Sommerfeld

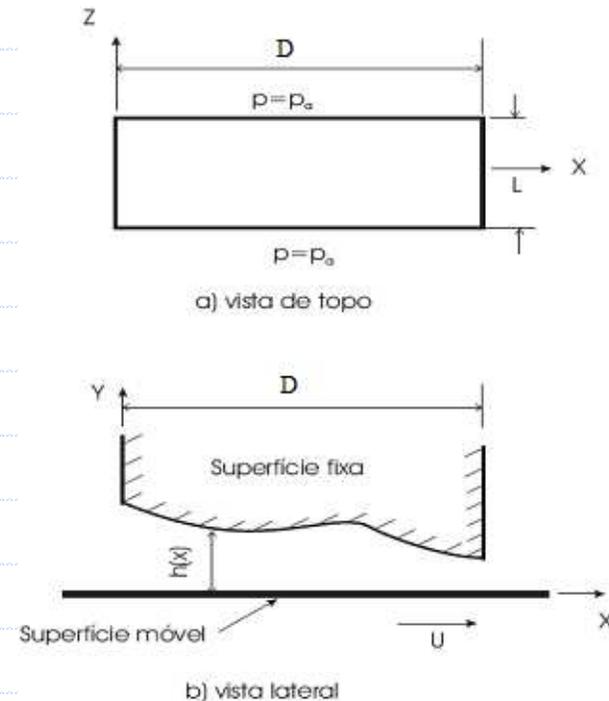
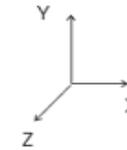
Mancais cuja dimensão na direção z (axial) é consideravelmente maior que na direção radial são considerados longos.

Assim sendo, o pico de pressão deve cair lentamente para a pressão ambiente p_a na direção z .

Nesta aproximação, o gradiente de pressão em z é, portanto, desprezado.

Para carregamento estático (equação de Reynolds simplificada):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$



Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

Solução para aproximação de mancais longos (Sommerfeld)

Em 1904, Sommerfeld encontrou uma solução analítica da equação de Reynolds para o mancal infinitamente longo:

Assumindo o fluxo axial praticamente nulo, e a distribuição de pressão constante naquela direção, e considerando $x = R\theta$:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{dh}{d\theta} \frac{d\theta}{dx} \quad \frac{dh}{d\theta} = -f\varepsilon \sin\theta$$
$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{1}{R}$$

$$p - p_0 = \frac{6\eta\Omega \left(\frac{R}{f}\right)^2 \varepsilon \sin\theta (2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos\theta)^2}$$

Solução para aproximação para mancais longos (Sommerfeld)

$$w = \frac{\eta \cdot U \cdot l \cdot r^2}{c_r^2} \times \frac{12 \cdot \pi \cdot \varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon^2)^{1/2}}$$

Esta equação pode ser rearranjada sob a forma adimensional para dar um número característico do mancal chamado de número S de Sommerfeld.

$$\frac{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon^2)^{1/2}}{12 \cdot \pi \cdot \varepsilon} = \frac{\eta(\pi \cdot d \cdot n) \cdot l \left(\frac{d}{c_d}\right)^2}{d \cdot l \cdot p_{avg}} = \eta \left(\frac{\pi \cdot n}{p_{avg}}\right) \left(\frac{d}{c_d}\right)^2 = S$$

Onde: $p_{avg} = \frac{W}{A} = \frac{W}{l \cdot d}$

W (P) = carga aplicada

Solução de aproximação para mancais curtos (Ocvirck)

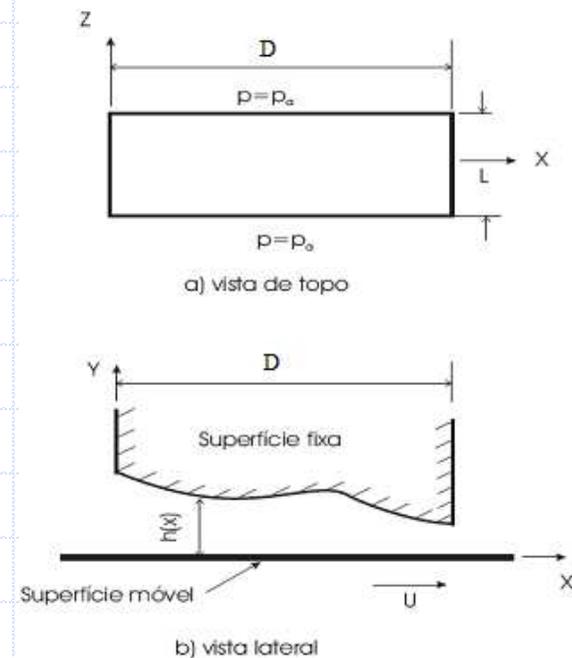
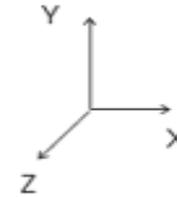
Mancais cuja dimensão na direção z é igual ou menor que na direção radial são considerados curtos.

Assim sendo, a pressão deve cair mais rapidamente para a pressão ambiente p_a na direção z do que na direção x .

O gradiente de pressão em z é muito maior que em x , sendo que este último é desprezado, neste caso.

Para carregamento estático (Equação simplificada de Reynolds):

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$



Solução para aproximação de mancais curtos (Ocvirck)

Em 1953, Ocvirck e DuBois encontraram a solução analítica da equação de Reynolds para mancais curtos:

Assumindo $p=p_a=0$, para $z=L/2$ e $z=-L/2$, e considerando $x=R\theta$:

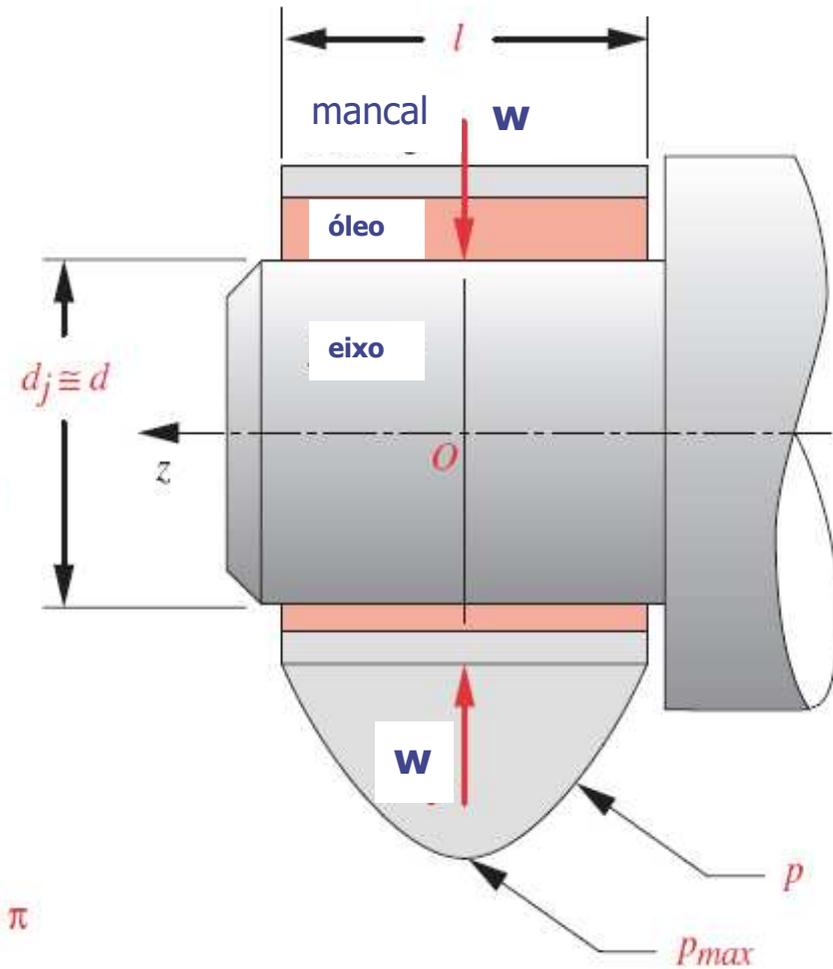
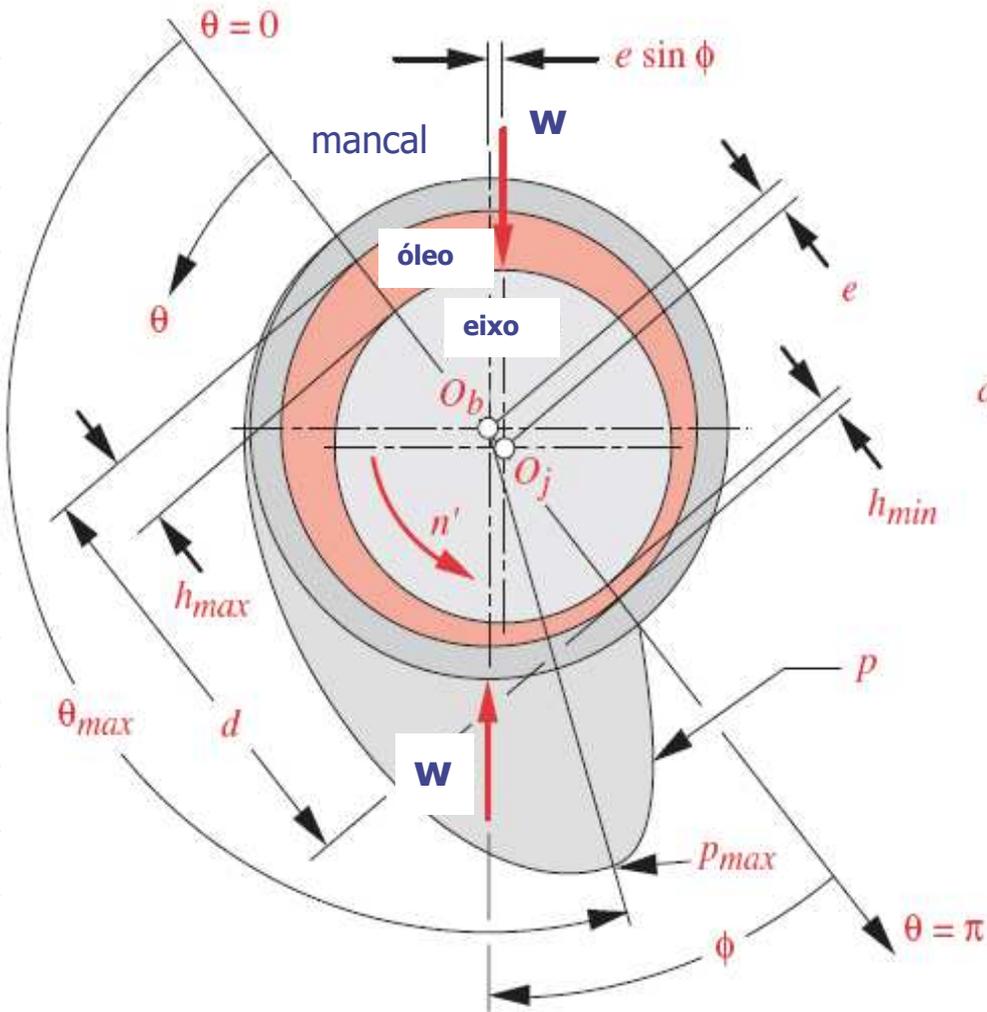
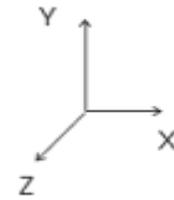
$$\frac{d^2 p}{dz^2} = \frac{6\eta U}{h^3} \frac{dh}{dx} \quad \longrightarrow \quad \frac{dh}{dx} = \frac{dh}{d\theta} \frac{d\theta}{dx} \quad \longrightarrow \quad \frac{dh}{d\theta} = -f\varepsilon \operatorname{sen}\theta$$
$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{1}{R}$$

$$p(\theta, z) = \frac{3\varepsilon\eta U \operatorname{sen}\theta}{R f^2 (1 + \varepsilon \cos\theta)^3} \left(\frac{L^2}{4} - z^2 \right) + p_a$$

O valor de p_{\max} é encontrado para $\theta = \theta_{\max}$ e $z = 0$:

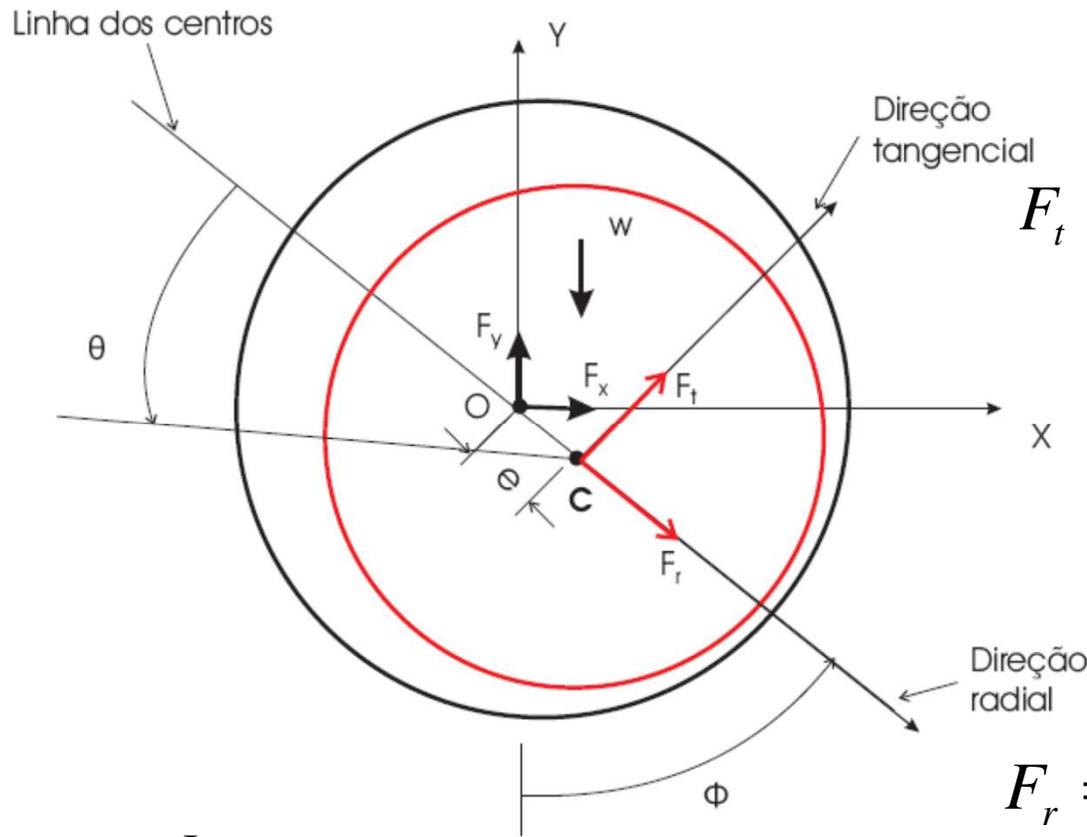
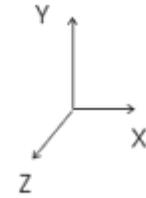
$$\theta_{\max} = \cos^{-1} \frac{\left(1 - \sqrt{1 + 24.\varepsilon^2} \right)}{4.\varepsilon}$$

MANCAIS CURTOS



MANCAIS CURTOS

Forças no eixo e no mancal



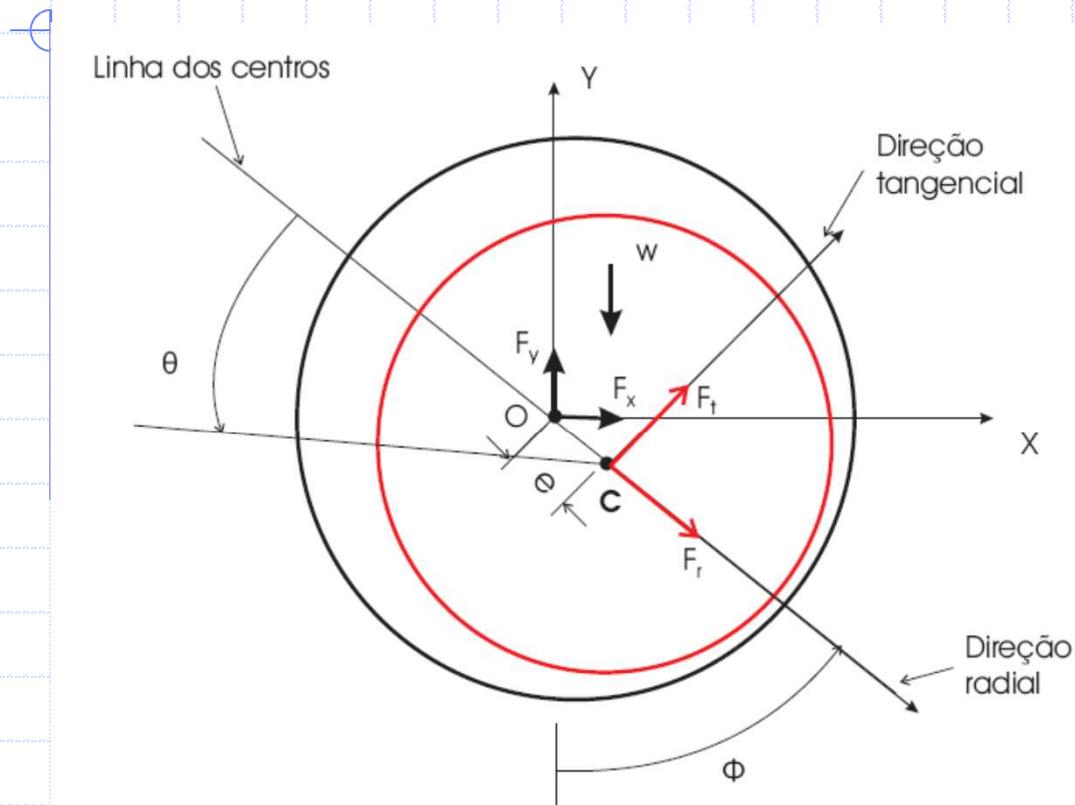
$$F_t = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p \sin \theta dz R d\theta$$

$$F_r = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p \cos \theta dz R d\theta$$

$$F_h = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p dz R d\theta$$

MANCAIS CURTOS

Forças no eixo e no mancal curto



F_t positiva tem o mesmo sentido da rotação do eixo:

$$F_t = \frac{\eta \Omega R L^3}{f^2} \frac{\pi \epsilon}{4(1 - \epsilon^2)^{\frac{3}{2}}}$$

F_r negativa tem sentido oposto ao deslocamento do centro do eixo C:

$$F_r = \frac{-\eta \Omega R L^3}{f^2} \frac{\epsilon^2}{(1 - \epsilon^2)^2}$$

Vertical:

$$w = F_t \sin \phi + F_r \cos \phi$$

Horizontal:

$$\tan \phi = \frac{F_t}{F_r} \quad \tan \phi = \frac{\pi \sqrt{1 - \epsilon^2}}{4 \epsilon}$$

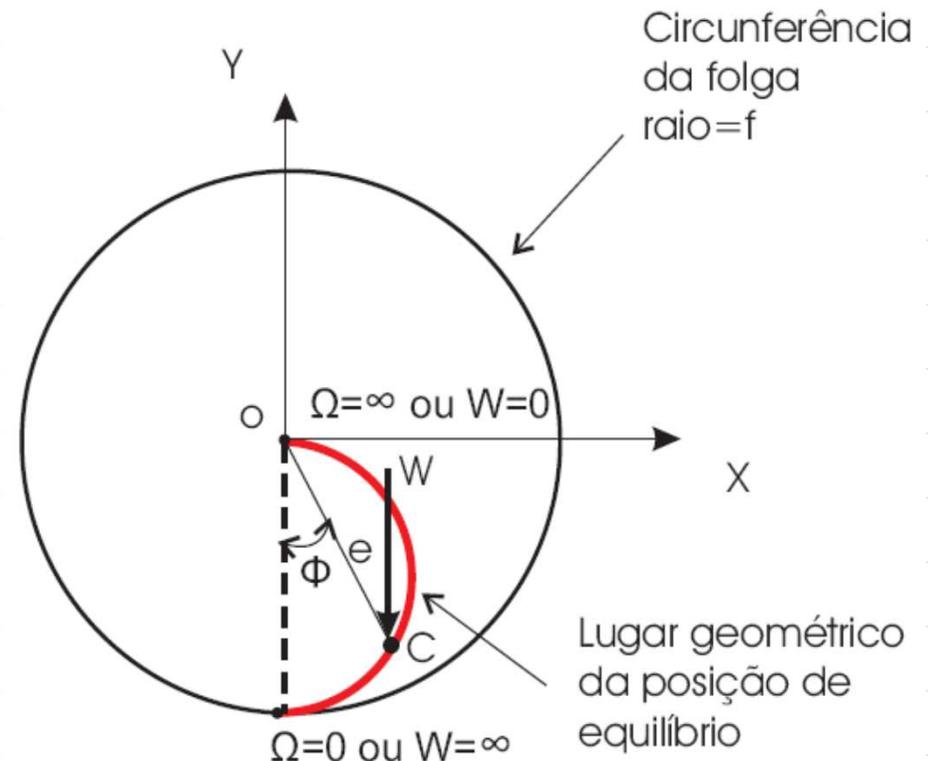
MANCAIS CURTOS

Lócus: Lugar geométrico da posição de equilíbrio do eixo

O ângulo de atitude \varnothing pode ser traçado como função da razão de excentricidade ε .

A posição de equilíbrio do munhão segue uma semi-circunferência, ou seja, quando o eixo está em repouso, o eixo encontra-se apoiado no mancal, com razão de excentricidade $\varepsilon=1$ e ângulo de atitude $\varnothing = 0$.

À medida que a velocidade de rotação do eixo aumenta, o centro do eixo se desloca, aproximando-se do centro do mancal, onde $\varepsilon = 0$ e $\varnothing=90^\circ$.



MANCAIS CURTOS

Condição de lubrificação hidrodinâmica

Considera-se um eixo rotativo, operando em condição de lubrificação hidrodinâmica, quando a espessura mínima do filme de óleo (h_{min}), a uma determinada velocidade de rotação, é no mínimo igual a 4 vezes a rugosidade média (R_m) entre as superfícies em movimento relativo.

Desta forma, uma vez conhecido o carregamento w , deve-se estimar a condição extrema de operação, ou seja, a sobrecarga (w_{sc}) que levaria o mancal a operar com:

$$h_{min} = 4 \times R_m$$

MANCAIS CURTOS

Condição de lubrificação hidrodinâmica

Sabendo-se que:

$$h_{min} = f \left(1 + \varepsilon \cos \left(180^\circ \right) \right) = f (1 - \varepsilon) = 4 \times R_m$$

Obtém-se o carregamento w_{sc} como resultante das forças de sustentação, para ε_{max} . Para um mancal curto, o carregamento é:

$$w_{sc} = \frac{\eta \Omega R L^3}{4 C_r^2} \times \frac{\varepsilon_{max}}{\left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right)^2} \sqrt{\pi^2 \left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right) + 16 \varepsilon_{max}^2}$$
$$w_{sc} = \frac{\eta (2\pi n') R L^3}{4 C_r^2} \times \frac{\varepsilon_{max}}{\left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right)^2} \sqrt{\pi^2 \left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right) + 16 \varepsilon_{max}^2}$$

O fator de segurança é: $N_h = \frac{w_{sc}}{w}$

MANCAIS CURTOS

O Fator de Carga ou Número de Ocvirk

Para um mancal curto, rearranjando a expressão do carregamento, de forma a isolar os termos dependentes da excentricidade:

$$w = \frac{\eta(2\pi n')RL^3}{4C_r^2} \times \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2)+16\varepsilon^2}$$

Obtém-se o Número de Ocvirk, o qual relaciona as características dimensionais e físicas do mancal, além da condição de operação, com o grau de excentricidade desejado no projeto:

$$O_N = \frac{wC_d^2}{\eta n' DL^3} = \frac{\varepsilon\pi}{(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2)+16\varepsilon^2}$$

MANCAIS CURTOS

Torque de arrasto

A força de cisalhamento cria torques de direção oposta, T_r no componente rotativo e T_s no componente estacionário.

Estes torques T_r e T_s não são iguais, devido à excentricidade da força P . O torque estacionário pode ser obtido como:

$$T_s = \eta \cdot \frac{d^3 \cdot l \cdot n'}{c_d} \cdot \frac{\pi^2}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}}$$

E o torque rotativo pode ser obtido como:

$$T_r = T_s + w \cdot e \cdot \text{sen}(\phi)$$

A razão do torque estacionário em um mancal excêntrico para o torque sem carga é definido como:

$$\frac{T_s}{T_o} = \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}}$$

MANCAIS CURTOS

Potência dissipada e coeficiente de atrito

A potência perdida no mancal pode ser obtida como:

$$\Phi = T_r \omega = 2\pi T_r n'$$

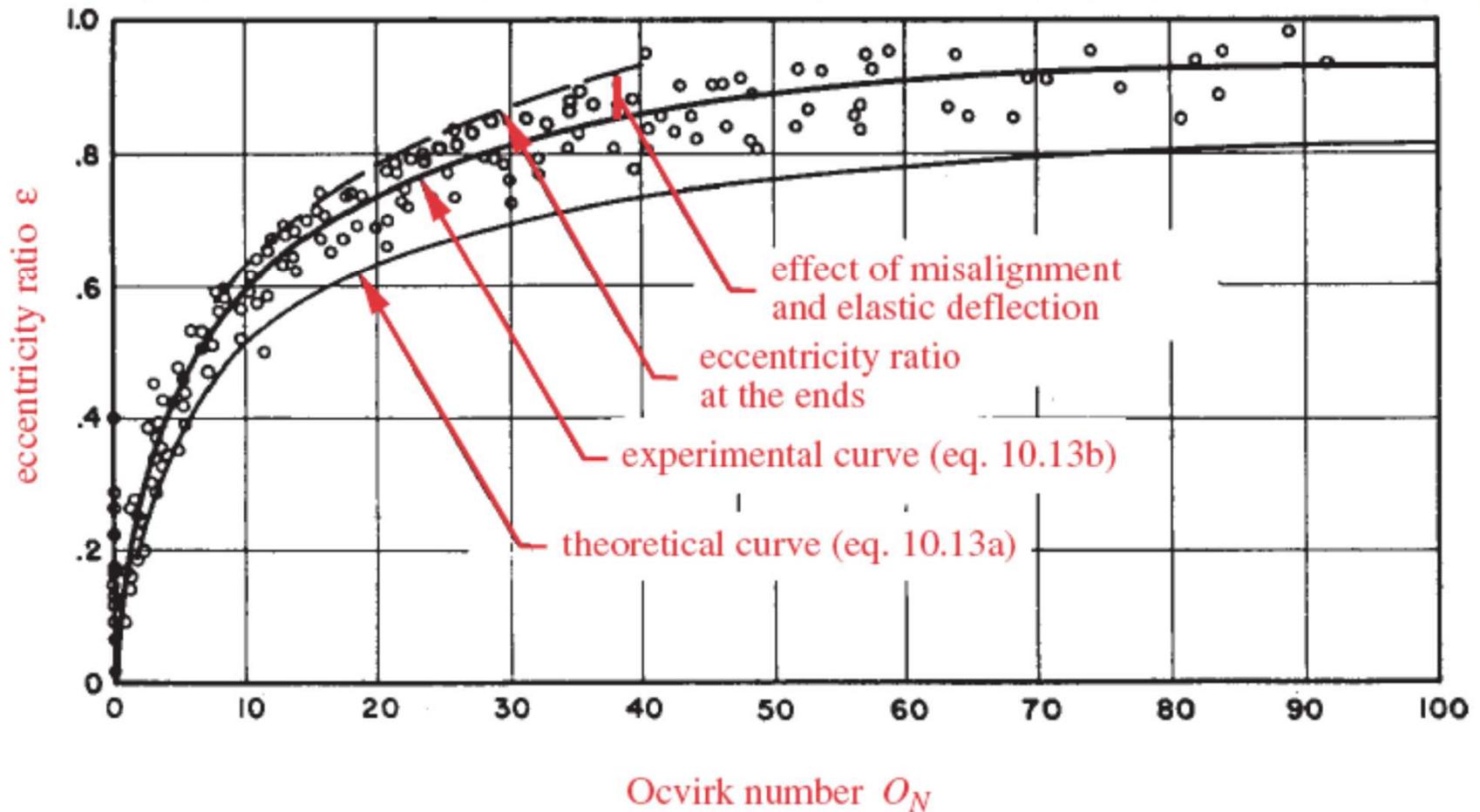
E o coeficiente de atrito do mancal pode ser determinado como:

$$F_{\text{atrito}} = \mu \cdot w \Rightarrow \mu = \frac{F_{\text{atrito}}}{w} = \frac{T_r / r}{w} = \frac{2T_r}{w \cdot d}$$

MANCAIS CURTOS

Razão de excentricidade e Número de Ocvirk

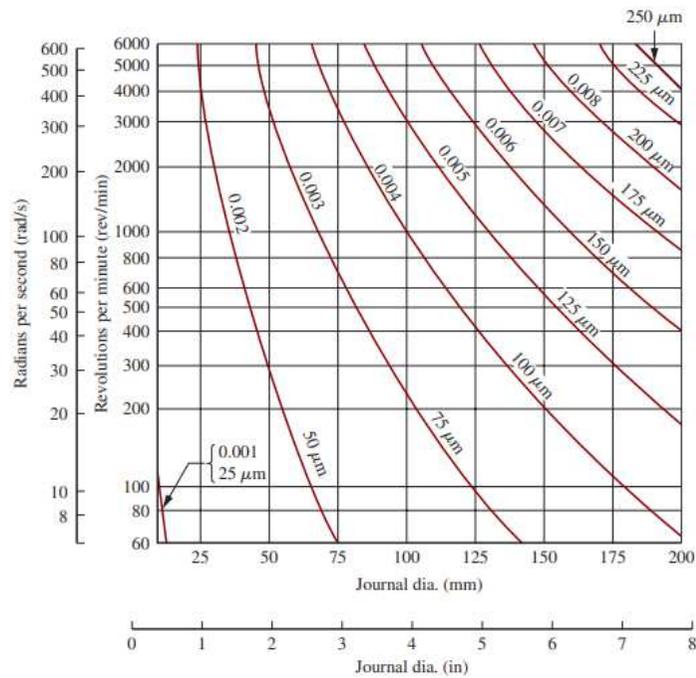
$$\varepsilon_x = 0.21394 + 0.38517 \cdot \text{Log}(O_n) - 0.00008(O_n - 60)$$



Comentários

1. Considera-se mancal curto quando a razão l/d está entre $1/4$ e 1 , porém, para fins de projeto, alguns autores consideram esta razão de $1/4$ a 2 .
2. Mancais longos são aplicados para l/d acima de 2 , porém, para uma ampla gama de mancais, esta razão está acima de 4 .
3. Na prática, o conceito de mancais curtos vale para l/d igual ou menor a $1/2$ e mancais longos, acima de 4 . Neste intervalo, utiliza-se a solução numérica completa da equação de Reynolds.
4. A razão de excentricidade deve ficar entre $0,3$ e $0,7$ aproximadamente. Abaixo de $0,3$ pode ocorrer instabilidade fluido-induzida e acima de $0,7$ o esmagamento do óleo pode aumentar significativamente as não linearidades do sistema.
5. Portanto, considera-se carregamento severo quando o fator de carga $O_N = 90$, ou ainda, a razão de excentricidade ε está próxima a $0,93$; para $O_N = 60$ ($\varepsilon = 0,90$) considera-se carregamento pesado; e finalmente, para $O_N = 30$ ($\varepsilon = 0,82$) considera-se carregamento moderado.

❖ Folga diametral mínima e espessura mínima de película (Tumpler)



→ $h_0 \geq 0,00508 + 0,00004(d) \text{ (mm)}$

Ábaco: Folga diametral mínima recomendada para **mancais de deslizamento** (diâmetro do jornal x Velocidade de Rotação. Fonte: Mott, *et al.* (2018))

Referência: Boyd, J.; Raimondi, A.A.; "A Solution for the finite journal bearings its application to analysis and design", Part I and II. Transactions of the American Society of Lubrication Engineers, v.1, n.1, 1958.

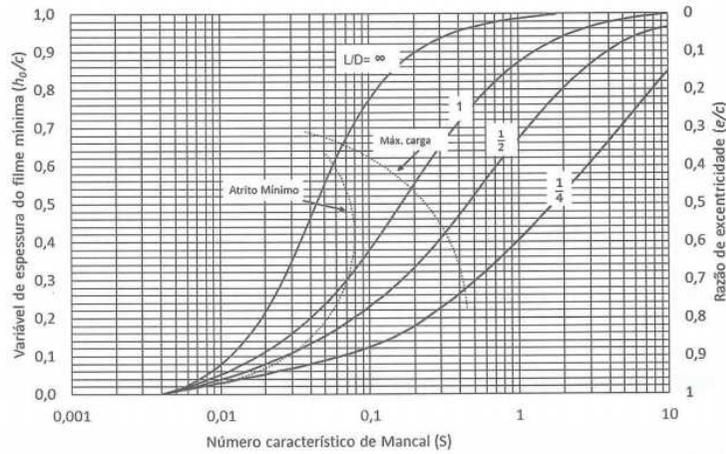


FIGURA 17.7 Carta para a variável espessura de filme mínima. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

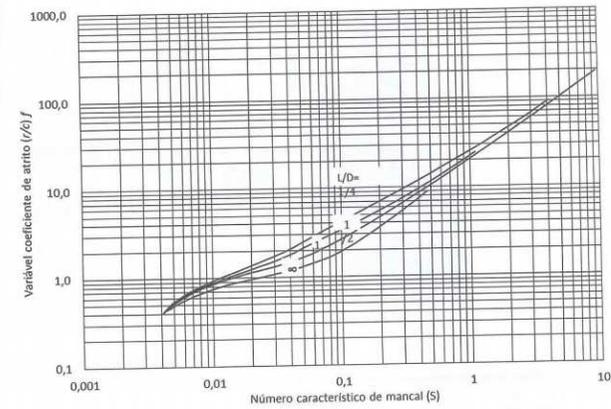


FIGURA 17.8 Carta para a variável coeficiente de atrito. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

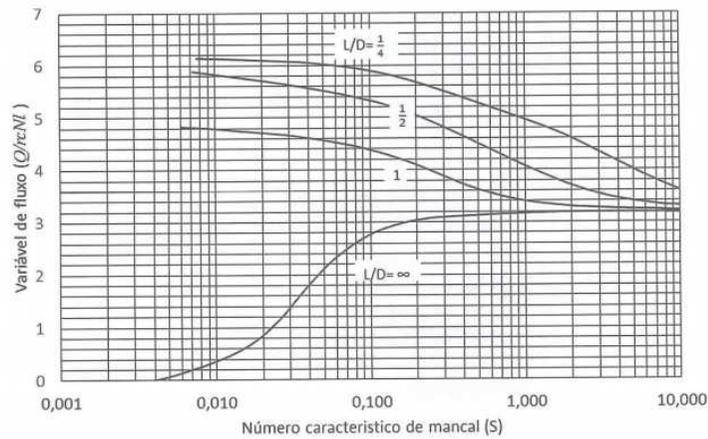


FIGURA 17.12 Carta para a variável de fluxo. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

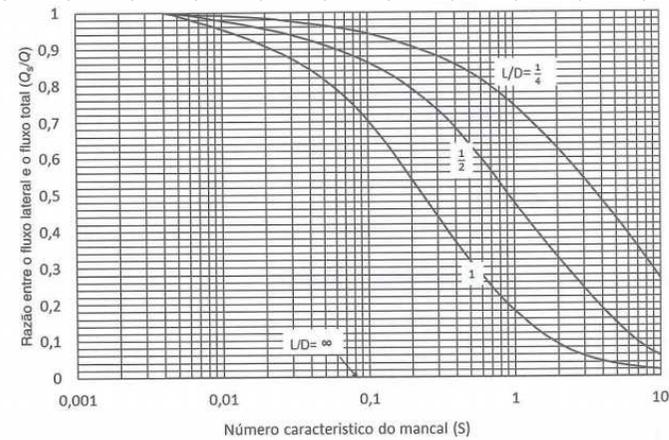


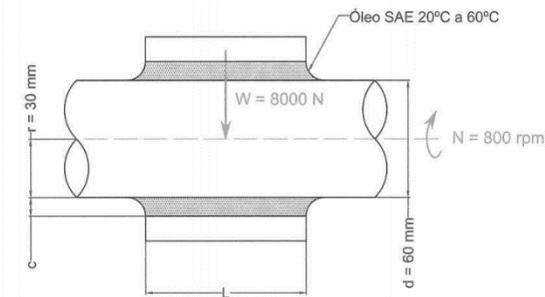
FIGURA 17.13 Carta para variável da razão entre o fluxo lateral e o fluxo total. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

Exemplo de dimensionamento de Mancal de deslizamento HD (Shigley, *et al*, 2006)

➤ Um mancal de deslizamento suporta o eixo de um redutor que funciona com velocidade de rotação de 800 RPM (conforme dados da figura abaixo). O mancal é lubrificado com óleo SAE 20 e a temperatura média do filme de óleo deve ser de 60°C. O mancal suporta uma carga de 8kN em função do par de engrenagem montado no eixo de diâmetro de 60 mm.

➤ Nessas condições, determine:

- A folga radial;
- Largura do mancal;
- Perda de potência devido ao atrito;
- Vazão de óleo que deverá ser fornecida ao mancal.



Solução:

A) Dados fornecidos:

$N = 800 \text{ rpm}$; $D = 60 \text{ mm}$; $W = 8 \text{ kN}$ e
óleo SAE 20 a 60°C

2) Para a viscosidade definida torna-se possível encontrar a designação do óleo SAE, com a correspondente temperatura de operação a partir da Figura 17.1. Assim:

Óleo	Temperatura média do filme de óleo
SAE 10	21°C
SAE 20	28°C
SAE 30	35°C
SAE 40	41°C
SAE 50	49°C
SAE 60	55°C
SAE 70	62°C

Exemplo de dimensionamento de Mancal de deslizamento HD (Shigley, *et al*, 2006)

Solução:

B) Da tabela 17.4 estima-se a carga unitária em função da aplicação (reductor por engrenagens), com $P = 0,8$ a $1,5$ MPa. Escolha do valor médio.

$$P = \frac{W}{LD} = \frac{5500}{57 \cdot 76} \Rightarrow P = 1,27 \text{ MPa}$$

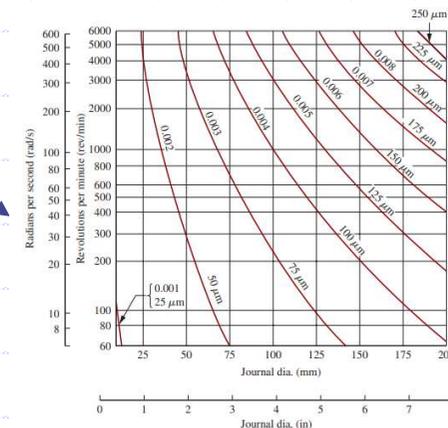
Adotando-se $L/D = 0,75$ (mancal curto):

✓ Assim, com a pressão pode-se determinar a relação L/D:

$$\frac{L}{D} = 0,75 = \frac{L}{76} \Rightarrow L = 57 \text{ mm}$$

Tabela 17.4 Intervalo de cargas unitárias para uso corrente em mancais de deslizamento (Adaptado a partir de Budynas e Nisbett, 2011)

Aplicação	Carga Unitária (MPa)
Motores a diesel:	
Mancais principais	6-12
Pino de manivela	8-15
Pino de biela	14-15
Motores elétricos	0,8-1,5
Turbinas de vapor	0,8-1,5
Redutores de engrenagem	0,8-1,5
Motores automotivos:	
Mancais principais	4-5
Pino de manivela	10-15
Compressores de ar:	
Mancais principais	1-2
Pino de manivela	2-4
Bombas centrífugas	0,6-1,2



D + Folga diametral

Exemplo de dimensionamento de Mancal de deslizamento HD (Shigley, *et al*, 2006)

➤ Varição da viscosidade de forma não-linear com a temperatura

2) Viscosidade do óleo SAE 20 para $T_m = 60^\circ\text{C}$

Da Figura 17.1 $\Rightarrow \mu = 180\text{mPa}\cdot\text{s}$

3) Cálculo da folga radial

Considerando $L/D = 0,75$ para a faixa ótima na Figura 17.7, tem-se que "S" pode assumir os valores de 0,06 (menor atrito) e 0,28 (máxima carga).

Para a condição de menor atrito:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} \Rightarrow 0,06 = \left(\frac{38}{c}\right)^2 \frac{0,180 \cdot (800/60)}{1,27 \cdot 10^6} \Rightarrow c = 0,168 \text{ mm} \Rightarrow \frac{c}{r} = 0,0044$$

Para a condição de máxima carga:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} \Rightarrow 0,28 = \left(\frac{38}{c}\right)^2 \frac{0,180 \cdot (800/60)}{1,27 \cdot 10^6} \Rightarrow c = 0,099 \text{ mm} \Rightarrow \frac{c}{r} = 0,002$$

Adotando $(c/r) = 0,003$, obtém-se o número de Sommerfeld corrigido, ou seja:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} \Rightarrow S = \left(\frac{1}{0,003}\right)^2 \frac{0,180 \cdot (800/60)}{1,27 \cdot 10^6} \Rightarrow S = 0,21$$

com uma folga radial de:

$$\frac{c}{r} = 0,003 \Rightarrow c = 0,003 \cdot 38 = 0,114 \text{ mm}$$

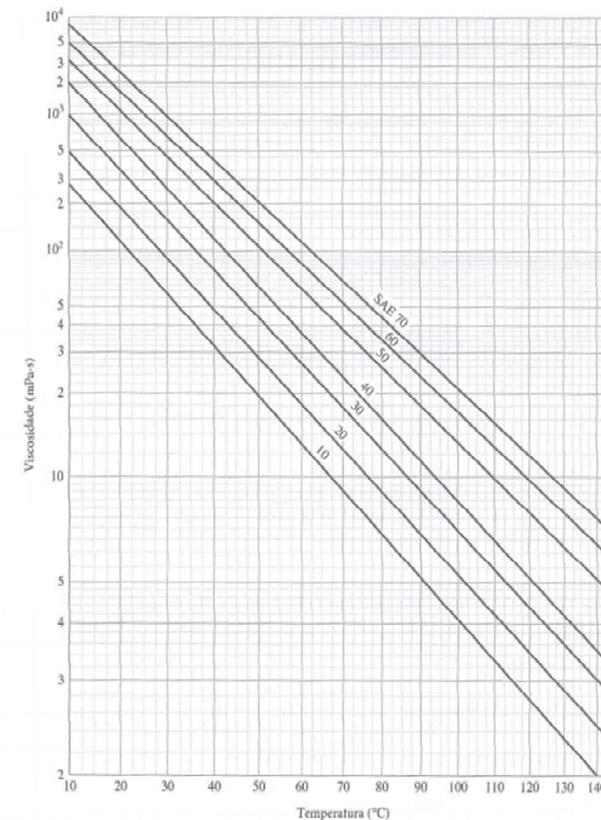


FIGURA 17.1 Viscosidade de óleos SAE. Adaptado a partir de Budynas.

Exemplo de dimensionamento de Mancal de deslizamento HD (Shigley, *et al*, 2006)

✓ Para relação $L/D = 0,75$

S (Número de Sommerfeld pode assumir essa faixa de valores).

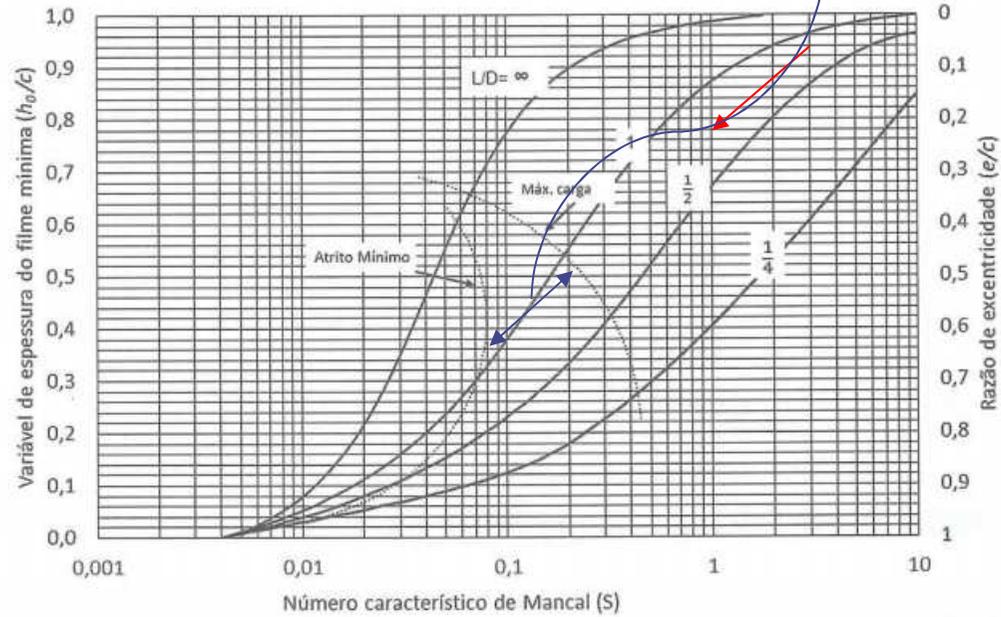


FIGURA 17.7 Carta para a variável espessura de filme mínima. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

Exemplo de dimensionamento de Mancal de deslizamento HD (Shigley, et al, 2006)

4) Cálculo na espessura mínima do filme de óleo

$$\left. \begin{array}{l} S = 0,21 \\ L / D = 0,75 \end{array} \right\} \text{Fig. 17.7} \Rightarrow \frac{h_0}{c} = 0,40$$

$$\frac{h_0}{0,114} = 0,40 \Rightarrow h_0 = 0,046 \text{ mm}$$

Tumpler recomenda que:

$$h_0 \geq 0,00508 + 0,00004 \cdot D$$

$$h_0 \geq 0,00508 + 0,00004 \cdot 76 \Rightarrow h_0 \geq 0,035 \text{ mm}$$

Conclui-se, assim, que o valor atende a recomendação de Tumpler.

5) Cálculo da potência perdida

$$\left. \begin{array}{l} S = 0,21 \\ L / D = 0,75 \end{array} \right\} \text{Fig. 17.8} \Rightarrow \frac{r}{c} f = 6,5$$

$$\frac{r}{c} f = 6,5 \Rightarrow \frac{38}{0,114} f = 6,5 \Rightarrow f = 0,0195$$

$$T = f \cdot W r = 0,0195 \cdot 5500 \cdot 0,038 = 4,07 \text{ Nm}$$

$$H = T \omega = 4,07 \cdot 2\pi(800 / 60) = 341,4 \text{ W}$$

6) Vazão de óleo que deverá ser fornecida ao mancal

$$\left. \begin{array}{l} S = 0,21 \\ L / D = 0,75 \end{array} \right\} \text{Fig. 17.12} \Rightarrow \frac{Q}{RcNL} = 4,6$$

$$\frac{Q}{38 \cdot 0,114 \cdot (800 / 60) 57} = 4,6 \Rightarrow Q = 15145 \text{ mm}^3 / \text{s}$$

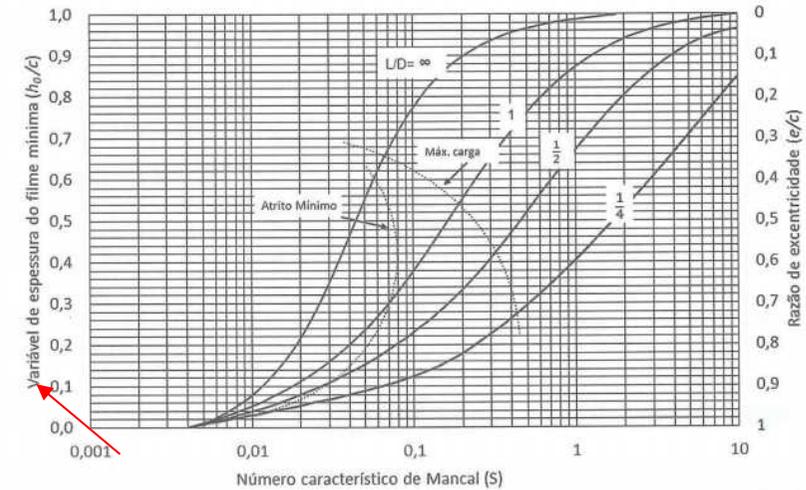


FIGURA 17.7 Carta para a variável espessura de filme mínima. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

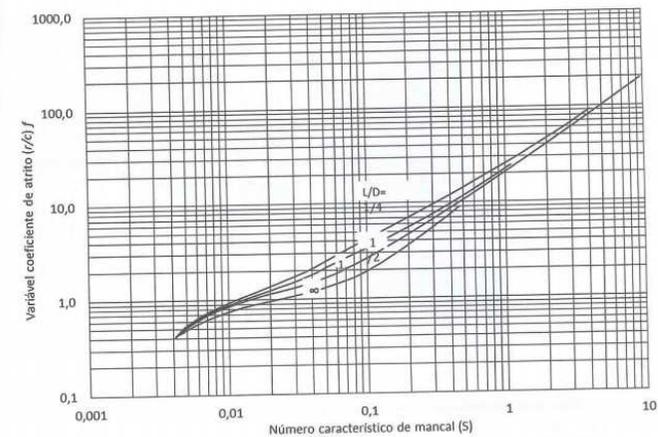


FIGURA 17.8 Carta para a variável coeficiente de atrito. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

Exemplo de dimensionamento de Mancal de deslizamento HD (Shigley, *et al*, 2006)

✓ Vazão de óleo (carta de variável de fluxo $f(S; L/D)$)

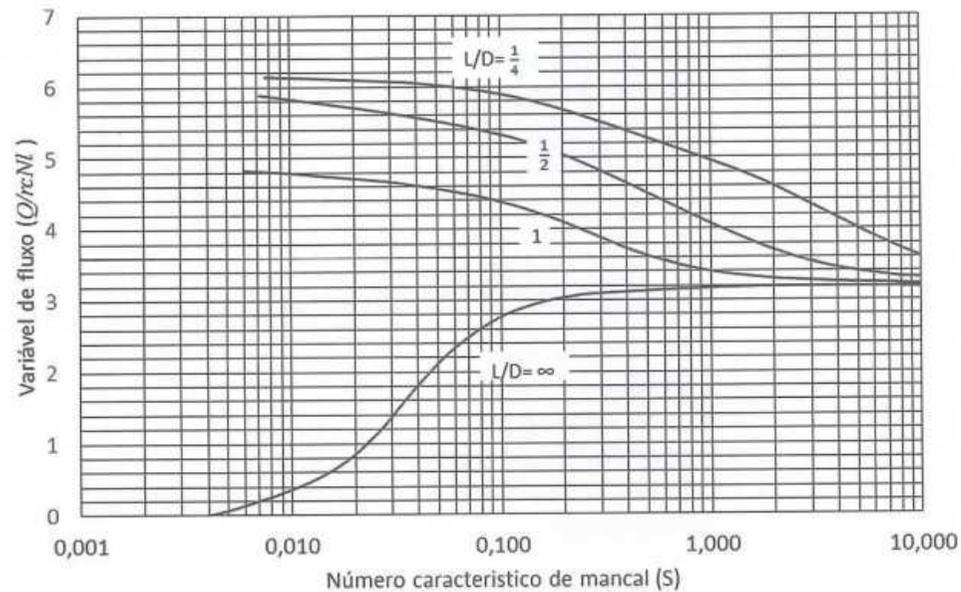


FIGURA 17.12 Carta para a variável de fluxo. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

R = Raio do mancal [m]
C = Folga radial [m]
N = Velocidade de rotação do eixo [RPM]
L = Comprimento do mancal [m]

Dados de entrada de mancais de deslizamento para redutores de velocidade

- Características geométricas, de operação e do óleo lubrificante:

Parâmetros e unidades	Valor
Diâmetro [mm]	225,00
Largura [mm]	170,00
Folga radial [mm]	0,166

Parâmetros e unidades	Valor
Rotação do eixo [rpm]	1800,00
Excentricidade devido à carga [mm]	0,125

Parâmetros e unidades	Valor
Tipo do óleo	ISO VG 68
Densidade [kg/m ³]	870,00
Temperatura de entrada do óleo [°C]	45,0
Temperatura média do filme obtida no Gleitlag (2004) [°C]	60,0
Viscosidade dinâmica na temperatura média do filme [mPas]	24,28

Fonte: Exame de qualificação Noqueira (2023)