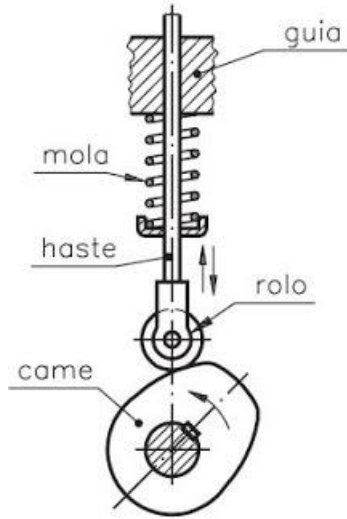


# MANCAIS DE DESLIZAMENTO

**Prof. Dr. Julio César de Almeida**

# ATRITO EM VELOCIDADES ELEVADAS



Rolamento



Deslizamento

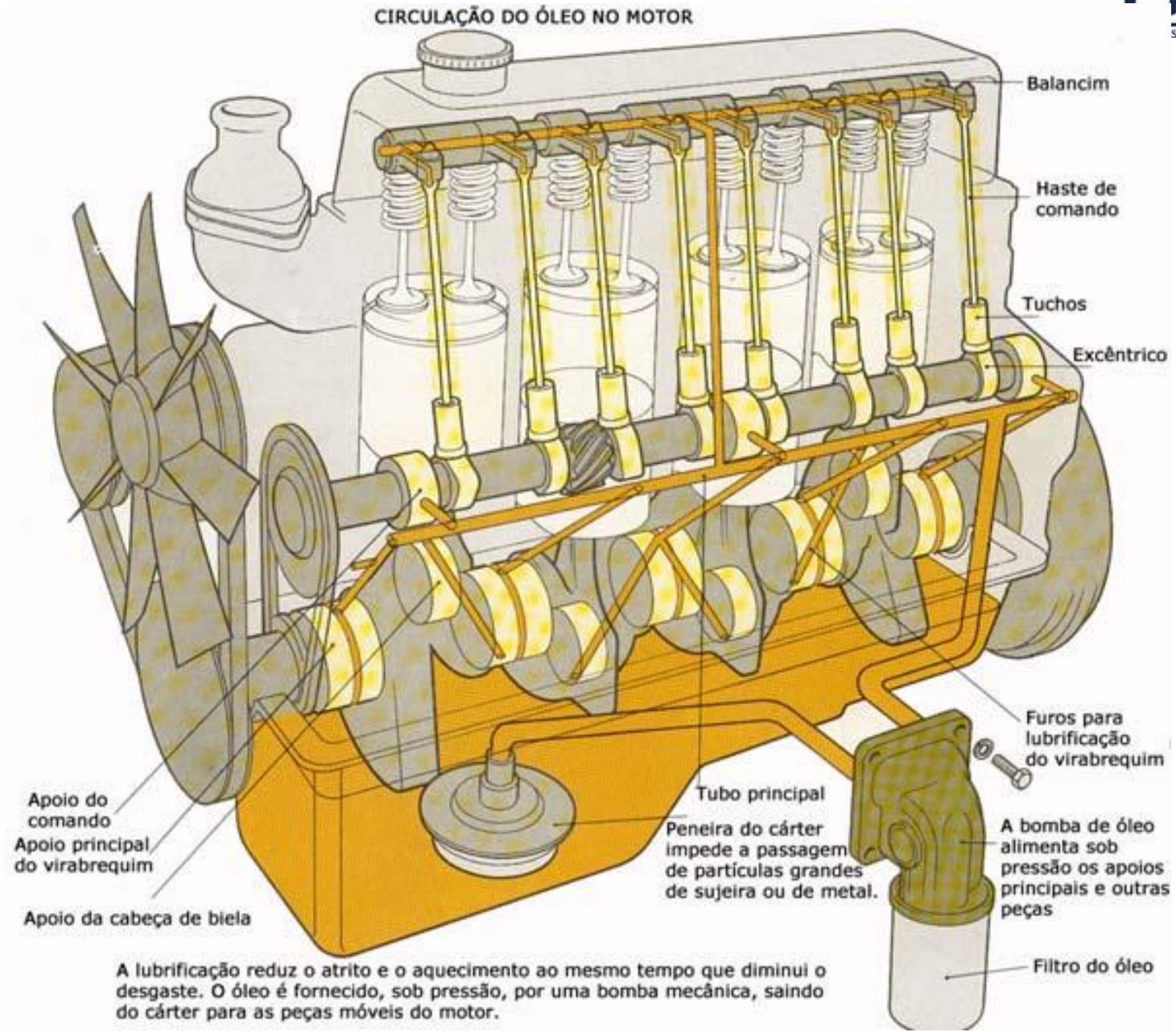


Rolamento e deslizamento



Deslizamento

# ATRITO EM VELOCIDADES ELEVADAS



A lubrificação reduz o atrito e o aquecimento ao mesmo tempo que diminui o desgaste. O óleo é fornecido, sob pressão, por uma bomba mecânica, saindo do cárter para as peças móveis do motor.

# ATRITO EM BAIXAS VELOCIDADES



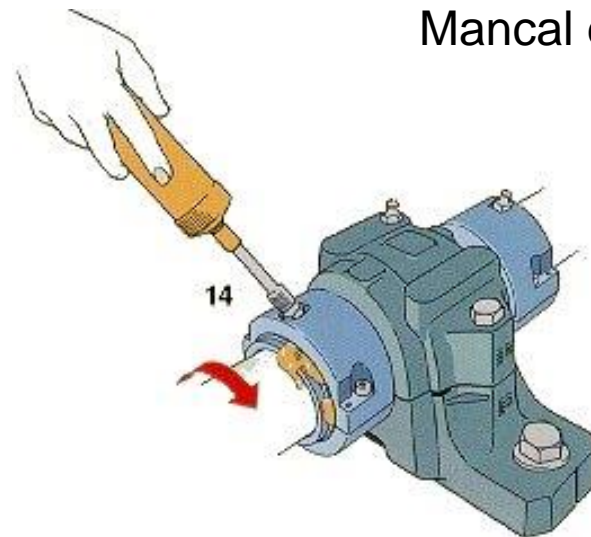
Mancal de Nylon



Mancal de bronze



Mancal sinterizado  
(auto-lubrificante)



Lubrificação com graxa

# TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO

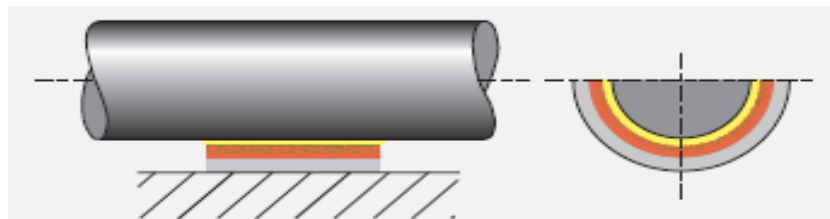
- Hidrodinâmica
- Hidrostática
- Contorno (mista)
- Filme sólido (a seco)
- Elastoidrodinâmica

lubricants and bearings

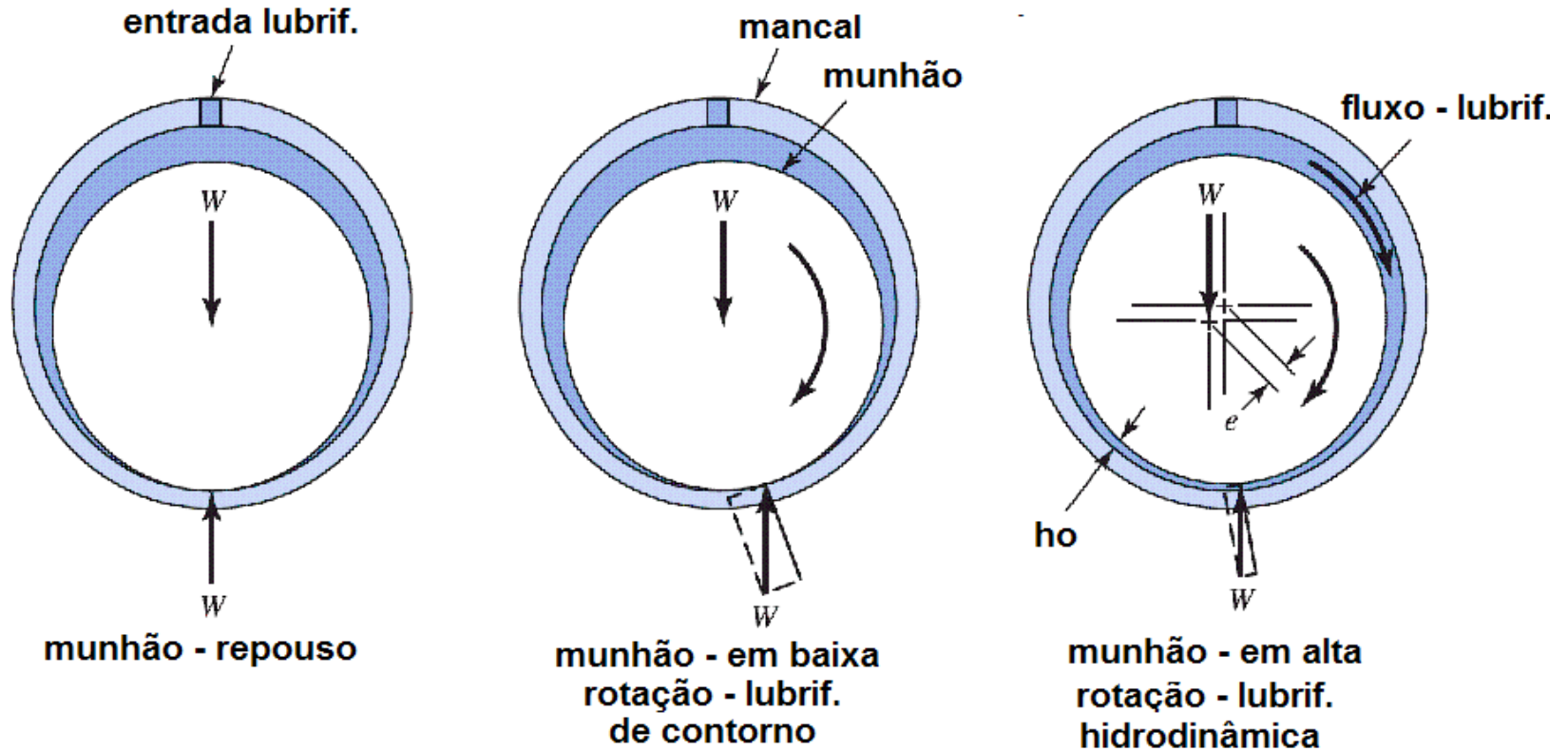
<https://www.youtube.com/watch?v=KGgIvDNDuYc>

# LUBRIF HIDRODINÂMICA

- separação completa do eixo e do mancal pelo filme lubrificante (espessura de 0,008 a 0,02mm);
- perdas por atrito são exclusivas do contato entre partículas do lubrificante;
- a lubrificação não depende da introdução do lubrificante sob pressão, mas sim da existência de um suprimento adequado e constante;
- a pressão do filme é criada pela superfície móvel puxando o lubrificante para uma região de cunha a velocidades elevadas;
- coeficiente de atrito varia entre 0,001 e 0,01.

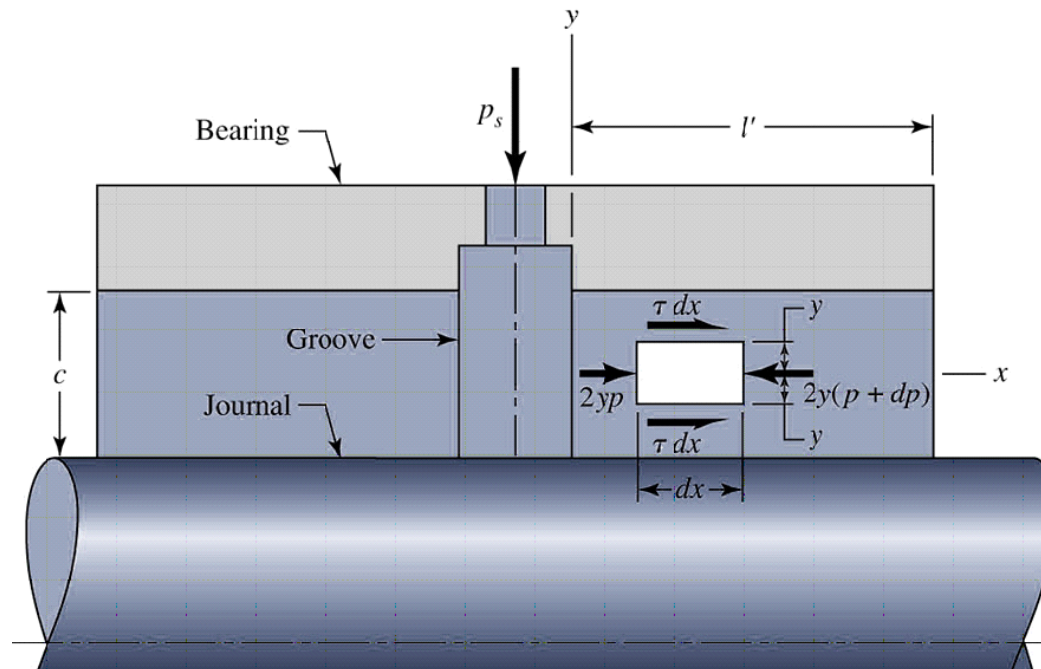


# LUBRIF HIDRODINÂMICA



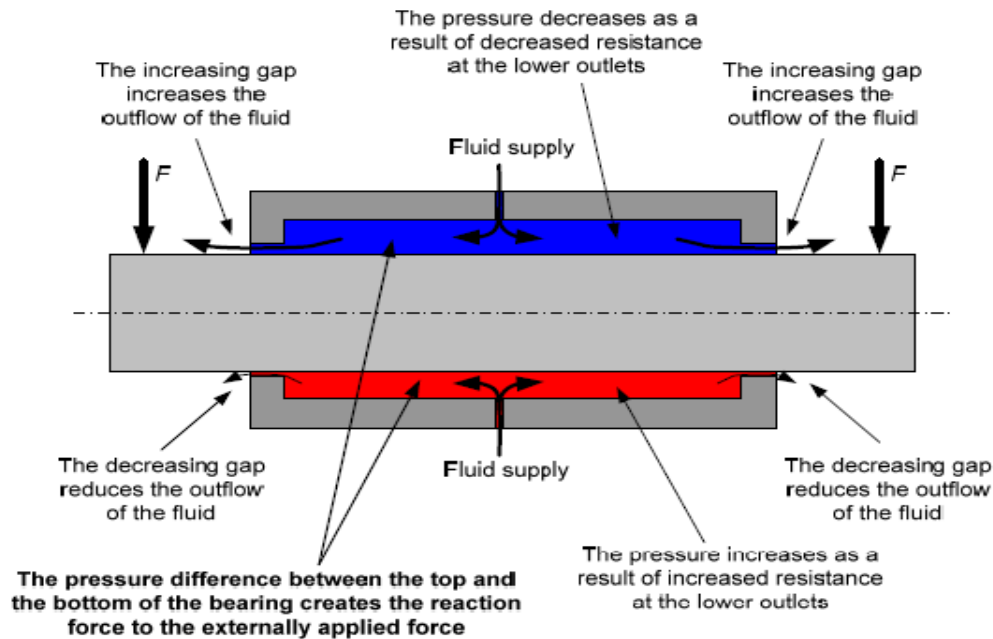
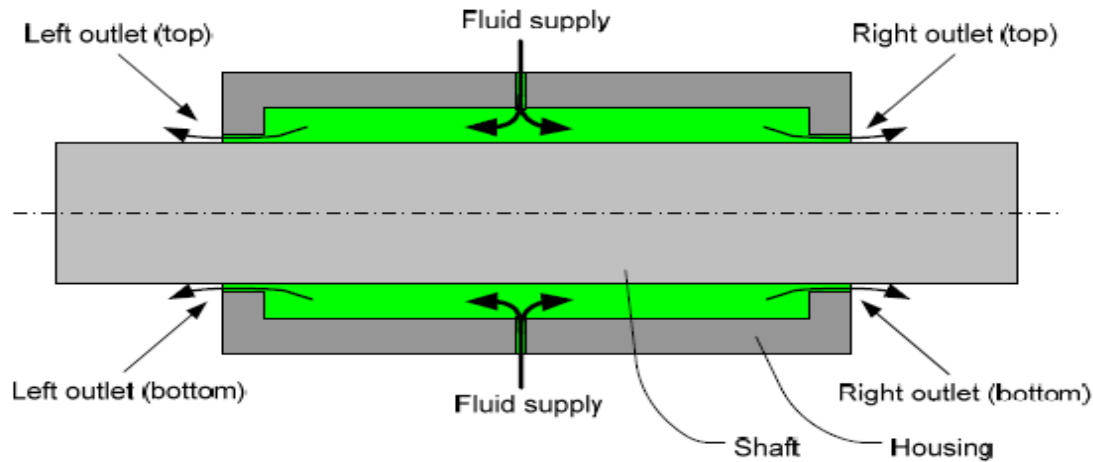
# LUBRIF HIDROSTÁTICA

- apresenta superfícies completamente separadas pela presença de um fluido pressurizado (ar, água, óleo) introduzido na área de carga do mancal, não necessitando assim do movimento de uma superfície em relação à outra. Tem por inconveniente o custo adicional da fonte de alimentação externa e as dimensões envolvidas.



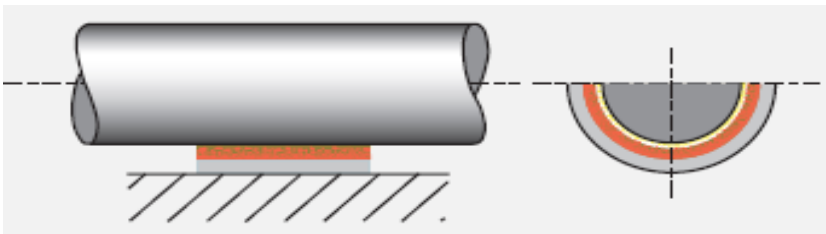


# LUBRIF HIDROSTÁTICA



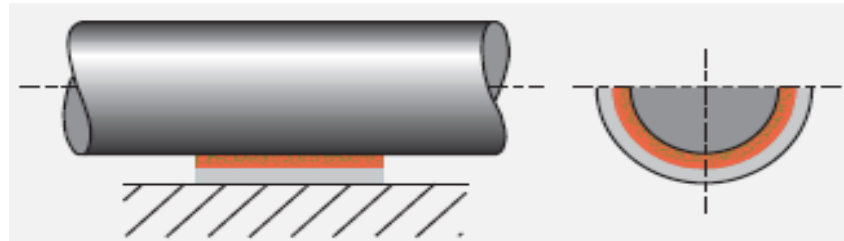
# LUBRIF MISTA (DE CONTORNO)

- combinação de lubrificação hidrodinâmica e operação a seco;
- parte da carga é sustentada por áreas localizadas de lubrificante pressurizado e o resto é suportado pelo contato entre o eixo e a superfície de deslizamento;
- o coeficiente de atrito e o desgaste dependem do grau de apoio hidrodinâmico desenvolvido;
- situações externas tais como redução de velocidade da superfície móvel ou diminuição da quantidade lubrificante enviado ao mancal podem acarretar essa situação.



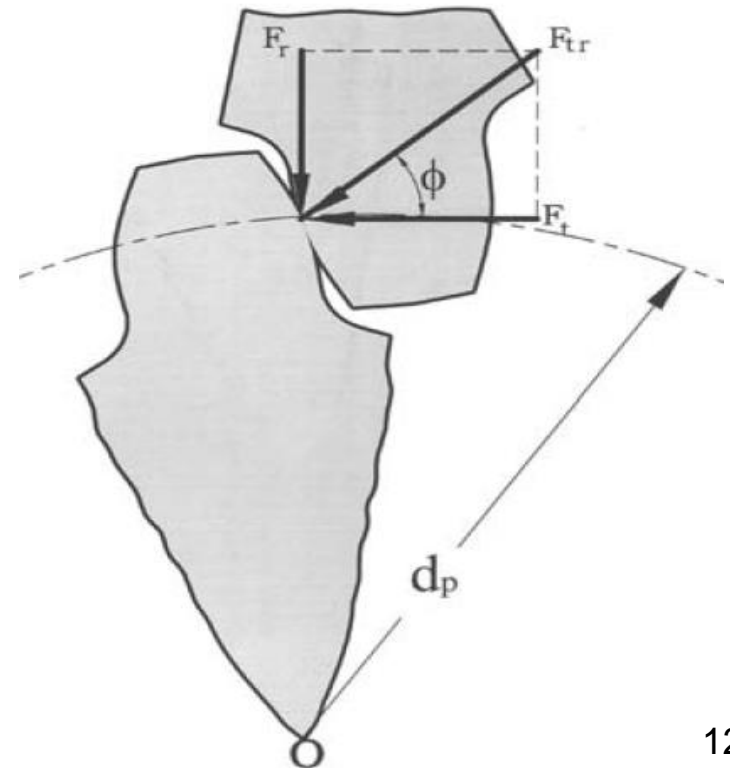
# LUBRIF A SECO (FILME SÓLIDO)

- o eixo desliza sobre o mancal, sem que haja lubrificante para separar as duas superfícies;
- a seleção do mancal é fundamental para garantir um bom desempenho do sistema;
- o coeficiente de atrito dinâmico fica entre 0,02 e 0,3.

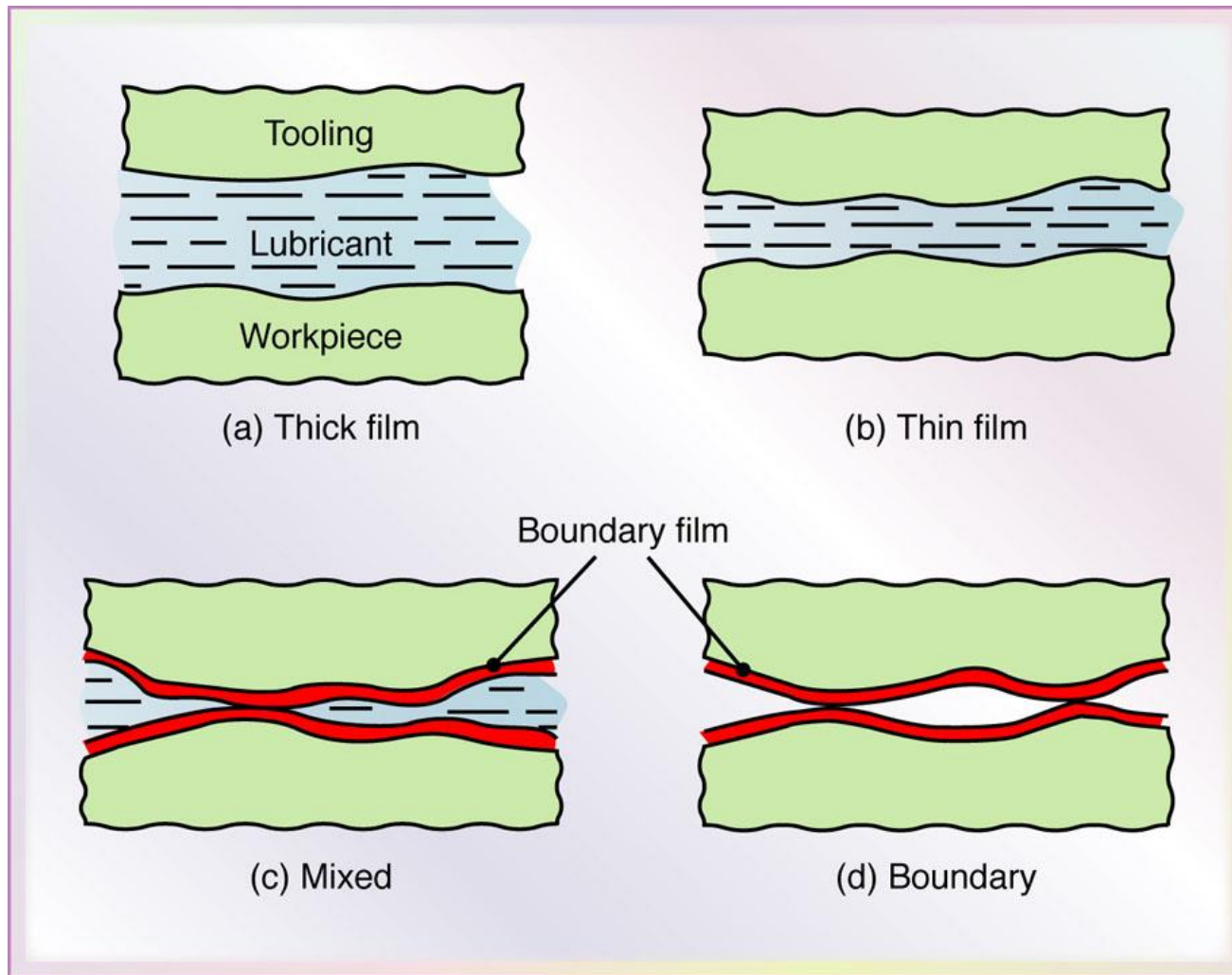


# LUBRIF ELASTOHIDRO-DINÂMICA

- o lubrificante é introduzido entre as superfícies em contato rolante, normalmente numa condição de cargas elevadas, tais como: engrenagens, cames e mancais de rolamento. Baseada na Teoria de Hertz.

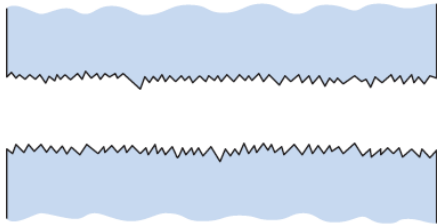


# TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO

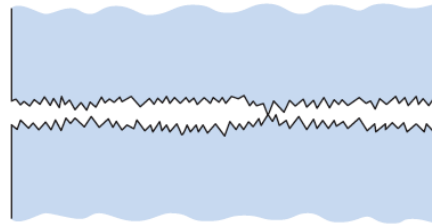


# TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO

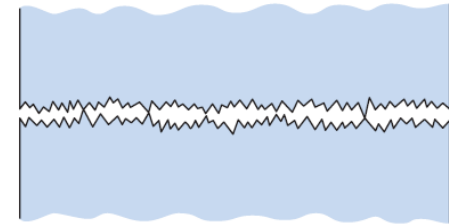
## Exemplo comparativo



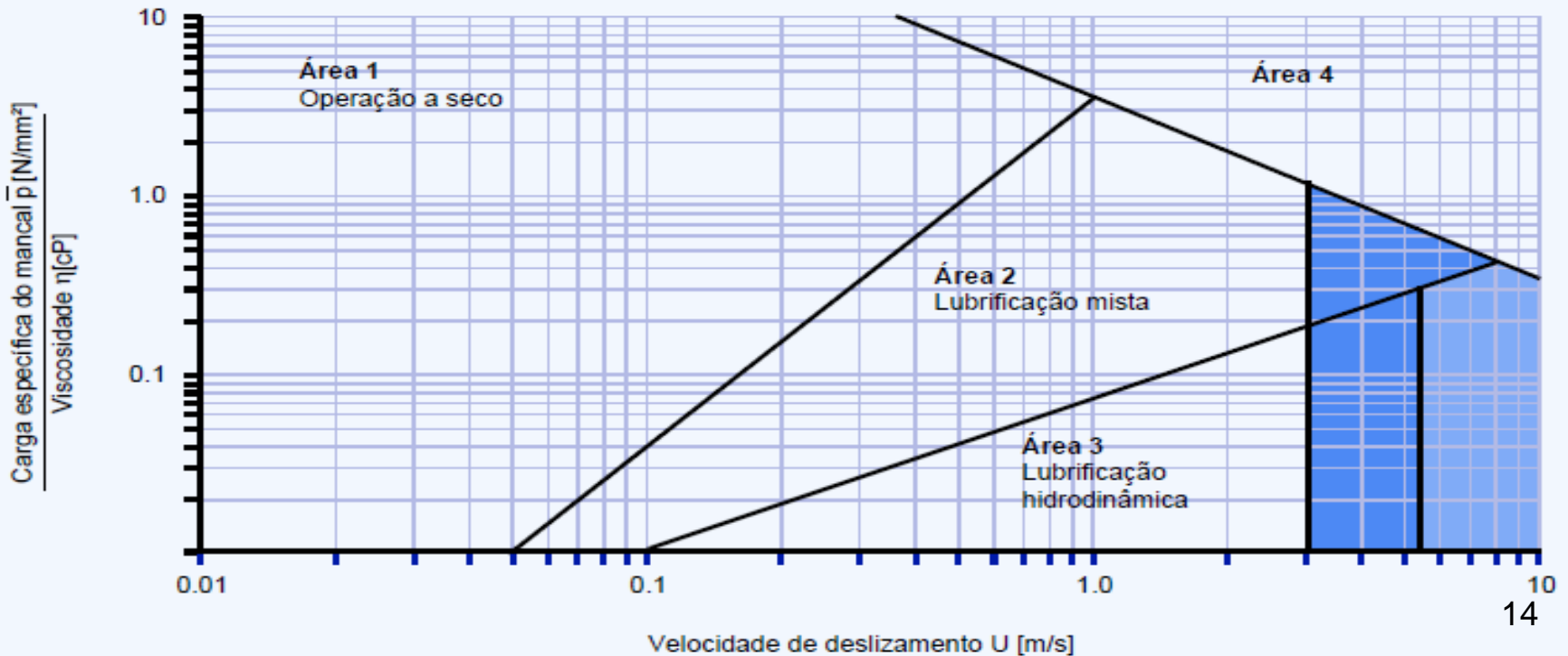
(a) Hydrodynamic  
(surface separated)



(b) Mixed film  
(intermittent local contact)

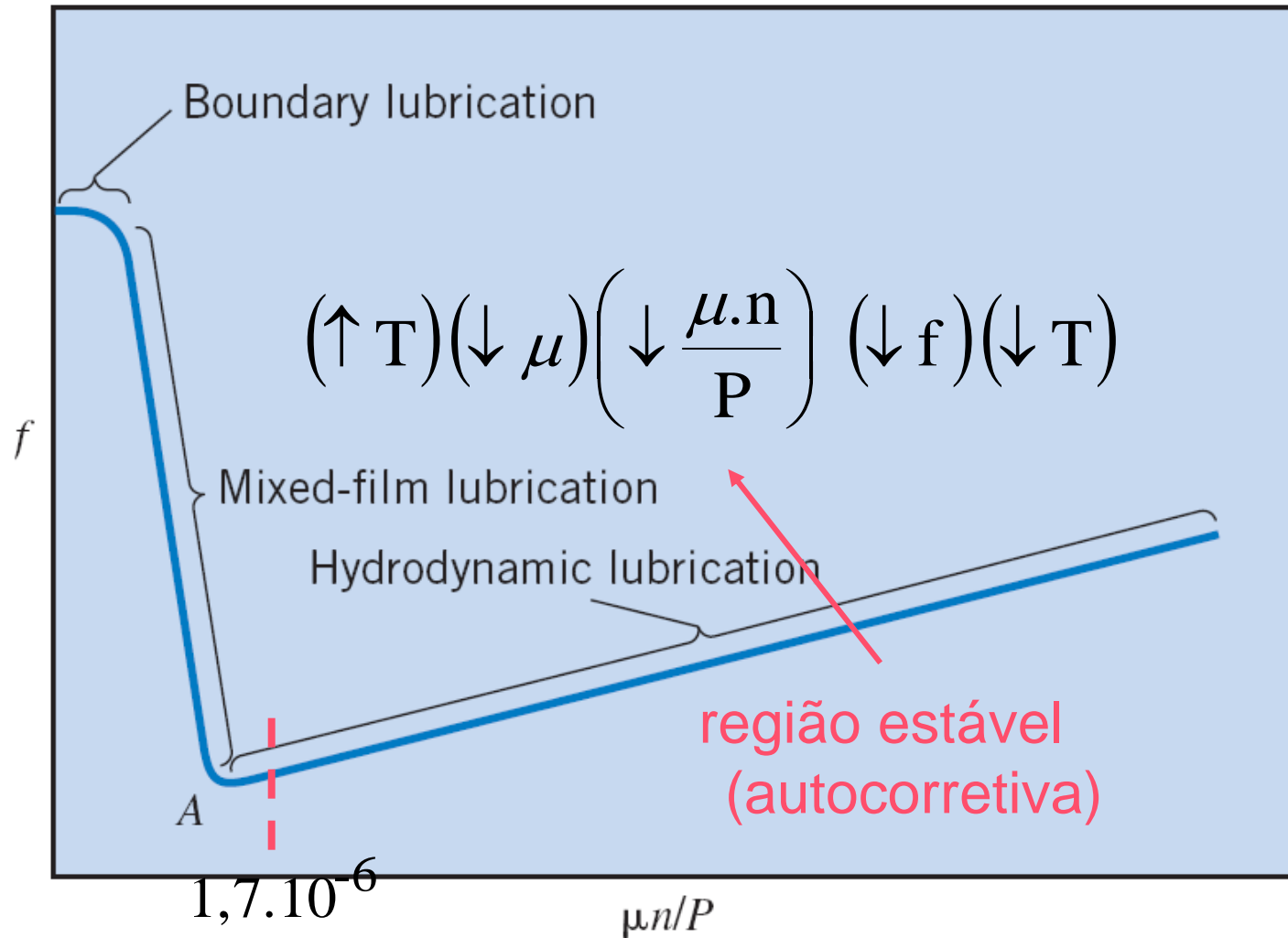


(c) Boundary (continuous  
and extensive local contact)



# TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO

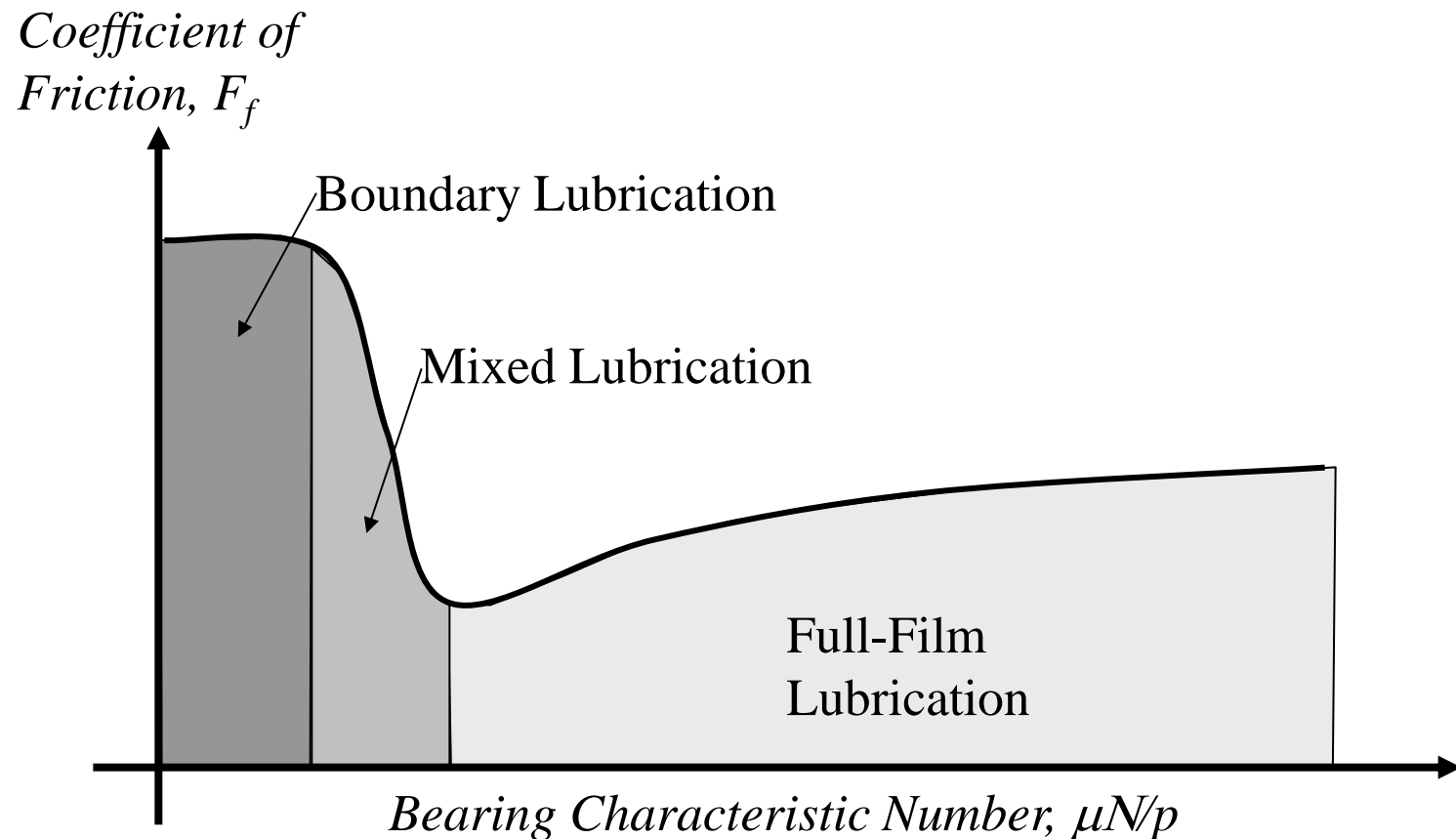
Gráfico comparativo



(viscosity  $\times$  rps  $\div$  load per unit of projected bearing area)

# TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO

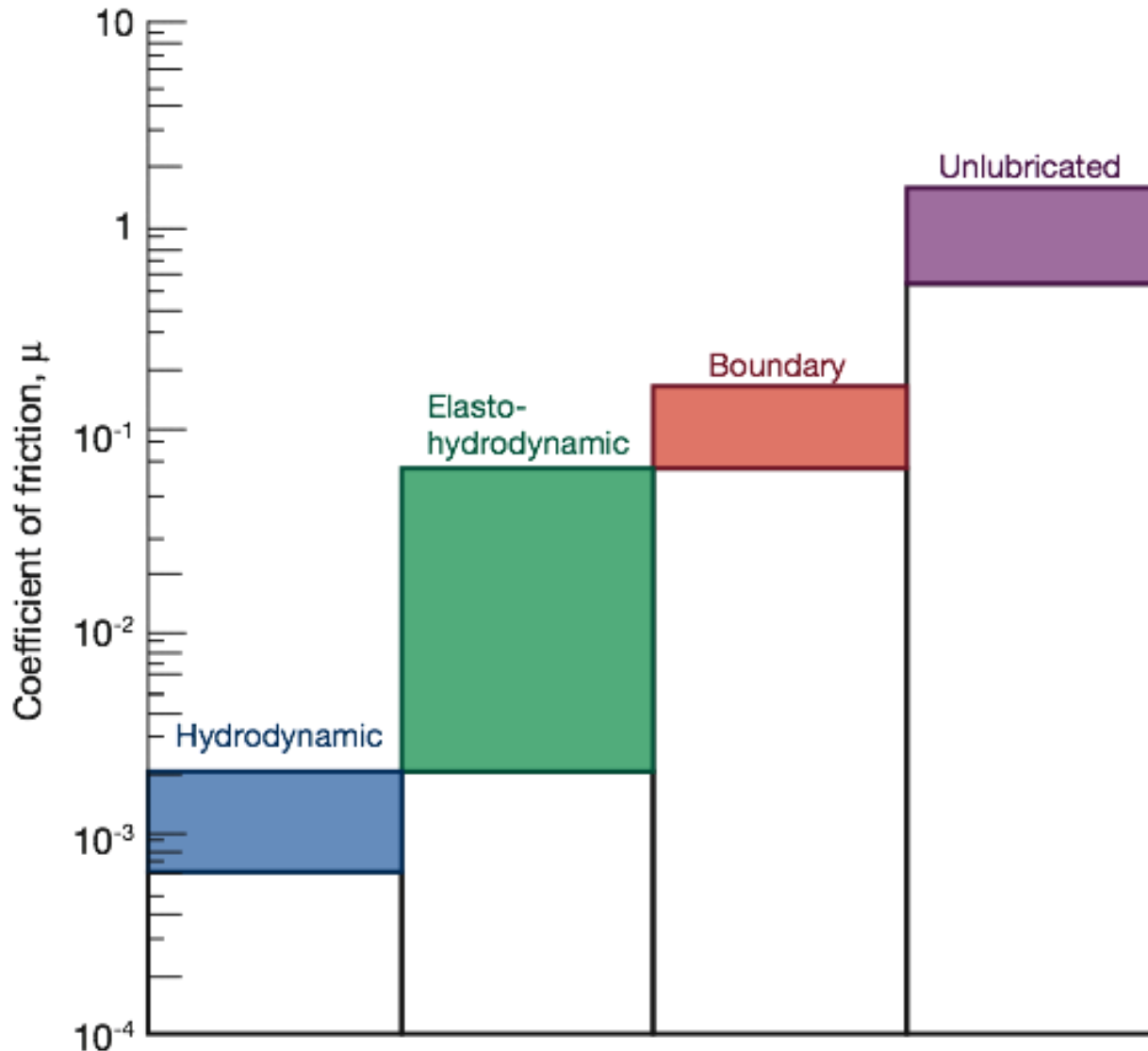
Gráfico comparativo



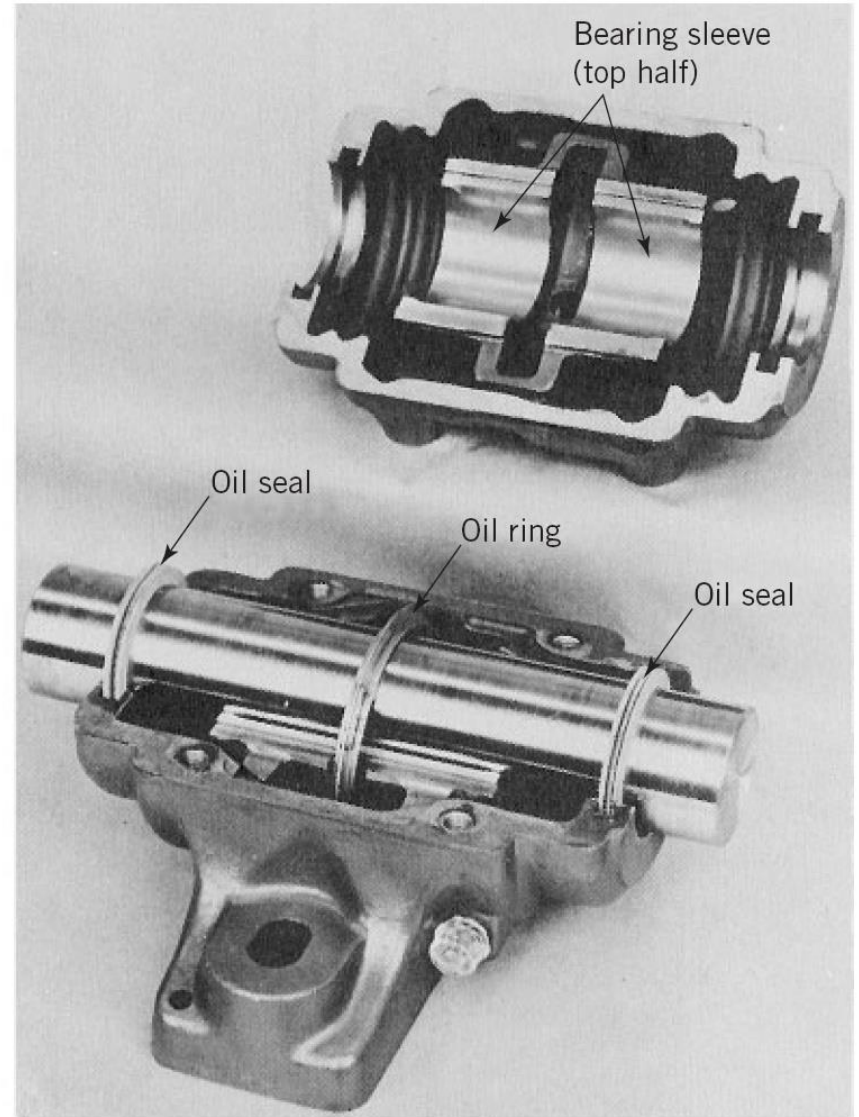
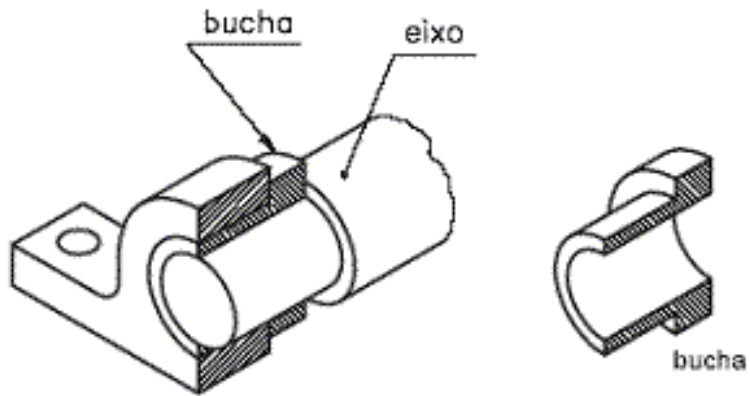


# TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO

Comparativo de valores



# MANCAIS DE DESLIZAMENTO



# MANCAIS DE DESLIZAMENTO

**Mancais – dispositivos utilizados para suportar cargas e dar apoio adequado e necessário aos eixos e componentes gerais de uma transmissão. Dois são os tipos mais comuns de mancais: mancais de deslizamento (escorregamento) e mancais de rolamento (anti-fricção).**



# COMPONENTES



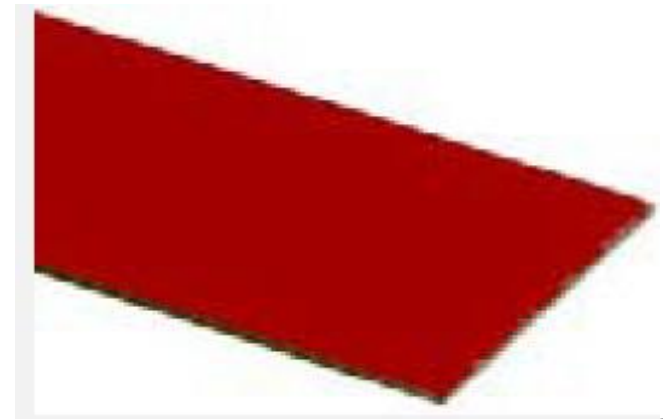
buchas cilíndricas



buchas com flanges



anéis de encosto



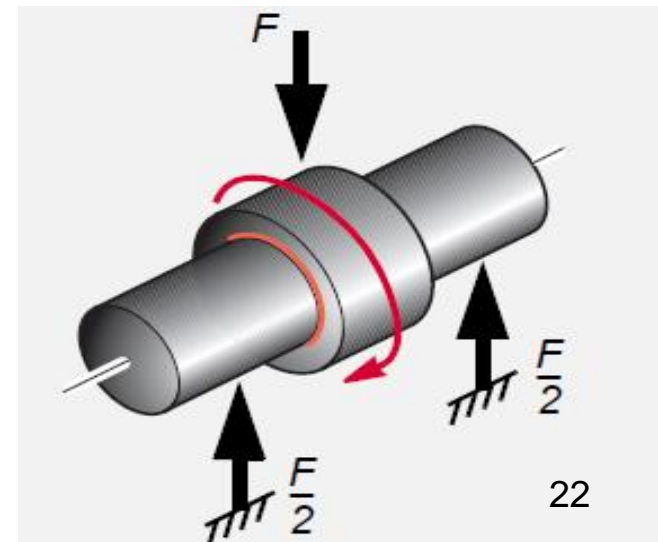
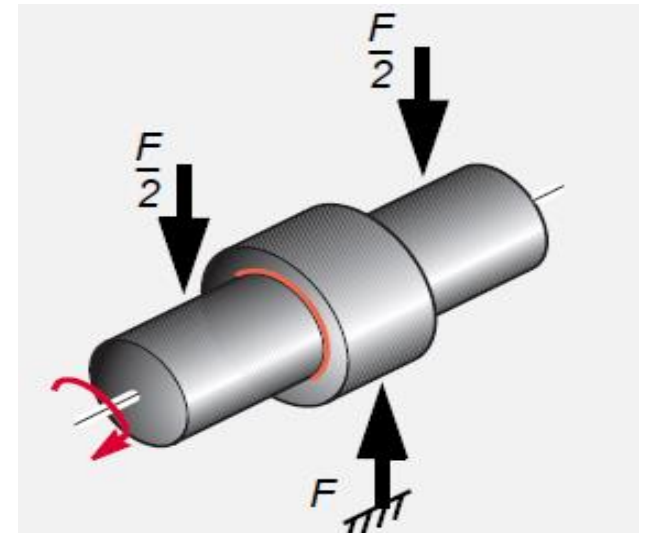
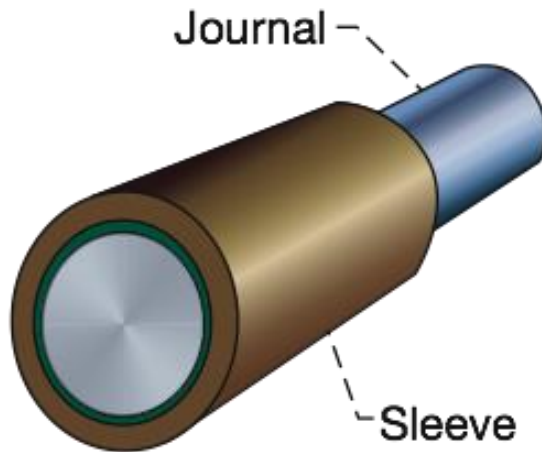
placas deslizantes

# COMPONENTES



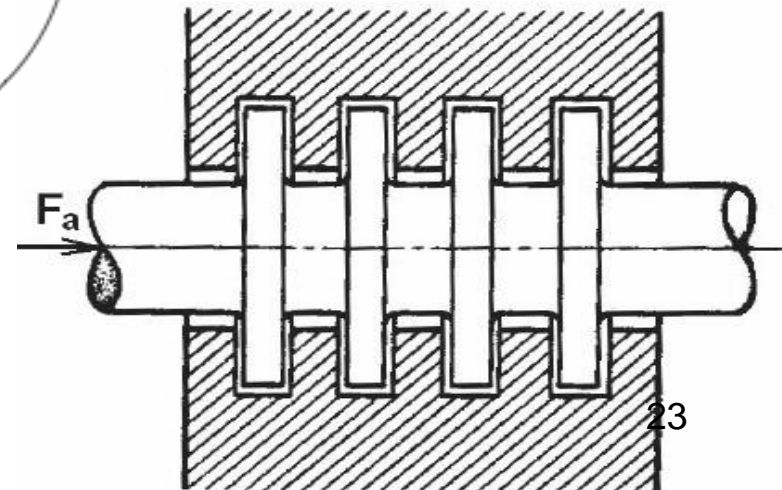
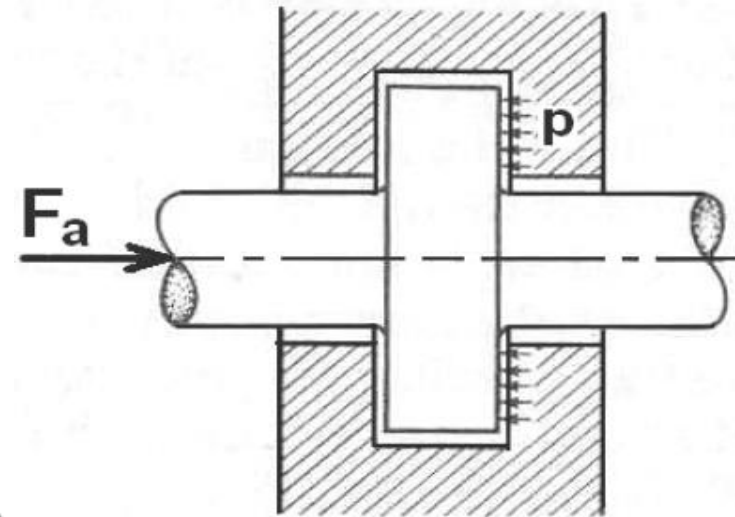
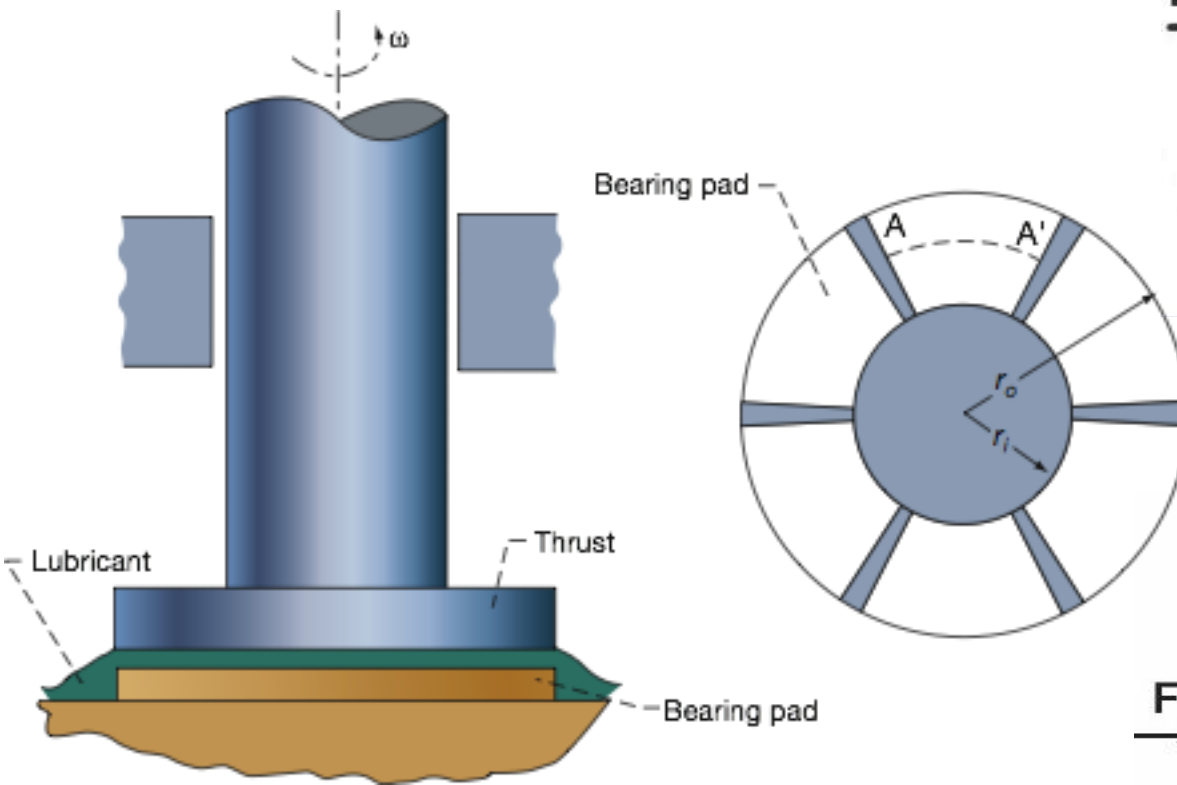
# MANCAIS DE DESLIZAMENTO - TIPOS

Mancais radiais (munhão):



# MANCAIS DE DESLIZAMENTO - TIPOS

Mancais axiais (encosto):



# PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO



- o funcionamento de um mancal de deslizamento depende da formação de uma película de lubrificante (contato eixo x mancal), a qual somente será formada a partir do movimento relativo de escorregamento entre as partes. Tal condição se traduz em coeficientes de atrito sensivelmente mais elevados e um elevado consumo de lubrificante.



# GENERALIDADES

- maior atrito na partida;
- maior amortecimento de vibrações, choques e ruídos em função de uma maior área de lubrificação;
- fácil fabricação e mais baratos para grandes potências;
- exige um movimento relativo entre as partes, motivo pelo qual os coef. atrito envolvidos são sensivelmente mais elevados;
- permitem esforços radiais ou axiais;
- grande consumo de lubrificante, exigindo cuidados especiais com o sistema de circulação e conseqüentemente com a manutenção;
- mais silenciosos;
- limitações nos materiais envolvidos;

# LUBRIFICANTES

## a) Objetivos Principais -

- reduzir o atrito;
- reduzir o desgaste;
- reduzir o aquecimento - das superfícies em contato.

## b) Objetivos Complementares -

- proteger as superfícies contra a ferrugem; e
- efetuar uma vedação adequada.

# LUBRIFICANTES

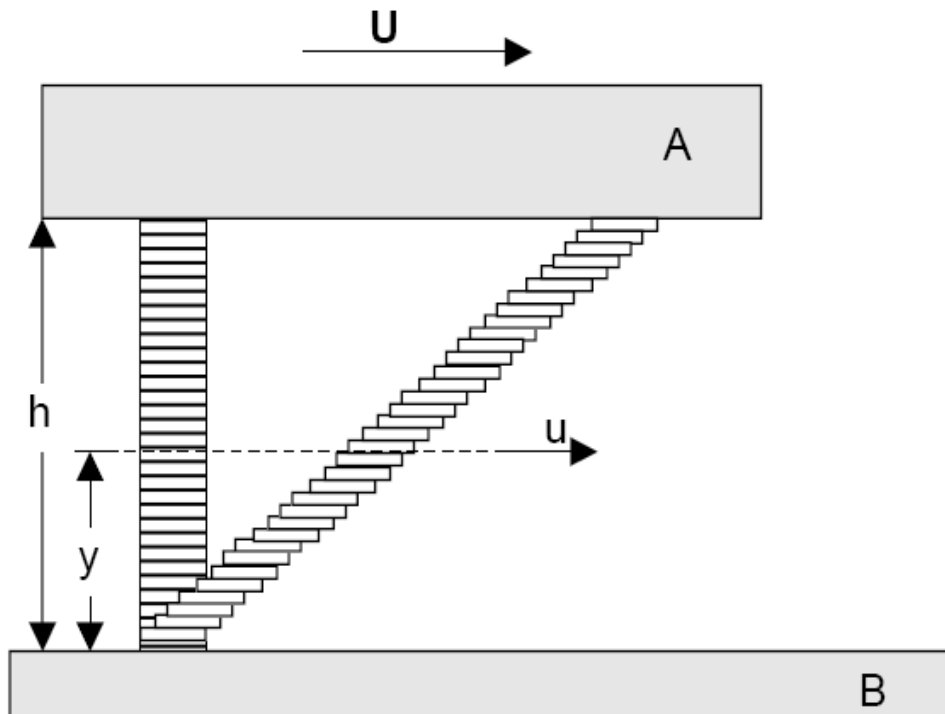
Divisão geral:

- óleos minerais – destilação do petróleo;
- óleos orgânicos – óleo de oliva, óleo de rícino, etc;
- misturas – óleos minerais/orgânicos – óleos “engordurados”;
- óleos sintéticos;
- soluções aquosas de álcalis; e
- lubrificantes grafíticos.

*“quando os mancais devem ser operados a **temperaturas extremas**, um lubrificante de filme sólido, como grafite ou dissulfeto de molibdênio, deve ser utilizado, pois os óleos minerais não são satisfatórios”*

# VISCOSIDADE ABSOLUTA

- a) Viscosidade **absoluta (dinâmica)** ( $\mu$ ) – grandeza associada às tensões cisalhantes presentes quando da deformação de um **fluido newtoniano**. Tais tensões aumentam com a velocidade de deformação.



$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}$$

$$\tau = \mu \cdot \frac{U}{h}$$

# VISCOSIDADE ABSOLUTA OU DINÂMICA

## UNIDADES USUAIS

$$\mu = \frac{\tau \cdot h}{v} = \left[ \frac{N}{m^2} \cdot \frac{m}{m/s} \right] = \left[ \frac{Ns}{m^2} \right] = [Pa \cdot s]$$

*sistema    unidade*

*ISO*       $\mu \rightarrow \frac{N}{m^2} \cdot \frac{m}{(m/s)} = \frac{N \cdot s}{m^2} = Pa \cdot s$

*CGS*       $\mu \rightarrow \frac{dyn}{cm^2} \cdot \frac{cm}{(cm/s)} = \frac{dyn \cdot s}{cm^2} = Poise$

*Ingles*       $\mu \rightarrow \frac{lbf}{in^2} \cdot \frac{in}{(in/s)} = \frac{lbf \cdot s}{in^2} = reyn$

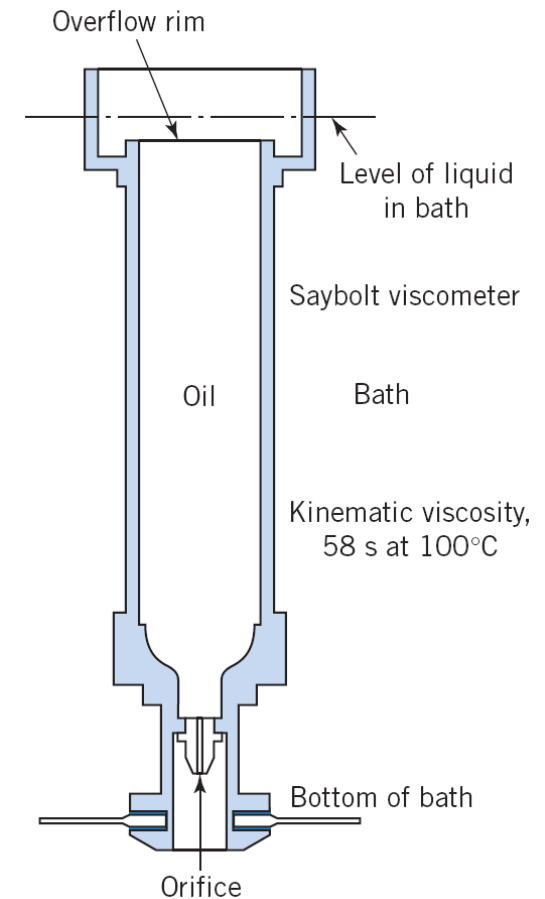
# VISCOSIDADE ABSOLUTA OU DINÂMICA

Fatores de conversão:

To convert from —	To —			
	cP	kgf·s/m <sup>2</sup>	N·s/m <sup>2</sup>	lbf·s/in. <sup>2</sup>
	Multiply by —			
cP	1	$1.02 \times 10^{-4}$	$10^{-3}$	$1.45 \times 10^{-7}$
kgf·s/m <sup>2</sup>	$9.807 \times 10^3$	1	9.807	$1.422 \times 10^{-3}$
N·s/m <sup>2</sup>	$10^3$	$1.02 \times 10^{-1}$	1	$1.45 \times 10^{-4}$
lbf·s/in. <sup>2</sup>	$6.9 \times 10^6$	$7.03 \times 10^2$	$6.9 \times 10^3$	1

# VISCOSIDADE CINEMÁTICA

b) Viscosidade **cinemática** ( $\nu$ ) – viscosidade medida num viscosímetro padrão (Saybolt), relacionando-se o tempo necessário para certa quantidade do fluido escoar por um orifício, mediante o efeito da gravidade. Matematicamente:



$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

massa específica do fluido



# VISCOSIDADE CINEMÁTICA

## UNIDADES USUAIS

$$\nu = \text{visc cin} \Rightarrow \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = \text{STOKE (St)}$$

$$Z_k = \left( 0,22.t(s) - \frac{180}{t(s)} \right) \quad (\text{cSt})$$

$$\nu = 10^{-6} \cdot Z_k (\text{cSt}) \quad \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\nu = \left( 0,22.t(s) - \frac{180}{t(s)} \right) \cdot 10^{-6} \quad \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$



# VISC. CINEMÁTICA x VISC. DINÂMICA

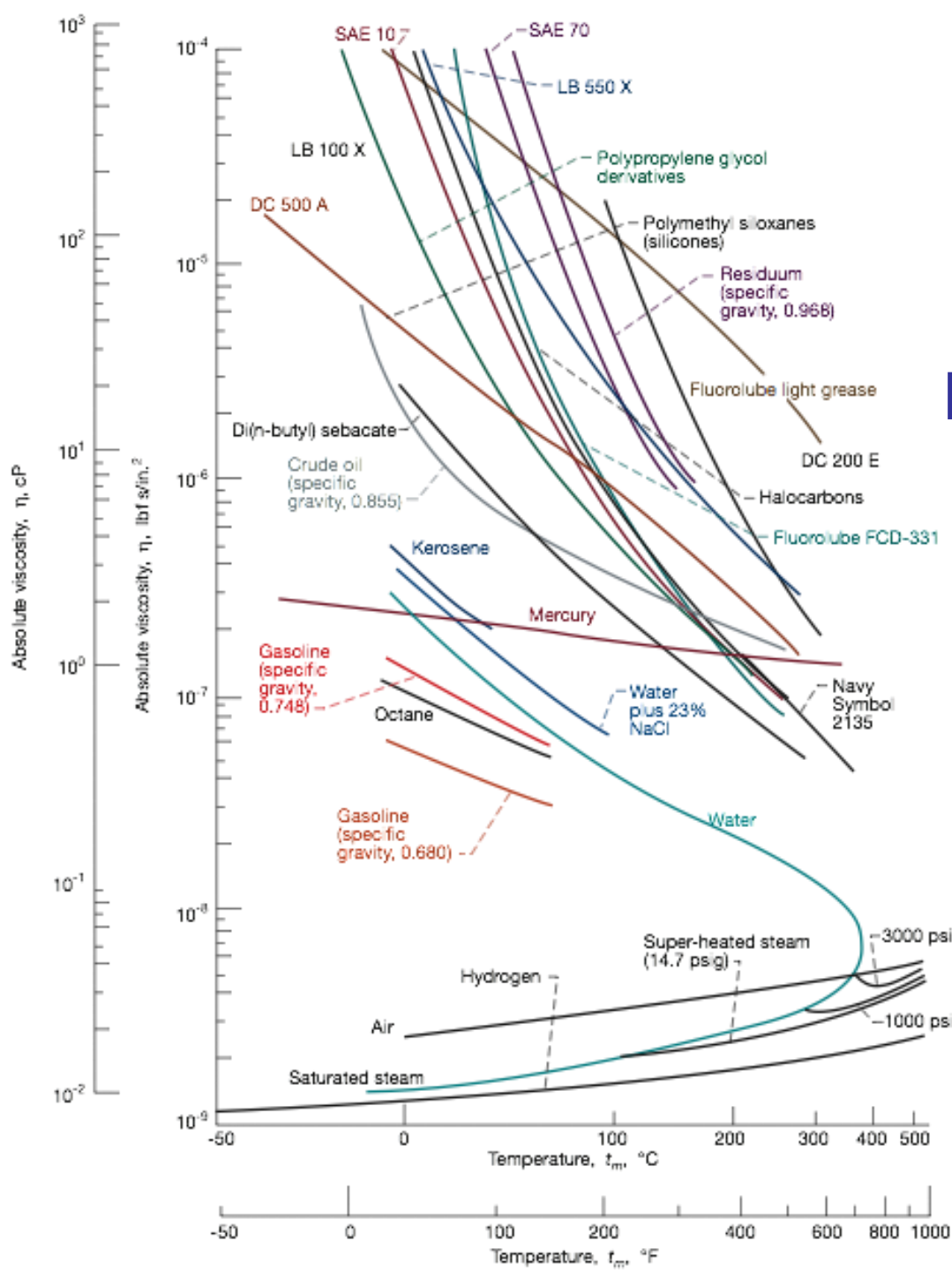
$$\mu = [Pa.s] = \left[ \frac{N.s}{m^2} \right] \quad (\text{viscosidade dinâmica})$$

$$\nu = \left[ \frac{m^2}{s} \right] \quad (\text{viscosidade cinemática})$$

$$\frac{\mu}{\nu} = \frac{\frac{N.s}{m^2}}{\frac{m^2}{s}} = \frac{N.s}{m^2} \cdot \frac{s}{m^2} = kg \cdot \frac{m}{s^2} \cdot \frac{s^2}{m^4} = \frac{kg}{m^3} = \rho$$

$$\mu = \rho \cdot \nu$$

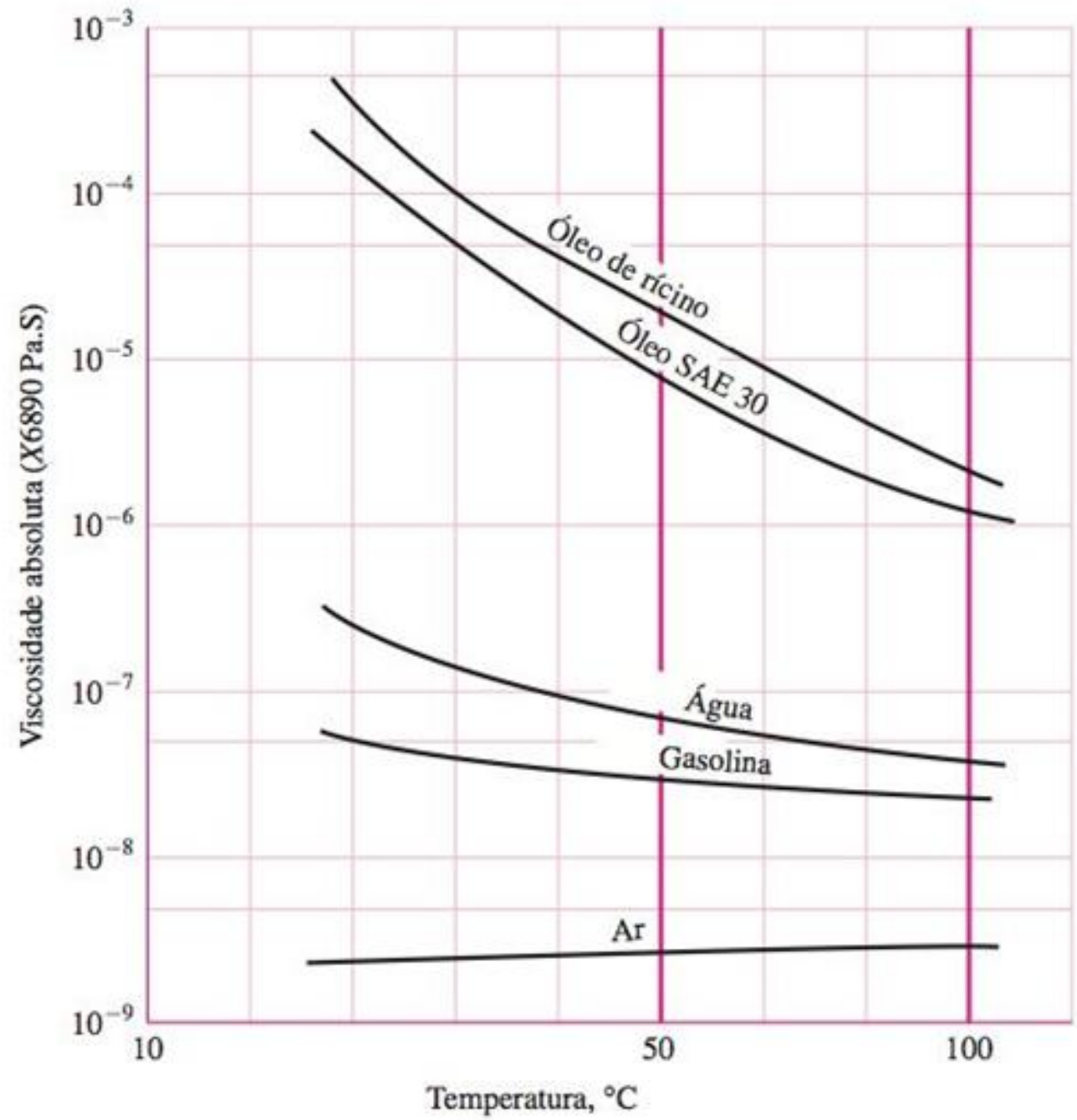
# VISCOSIDADE – FLUIDOS DIVERSOS



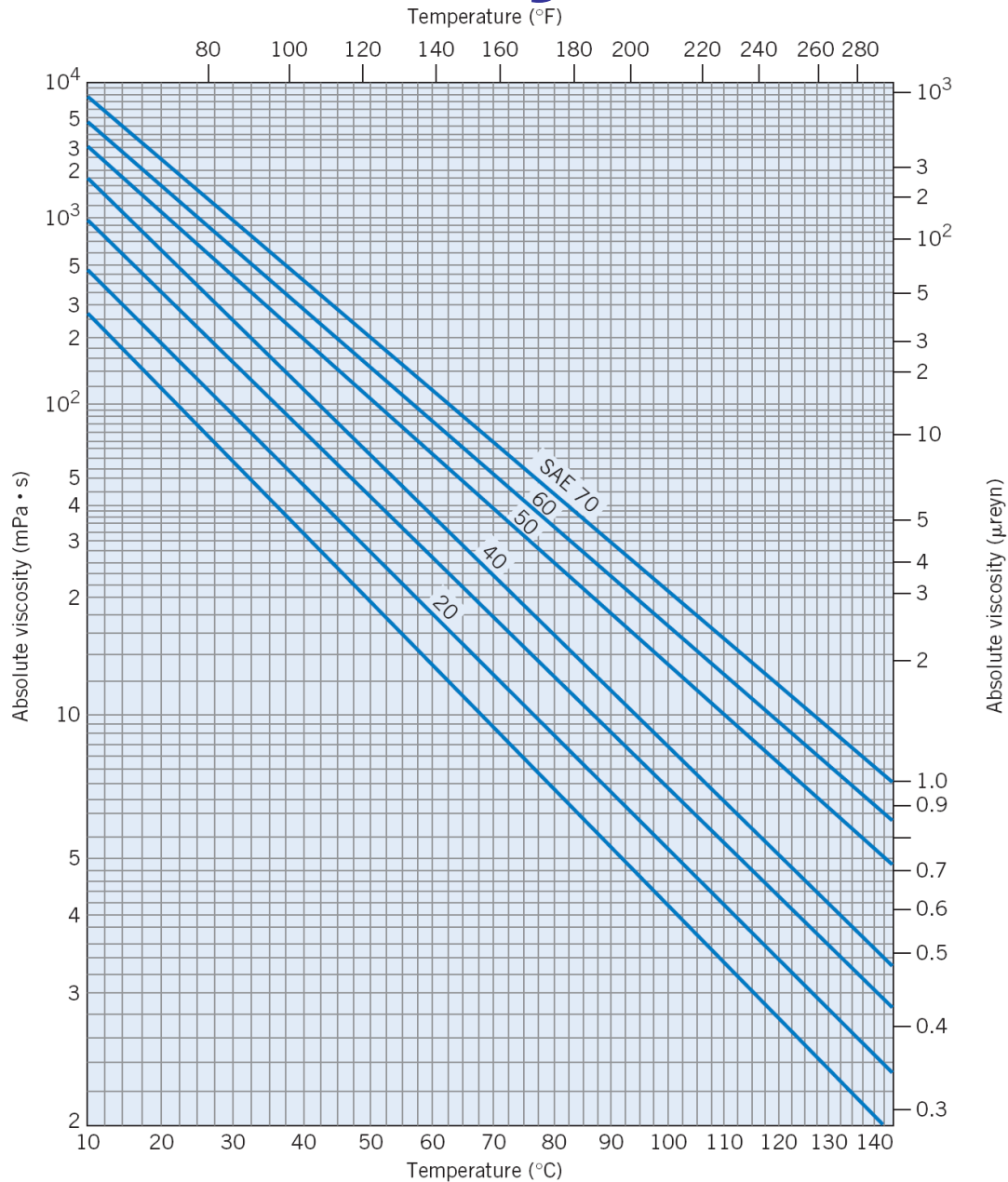


## Figura 12-2

Uma comparação da viscosidade de vários fluidos.



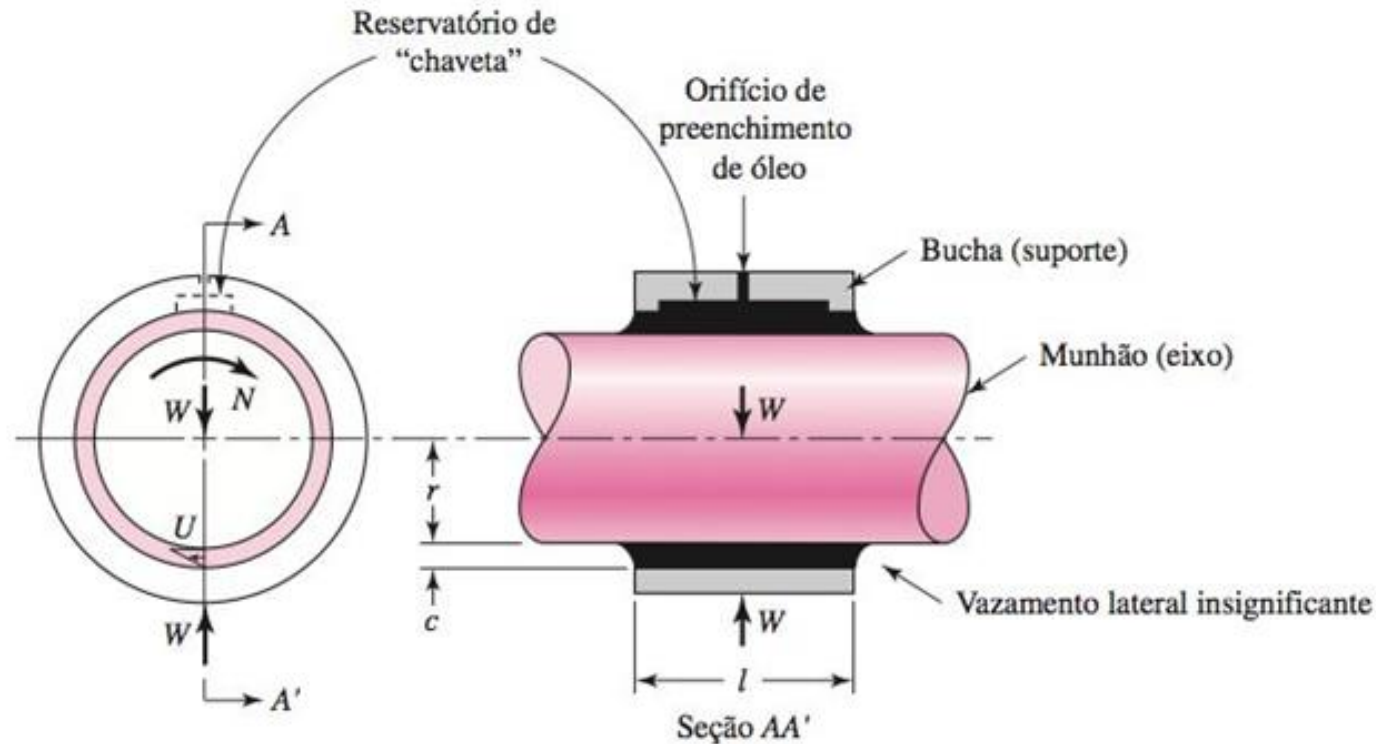
# CLASSIFICAÇÃO SAE



# EQUAÇÃO DE PETROFF

**Figura 12-3**

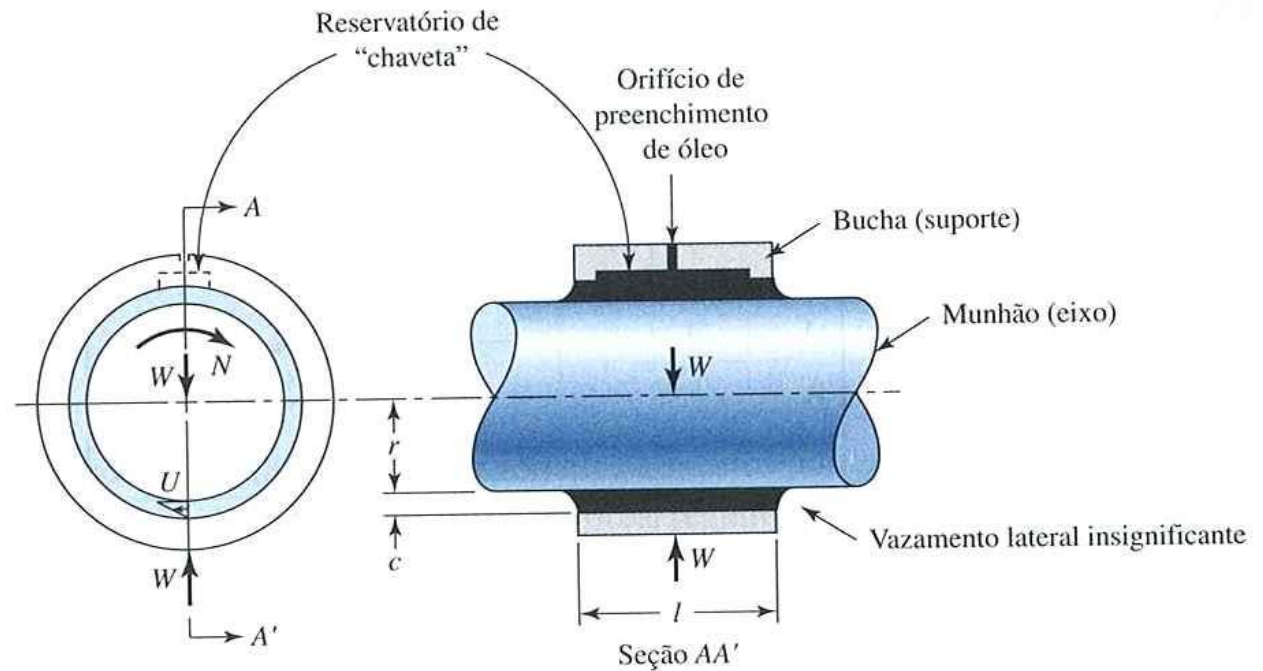
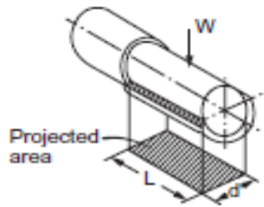
Modelo de mancal de Petroff, ligeiramente carregado, consistindo em um munhão de eixo e uma bucha com um reservatório de lubrificante interno de sulco axial. O gradiente de velocidade linear é mostrado na vista de extremidade. A folga  $c$  é de vários milésimos de polegada e está exagerada de forma grosseira por razões de apresentação.



- publicada em 1883;
- considera um eixo concêntrico;
- definiu grupos de parâmetros adimensionais utilizados posteriormente;
- definiu um coeficiente de atrito bastante razoável para estudos futuros.

# EQUAÇÃO DE PETROFF

$$P = \frac{W}{2rl}$$



**f – coef. atrito**

**N – rotação eixo**

**P – carga projetada (carga radial sobre a área projetada)**

**r – raio do eixo**

**l – comprimento do mancal**

**c – folga radial**

**(r/c) – taxa de folga (500 – 1000)**

$$\tau = \mu \cdot \frac{v}{h} = \mu \cdot \frac{2\pi r N}{c}$$

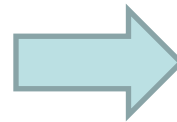
# EQUAÇÃO DE PETROFF

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \tau \cdot A \quad T = (\tau \cdot A)r$$

$$T = \left( \mu \cdot \frac{2\pi r N}{c} \right) (2\pi r l) r = \frac{4\pi^2 r^3 l \mu N}{c}$$

concomitantemente:  $T = fWr = f(2rlP)r$

$$\frac{4\pi^2 r^3 l \mu N}{c} = f(2r^2 l P)$$



Coeficiente de atrito do mancal:

$$f = 2\pi^2 \frac{\mu \cdot N}{P} \cdot \frac{r}{c}$$

# EQUAÇÃO DE PETROFF

Coeficiente de atrito do mancal (equação de Petroff):

$$f = 2\pi^2 \left( \frac{\mu \cdot N}{P} \right) \cdot \left( \frac{r}{c} \right)$$

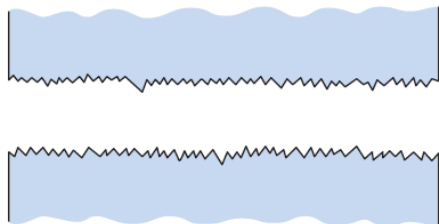
S = Número característico de um mancal  
(número de Sommerfeld):

$$S = \left( \frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu \cdot N}{P}$$

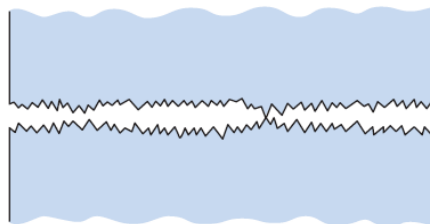
razão de folga radial 



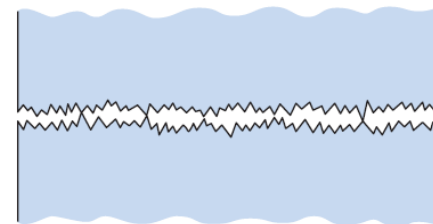
# LUBRIFICAÇÃO ESTÁVEL



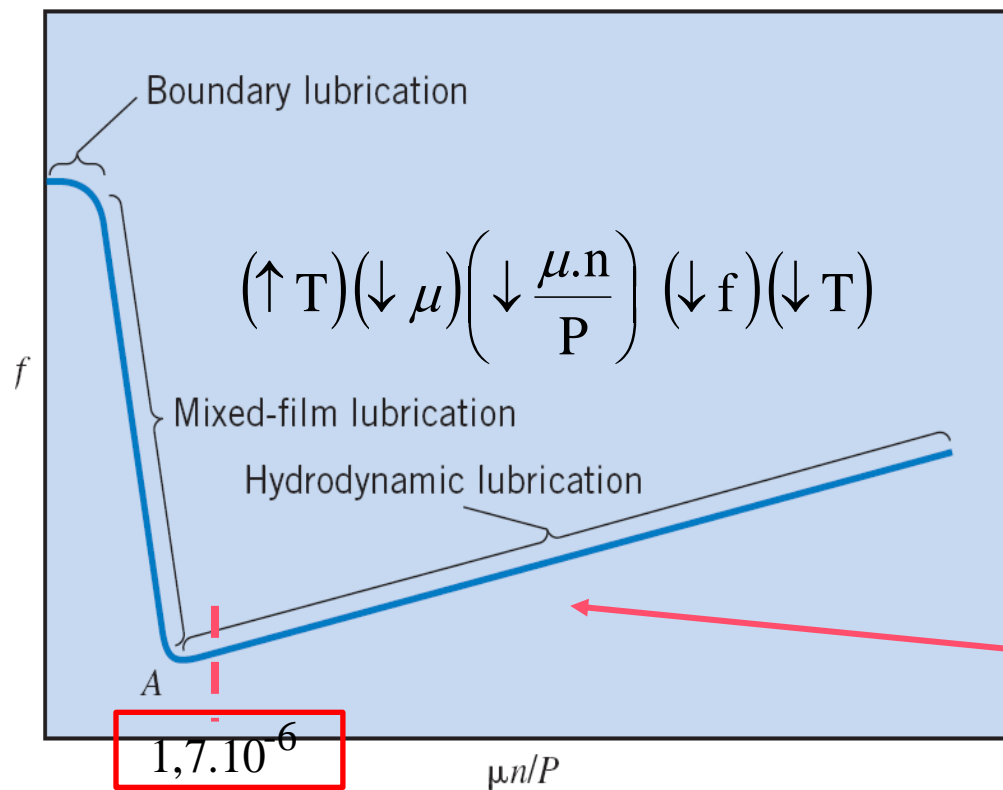
(a) Hydrodynamic (surface separated)



(b) Mixed film (intermittent local contact)



(c) Boundary (continuous and extensive local contact)



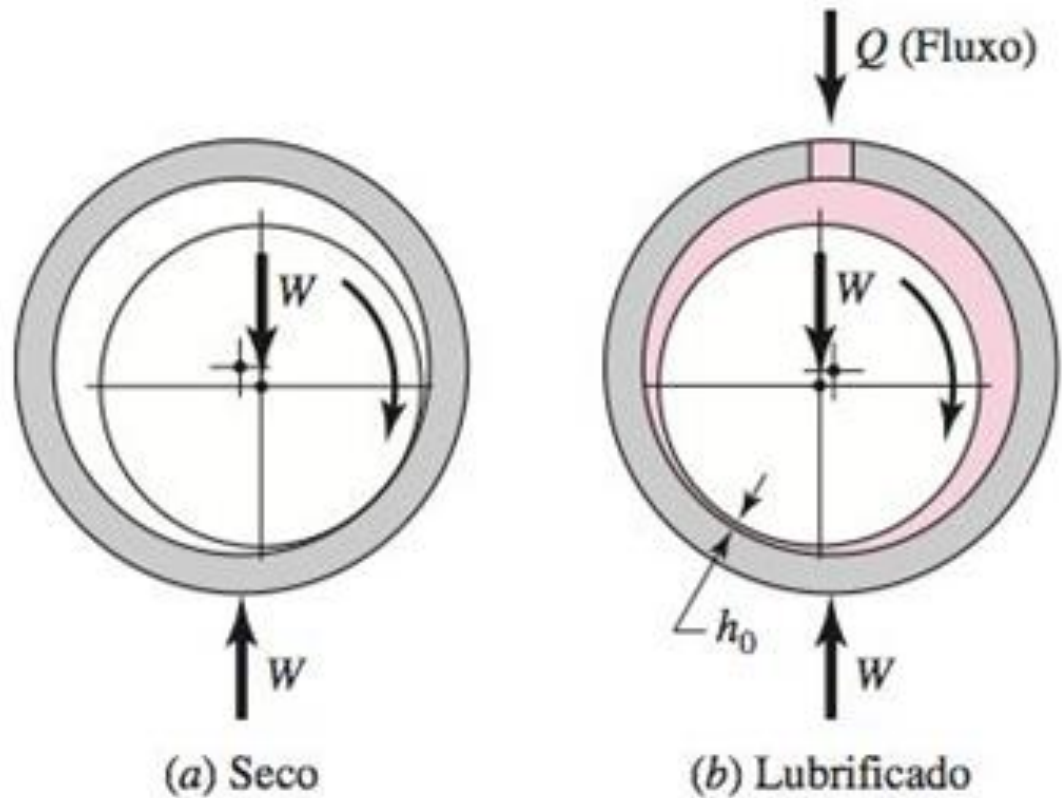
região estável  
(autocorretiva)

(viscosity × rps ÷ load per unit of projected bearing area)

# LUBRIFICAÇÃO DE PELÍCULA ESPESSA

## Figura 12-5

Formação de uma película.



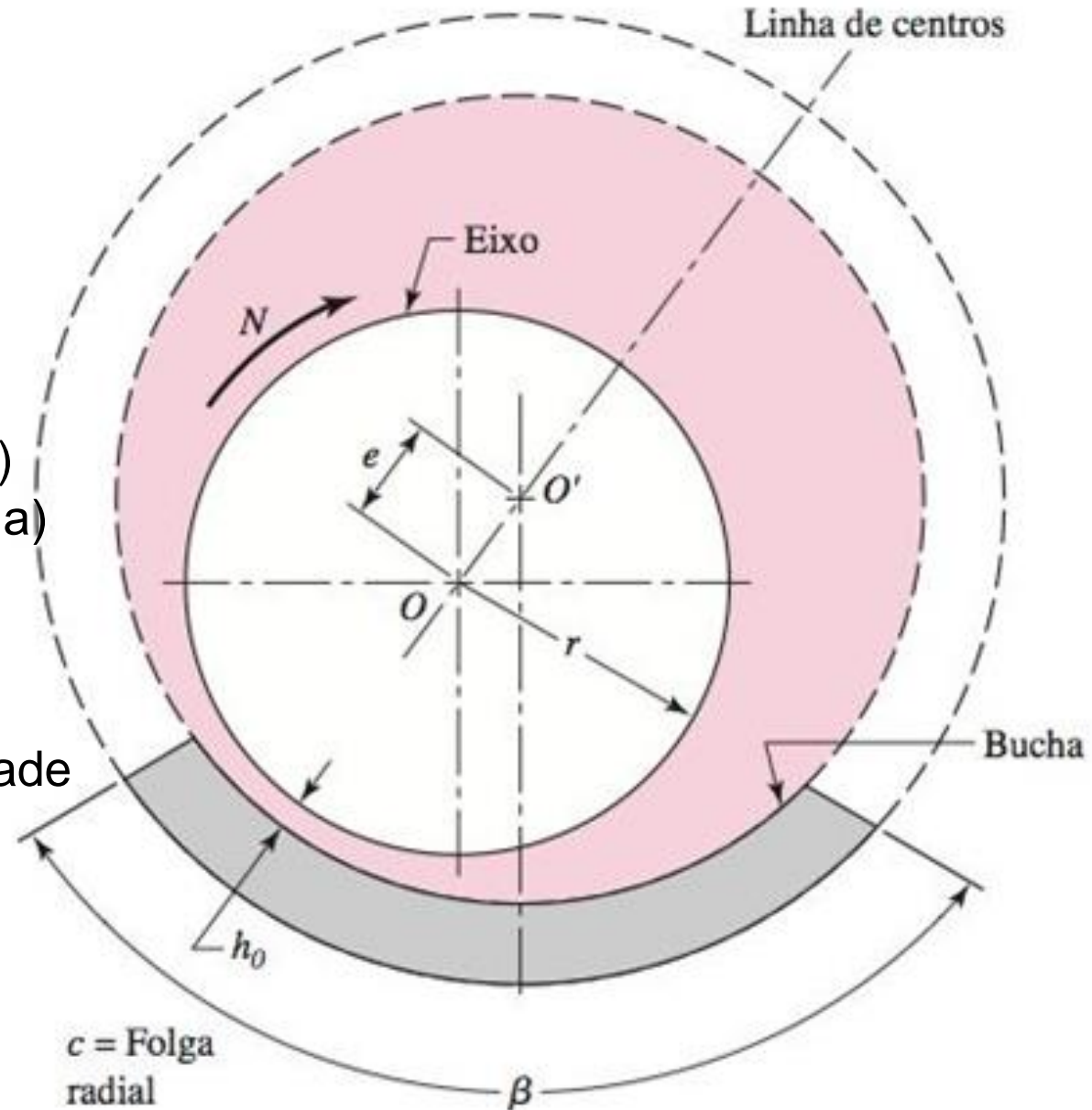
Posição do eixo  
na partida

Posição do eixo  
em movimento

# LUBRIFICAÇÃO DE PELÍCULA ESPESSE

**Figura 12-6**

Nomenclatura de um mancal parcial de deslizamento.



$N$  = rotação do eixo (rps)

$O$  = centro do eixo (munhão)

$O'$  = centro do mancal (bucha)

$r$  = raio do eixo

$c$  = folga radial

$e$  = excentricidade do eixo

$\epsilon = \frac{e}{c}$  - taxa de excentricidade

$h$  = espessura da película em qualquer ponto

$h_0$  = espessura mínima da película

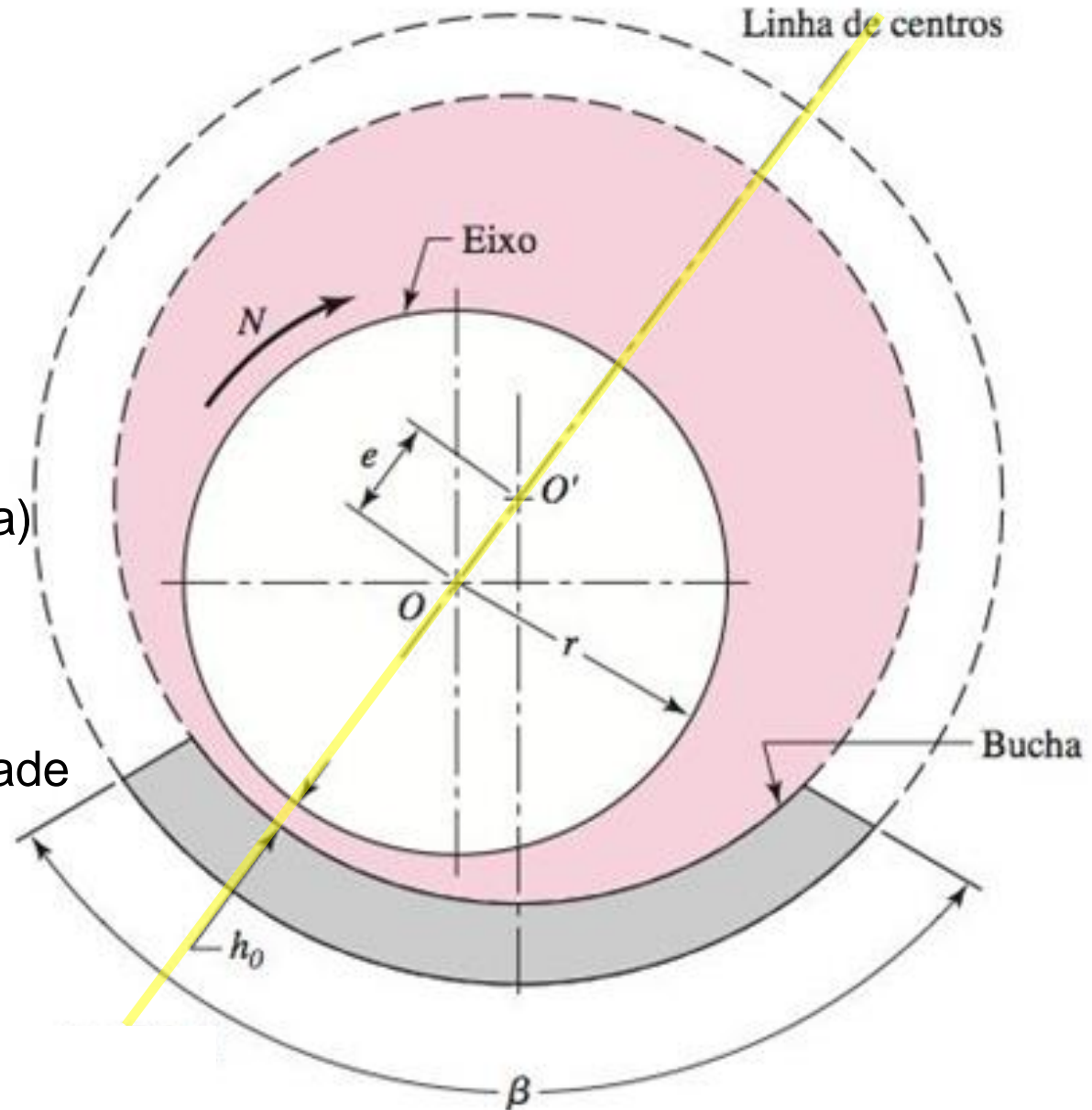
$c$  = Folga radial

# LUBRIFICAÇÃO DE PELÍCULA ESPESSA

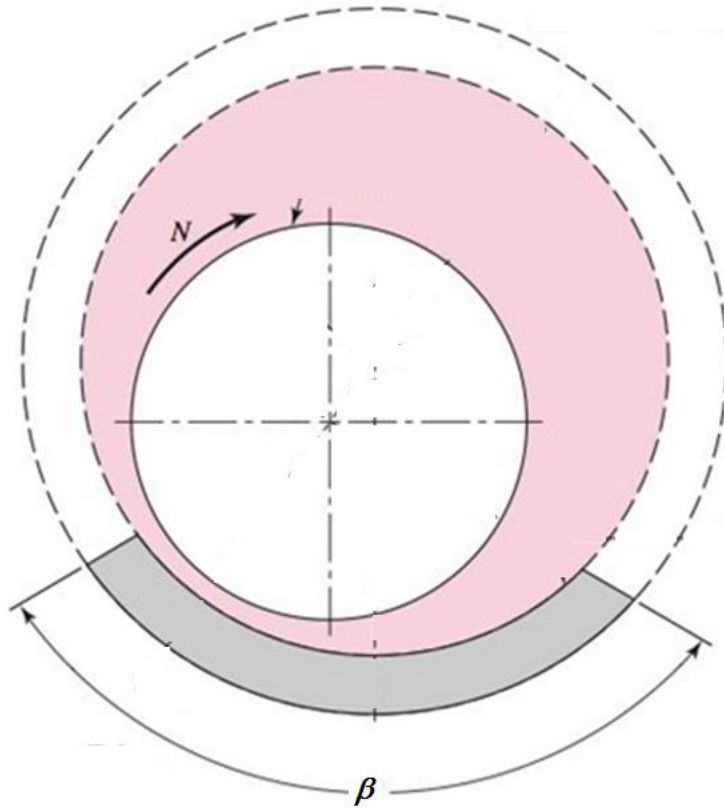
## Figura 12-6

Nomenclatura de um mancal parcial de deslizamento.

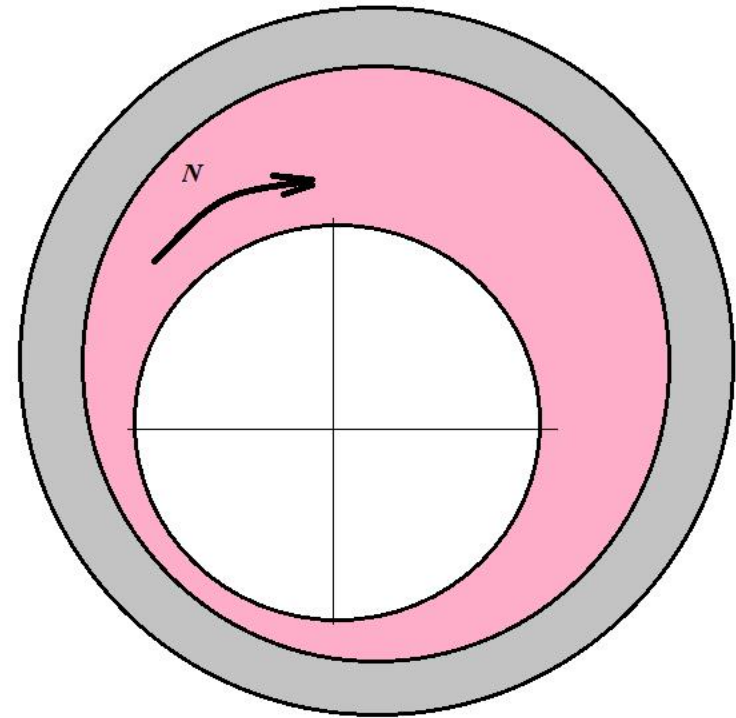
- N - rotação do eixo (rps)
- O - centro do eixo (munhão)
- O' - centro do mancal (buchá)
- r - raio do eixo
- c - folga radial
- e - excentricidade do eixo
- $\epsilon = \frac{e}{c}$  - taxa de excentricidade
- h - espessura da película em qualquer ponto
- $h_0$  - espessura mínima da película



# TAMANHO DO MANCAL



MANCAL PARCIAL



MANCAL COMPLETO

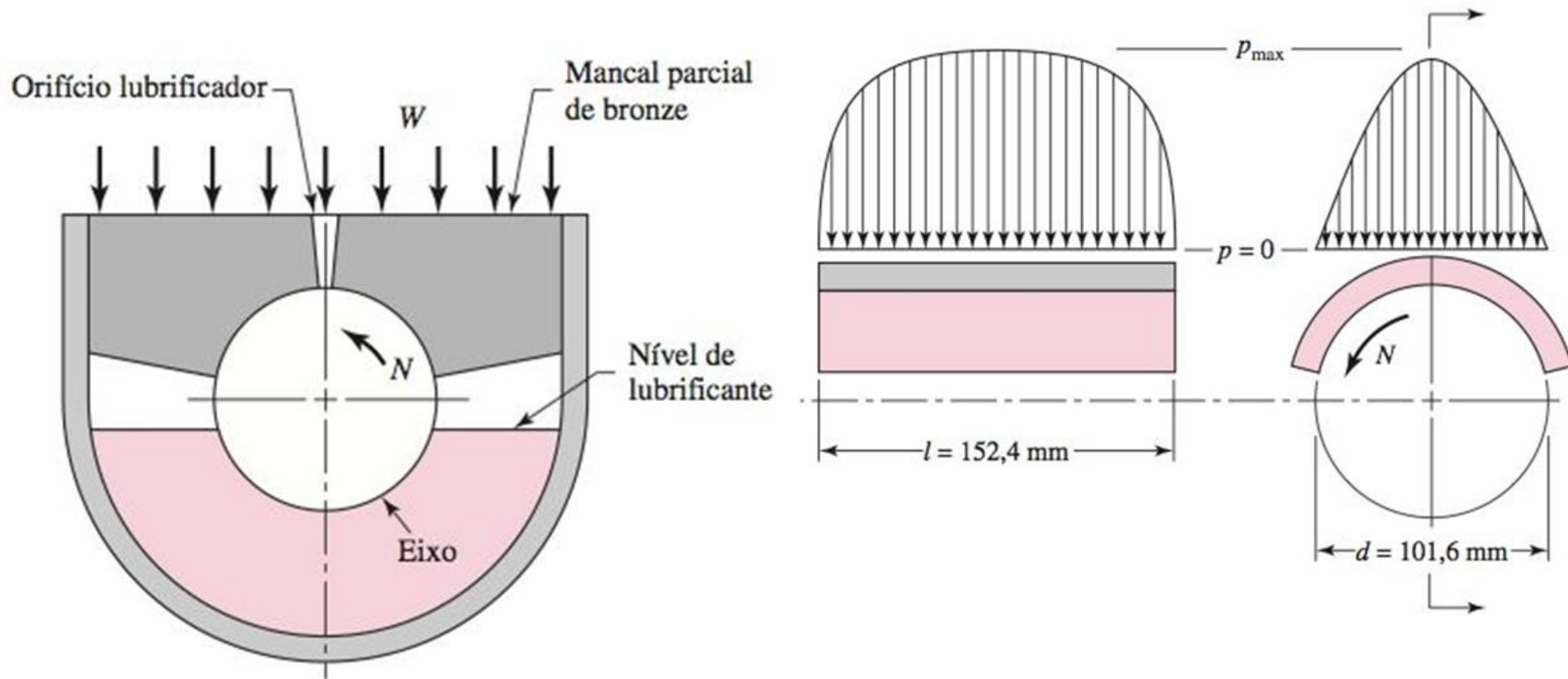
# TEORIA HIDRODINÂMICA

## EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO

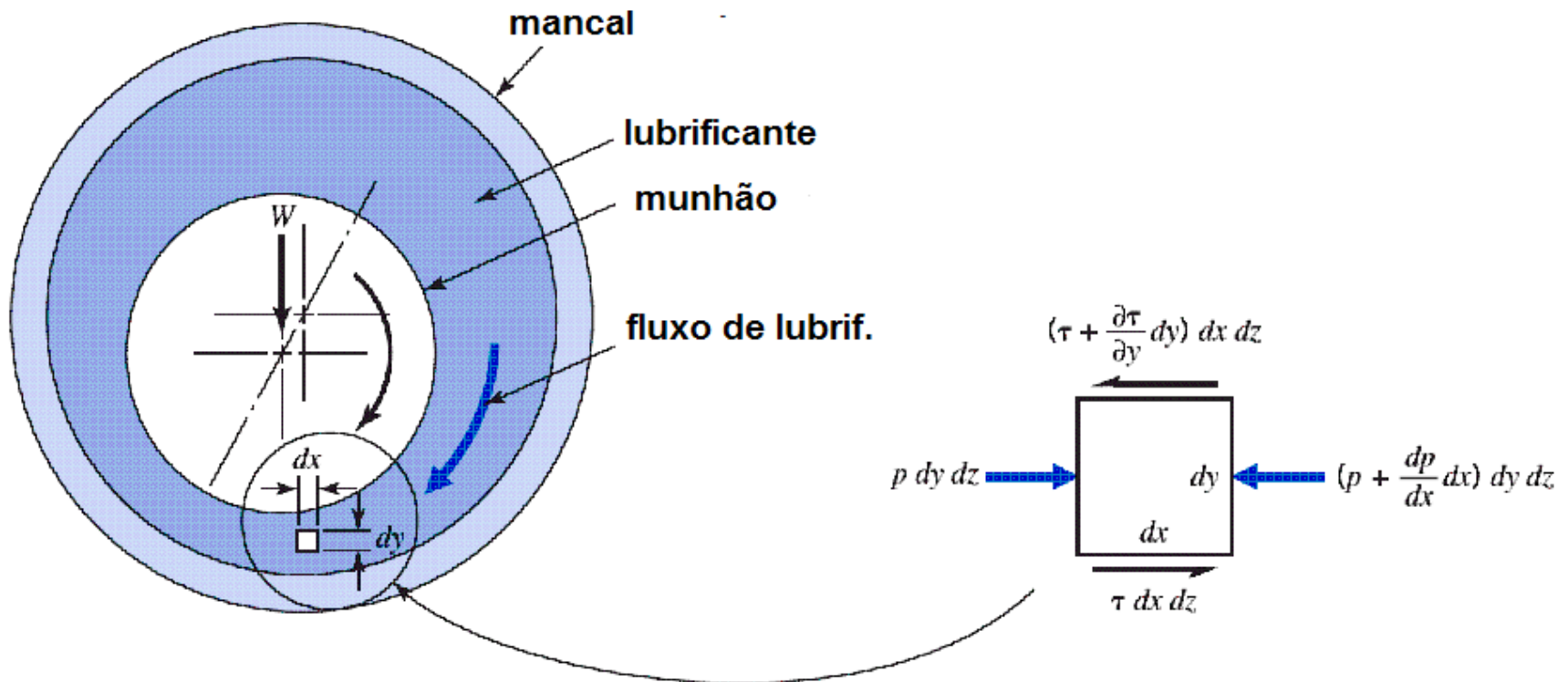
- descoberta por acaso em 1880, por Tower;
- desenvolvida matematicamente, na seqüência, por Osborne Reynolds;
- válida para fluidos Newtonianos.

# MANCAL PARCIAL USADO POR TOWER

## DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO OBTIDA



# EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO – TEORIA HIDRODINÂMICA

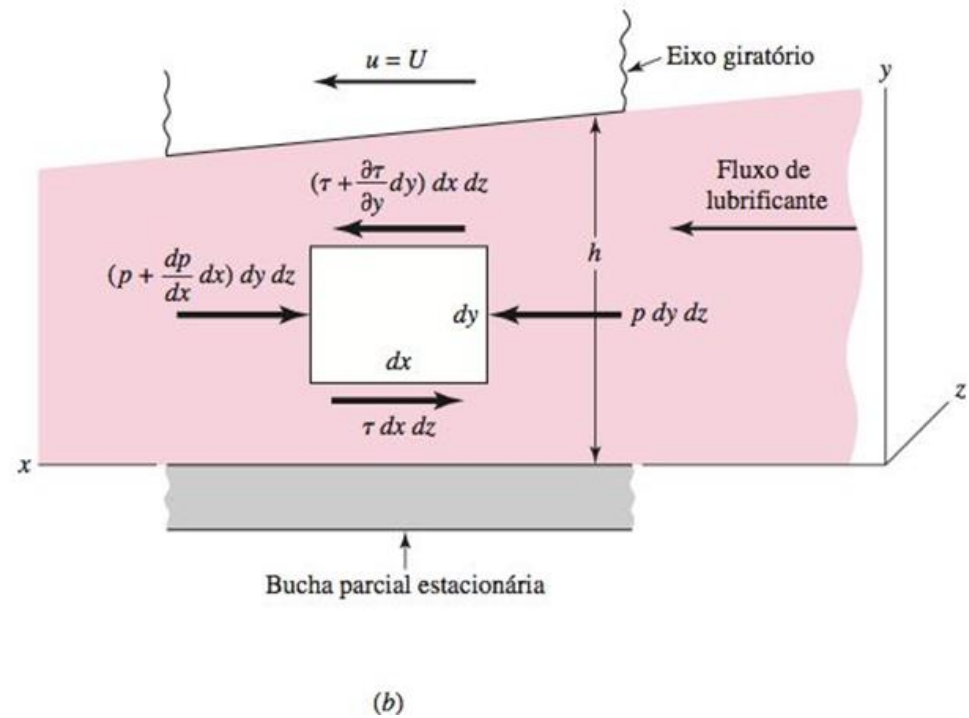
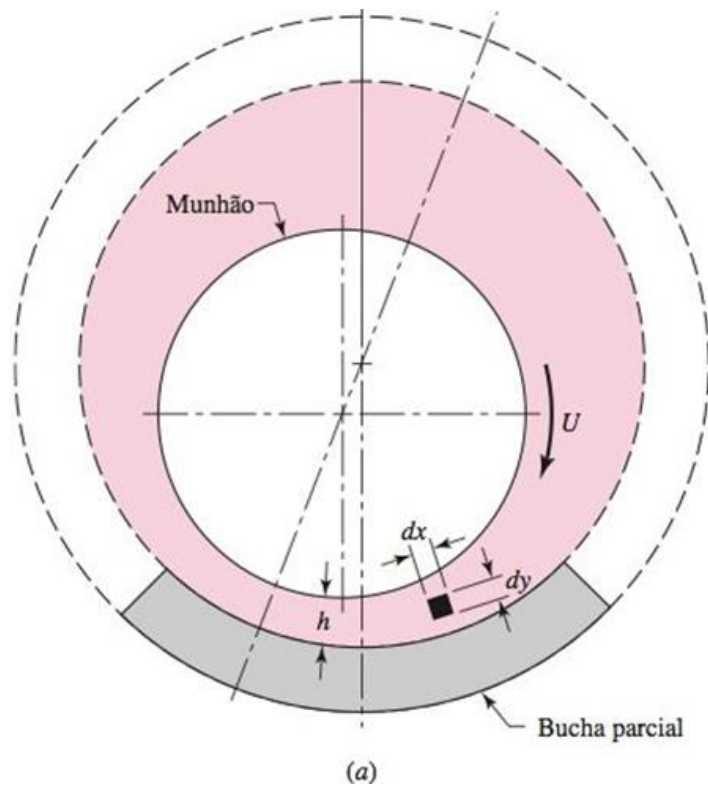




# TEORIA HIDRODINÂMICA

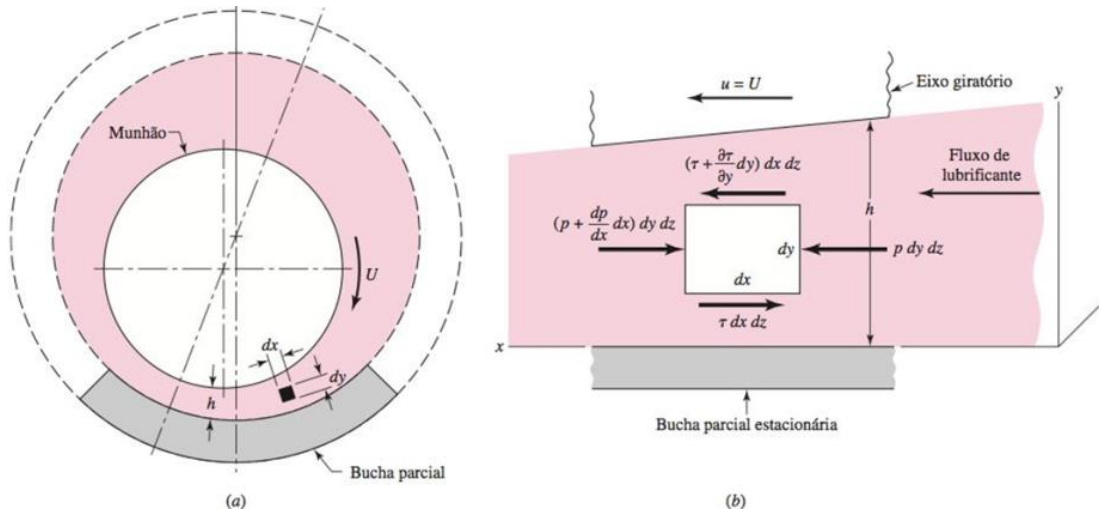
## Equacionamento matemático desenvolvido por Reynolds Hipóteses

- Mancal plano deslizante



# TEORIA HIDRODINÂMICA

## Hipóteses



1. O lubrificante obedece ao efeito de viscosidade de Newton.  $\longrightarrow \tau = \mu \cdot \frac{v}{h}$
2. As forças devidas à **inércia** do lubrificante são **desconsideradas**.
3. O lubrificante é tido como **incompressível**.
4. A **viscosidade** é considerada **constante** por toda a película.
5. A **pressão** não varia na direção **axial**.
6. A bucha e o eixo estendem-se de forma **infinita** na **direção z**; isso significa que não pode haver fluxo de lubrificante na direção z.
7. A pressão da película é **constante** na **direção y**. Assim, a pressão depende apenas da coordenada x.
8. A velocidade de qualquer partícula de lubrificante na película depende apenas das coordenadas x e y.

# Estabelecendo o equilíbrio do elemento

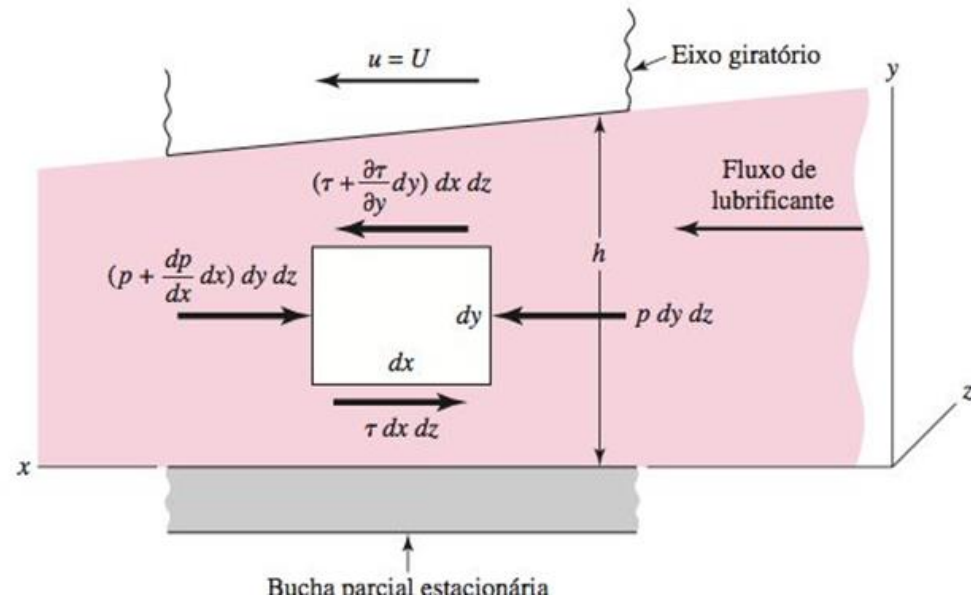
$$\sum F_x = p \cdot dy \cdot dz - \left( p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy \cdot dz - \tau \cdot dx \cdot dz + \left( \tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx \cdot dz = 0$$

$$p \cdot dy \cdot dz - p \cdot dy \cdot dz - \frac{dp}{dx} dx \cdot dy \cdot dz - \tau \cdot dx \cdot dz + \tau dx \cdot dz + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \cdot dx \cdot dz = 0$$

$$-\frac{dp}{dx} dx \cdot dy \cdot dz + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \cdot dx \cdot dz = 0$$

$$\left( -\frac{dp}{dx} + \frac{\partial \tau}{\partial y} \right) dy \cdot dx \cdot dz = 0$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp}{dx} &= \frac{\partial \tau}{\partial y} \\ \tau &= \mu \cdot \frac{du}{dy} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$



# TEORIA HIDRODINÂMICA

integrando  $2x$  em  $y$ : 
$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \Rightarrow \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y + C_1$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2$$

condições de contorno:  $y = 0; u = 0 \Rightarrow C_2 = 0$

$$y = h; u = U \Rightarrow C_1 = \frac{U}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx}$$

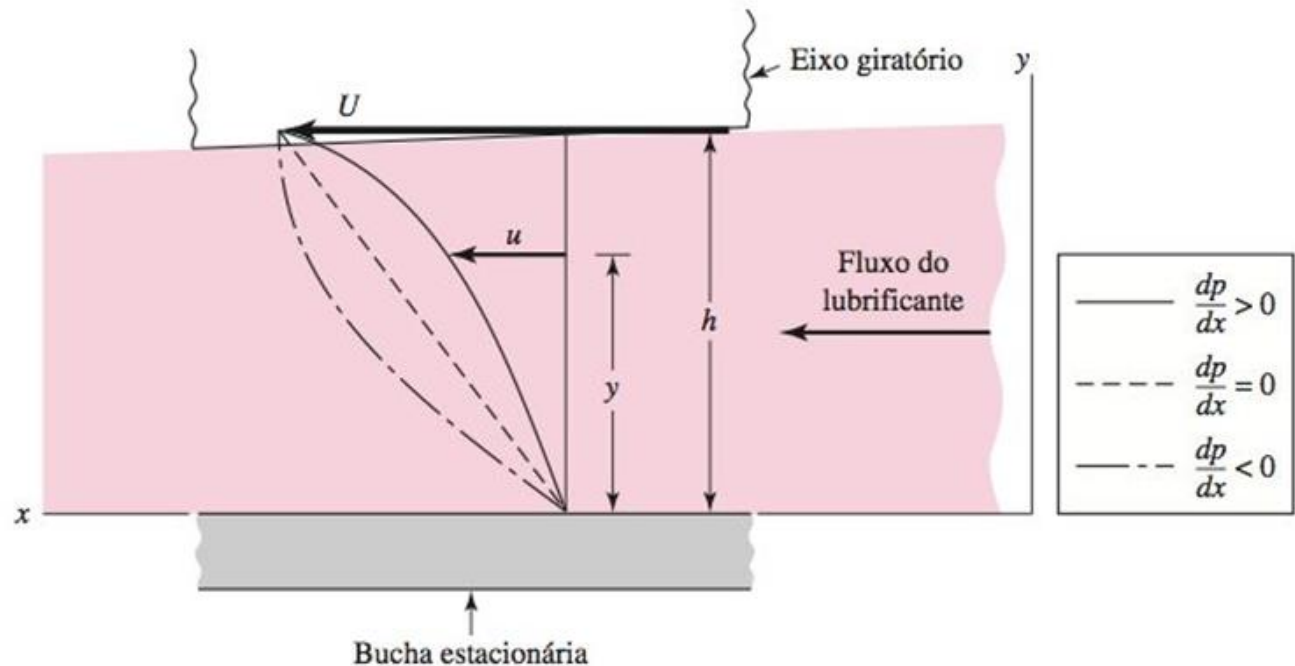
# TEORIA HIDRODINÂMICA

resultando em:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - h \cdot y) + \frac{U}{h} y$$

**Figura 12-10**

Velocidade do lubrificante.



# TEORIA HIDRODINÂMICA

Volume de fluido na direção “x” por unidade de tempo:

$$Q = \int_0^h u \cdot dy \Rightarrow Q = \int_0^h \left( \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + \frac{U}{h} y \right) dy$$

$$Q = \frac{U \cdot h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}$$

# TEORIA HIDRODINÂMICA

Para a condição do lubrificante ser **incompressível**, tem-se:

$$\frac{dQ}{dx} = 0 \Rightarrow \frac{U}{2} \frac{dh}{dx} - \frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 0$$

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx}$$

- Equação clássica de Reynolds para escoamento laminar unidimensional.
- Sem fluxo na direção z.

Considerando também fluxo na direção z, tem-se:

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

- Sem solução analítica...



# TEORIA HIDRODINÂMICA

## Solução aproximada proposta por SOMMERFELD

$$\frac{r}{c} f = \phi \left[ \left( \frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu \cdot N}{P} \right]$$

- Número característico do mancal (S),

$$S = \frac{\mu \cdot N}{P} \cdot \left( \frac{r}{c} \right)^2$$

- Consulta a diversos ábacos que relacionam aspectos gerais a serem considerados no projeto de um mancal radial sob lubrificação hidrodinâmica.

# CONSIDERAÇÕES DE PROJETO

Variáveis de entrada (independentes):

- Viscosidade:  $\mu$
- Carga por unidade de área projetada de mancal:  $P$
- Velocidade:  $N$
- Dimensões do mancal:  $r$ ,  $c$ ,  $\beta$  e  $l$

Variáveis dependentes (fatores de desempenho):

- Coeficiente de atrito:  $f$
- Aumento de temperatura:  $\Delta T$
- Taxa de fluxo em volume de óleo:  $Q$
- Espessura mínima da película:  $h_0$

- Definir limites

# CONSIDERAÇÕES DE PROJETO

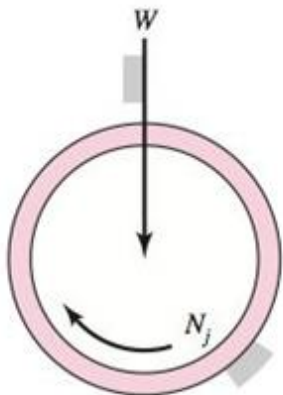
Rotação:

$$N = |N_j + N_b - 2 \cdot N_f|$$

$N_j$  = rotação do eixo (munhão) (rps)

$N_b$  = rotação do mancal (rps)

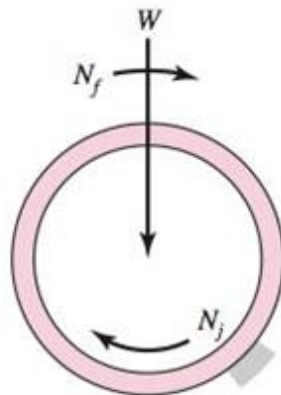
$N_f$  = rotação da carga (rps)



$$N_b = 0, N_f = 0$$

$$N = |N_j + 0 - 2(0)| = N_j$$

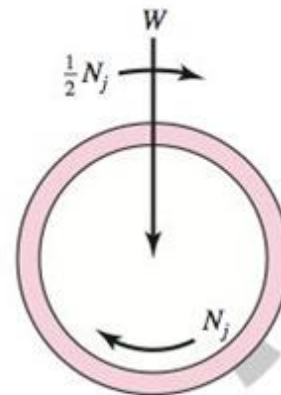
(a)



$$N_b = 0, N_f = N_j$$

$$N = |N_j + 0 - 2N_j| = N_j$$

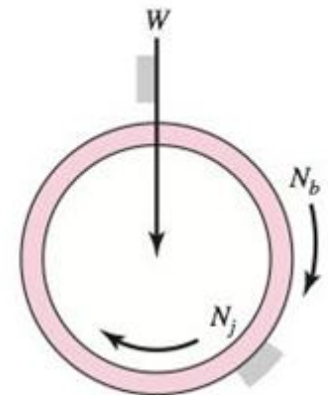
(b)



$$N_b = 0, N_f = \frac{N_j}{2}$$

$$N = |N_j + 0 - 2N_j/2| = 0$$

(c)



$$N_b = N_j, N_f = 0$$

$$N = |N_j + N_j - 2(0)| = 2N_j$$

(d)

**Figura 12-11**

Como varia a velocidade significativa. (a) Caso comum de mancal. (b) Vetor de carga move-se à mesma velocidade que o eixo. (c) Vetor de carga move-se à metade da velocidade do eixo, nenhuma carga pode ser sustentada. (d) Eixo e bucha movem-se à mesma velocidade, vetor de carga estacionário, capacidade reduzida a metade.

# CONSIDERAÇÕES DE PROJETO



Critério de projeto de Trumpler para mancais de deslizamento:

- espessura mínima da película (para evitar a influência das partículas em suspensão)

$$h_0 \geq 0,00508 + 1,01603 \cdot d \text{ (mm)}$$

- temperatura máxima do lubrificante (prever formação de vapores):

$$T_{max} \leq 121 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- carga de partida (minimizar contato metálico na partida):

$$\frac{W_{st}}{l \cdot D} \leq 2068 \text{ kPa}$$

- fator de projeto para a carga de operação (prever sobrecargas):

$$n_d \geq 2$$

# CONSIDERAÇÕES DE PROJETO



Consulta aos ábacos completos:

A. A. Raimondi e John Boyd, “A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design, Parts I, II and III”, Trans. ASLE, v. 1, n. 1, Lubrication Science and Technology, Nova York, Pergamon, 1958, p. 159-209.

John Boyd e Albert A. Raimondi, “Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of Journal Bearings, Part I and II”, J. Appl. Mechanics, v. 73, 1951, p. 298-316

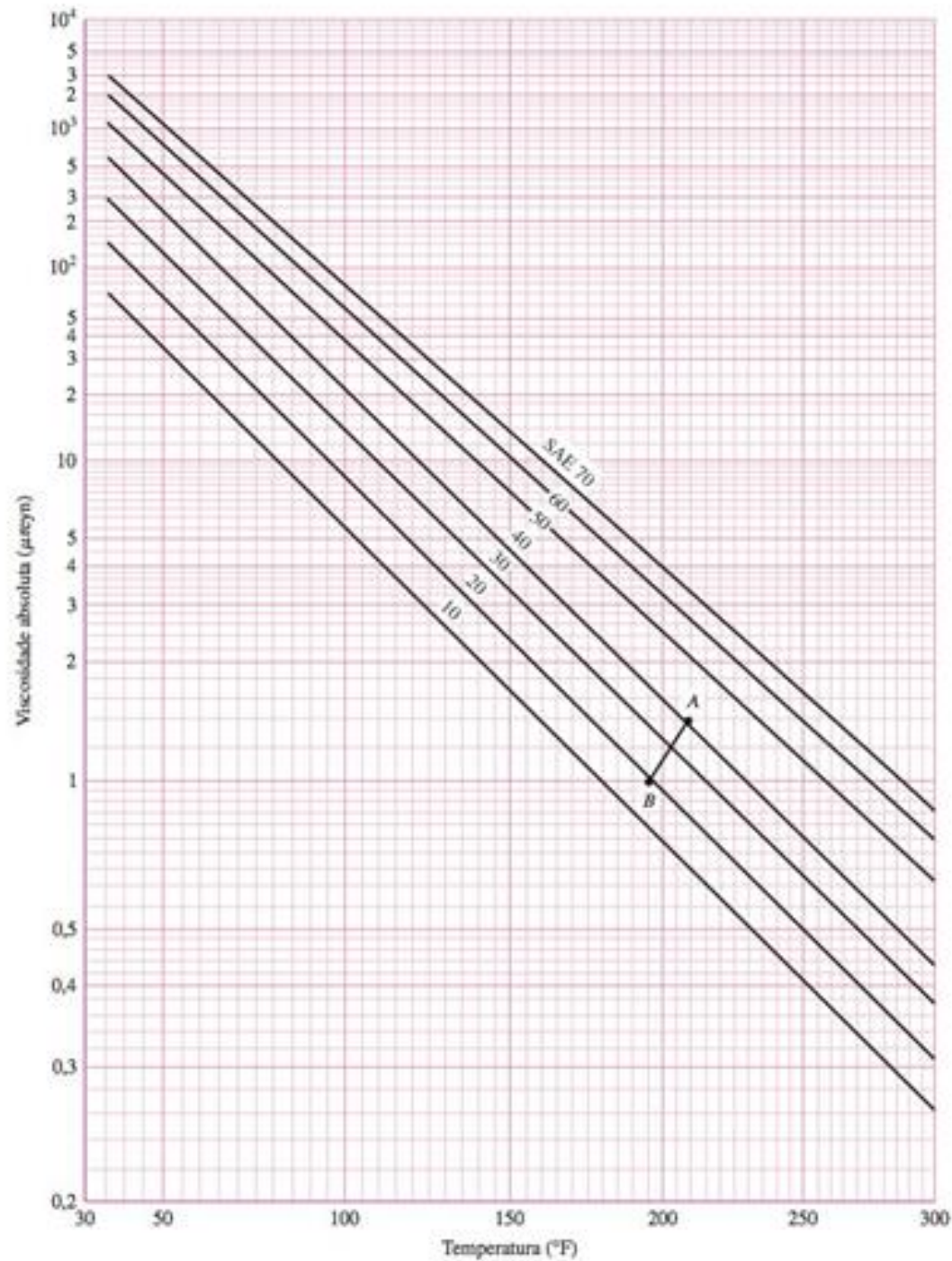
Faixa de aplicação:

- razões comprimento / diâmetro ( $l/d$ ) de 1:4, 1:2 e 1
- ângulos  $\beta$  de  $60^\circ$  a  $360^\circ$
- os gráficos do livro se aplicam somente a mancais **completos** ( $\beta=360^\circ$ ) e **infinitos** (sem vazamento lateral).

### Figura 12-12

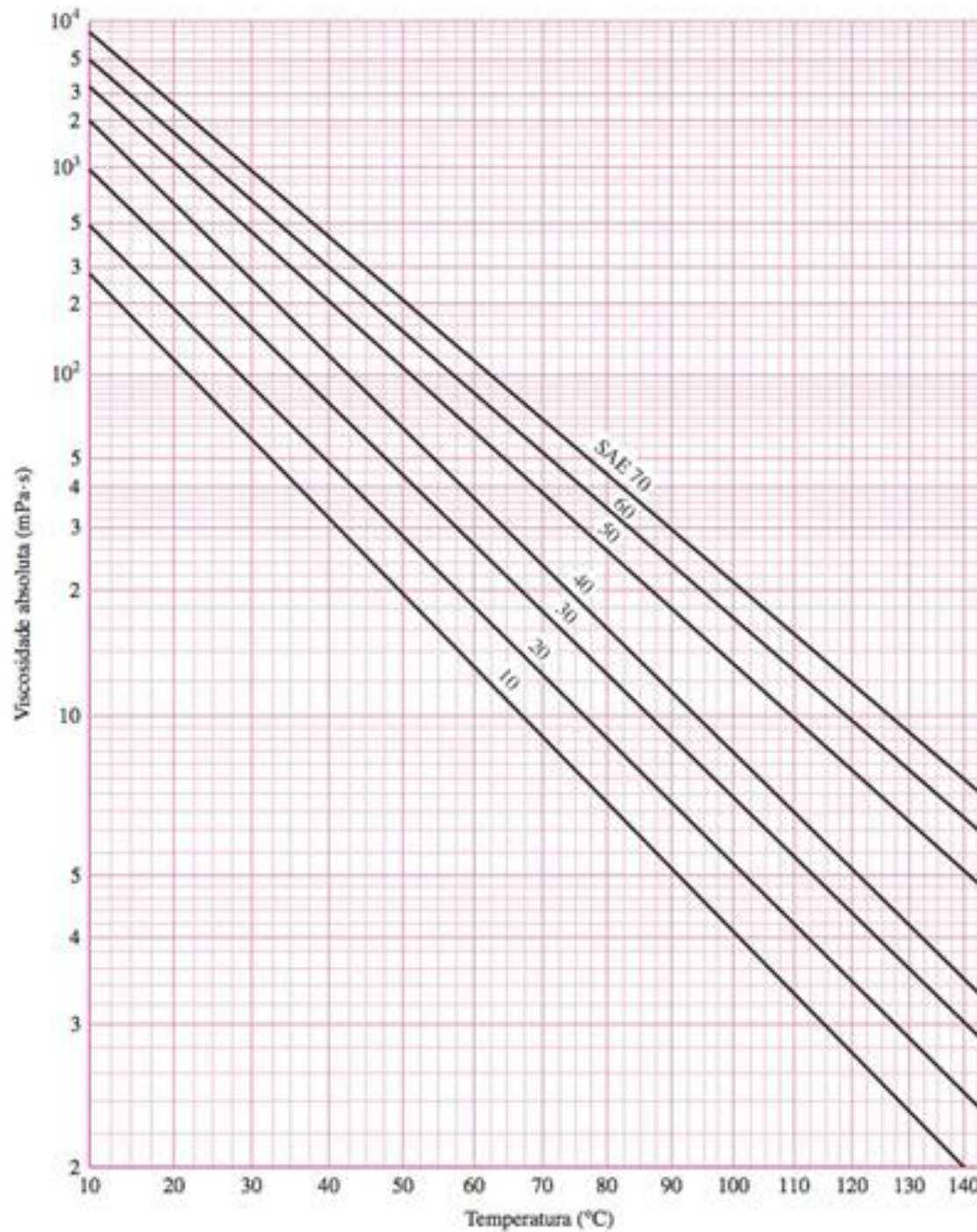
Gráfico viscosidade-temperatura em unidades utilizadas comumente nos Estados Unidos.

[Raimondi e Boyd.]



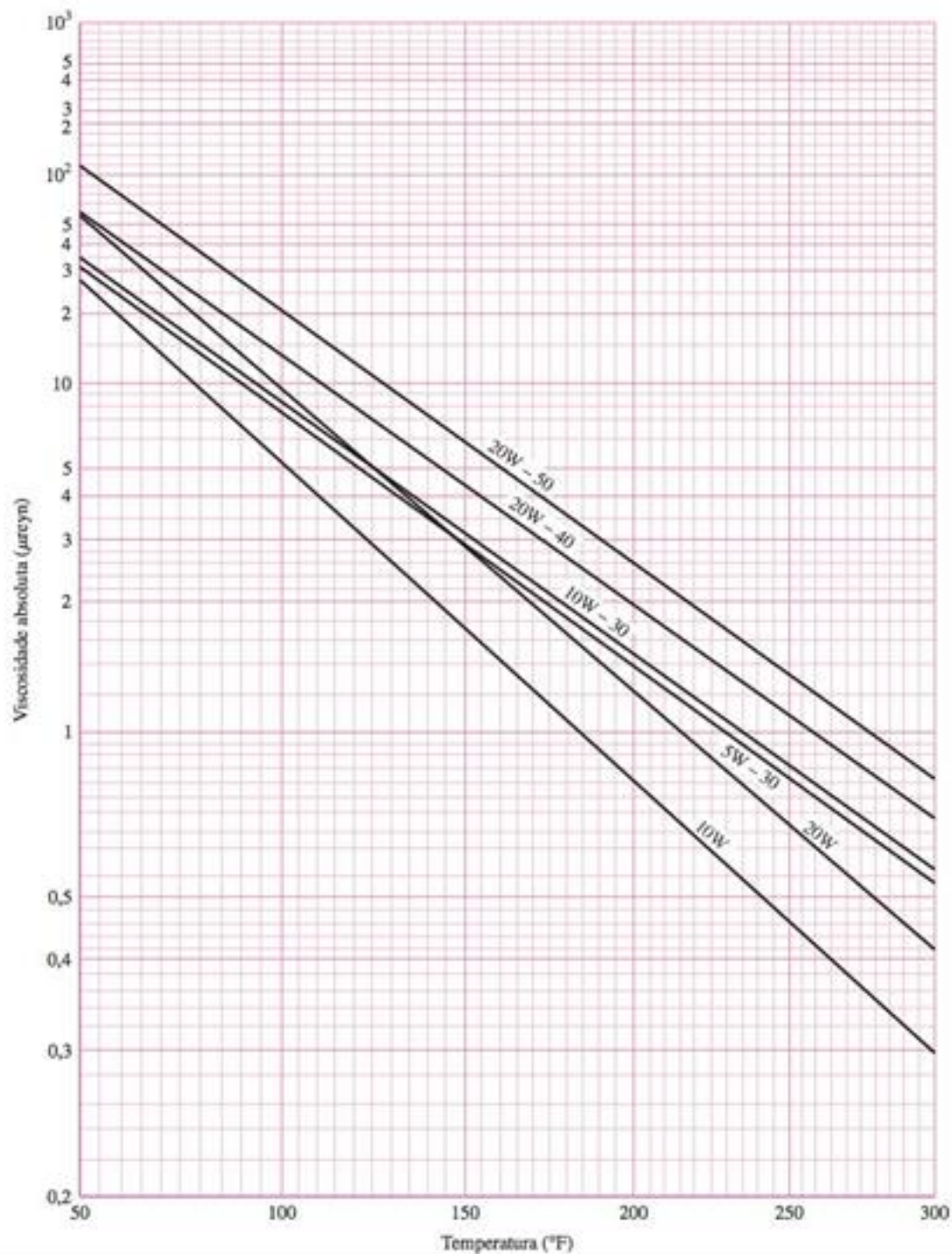
### Figura 12-13

Gráfico viscosidade-temperatura em unidades do SI. (Adaptado da Figura 12-12.)



### Figura 12-14

Gráfico para lubrificantes multiviscosos. Este gráfico derivou de viscosidades conhecidas em dois pontos: 100°F e 210°F, e acredita-se que os resultados estejam corretos para outras temperaturas.





## Tabela 12-1

Ajustes de curva\* para aproximar as funções Viscosidade versus Temperatura para graus SAE 10 a 60.

Fonte: A. S. Seireg e Dandage, "Empirical Design Procedure for the Thermodynamic Behavior of Journal Bearings", *J. Lubrication Technology*, v. 104, abril 1982, p. 135-148.

Grau do óleo, SAE	Viscosidade $\mu_0$ , reyn	Constante $b$ , °F
10	0,0158(10 <sup>-6</sup> )	1157,5
20	0,0136(10 <sup>-6</sup> )	1271,6
30	0,0141(10 <sup>-6</sup> )	1360,0
40	0,0121(10 <sup>-6</sup> )	1474,4
50	0,0170(10 <sup>-6</sup> )	1509,6
60	0,0187(10 <sup>-6</sup> )	1564,0

\*  $\mu = \mu_0 \exp [b/(T + 95)]$ ,  $T$  em °F.

Em unidades SI de MPa, use

$$\mu = 6,89(10^6) \mu_0 \exp[(b/(1,8C + 127))]$$

## Gráficos de Raimondi e Boyd

Variáveis:

- Espessura mínima de película (Figuras 12–16 e 12–17).
- Coeficiente de atrito (Figura 12–18).
- Fluxo de lubrificante (Figuras 12–19 e 12–20).
- Pressão na película (Figuras 12–21 e 12–22).

## Figura 12-15

Diagrama polar da distribuição de pressão na película mostrando a notação utilizada.  
(Raimondi e Boyd.)

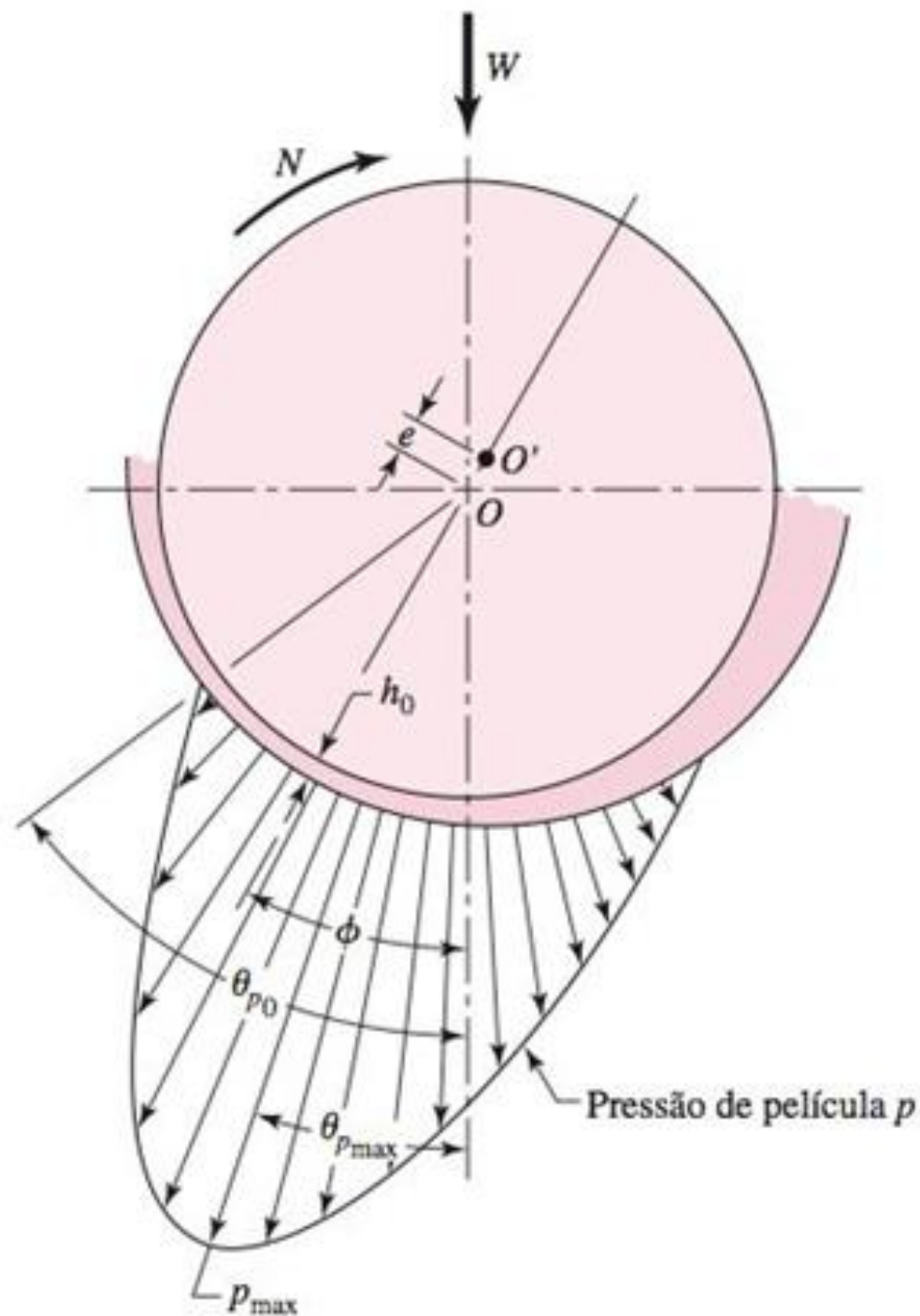


Figura 12-16: Espessura mínima de película e taxa de excentricidade. A extremidade esquerda da zona define o  $h_0$  ótimo para atrito mínimo; a extremidade direita é o ótimo  $h_0$  para a carga."

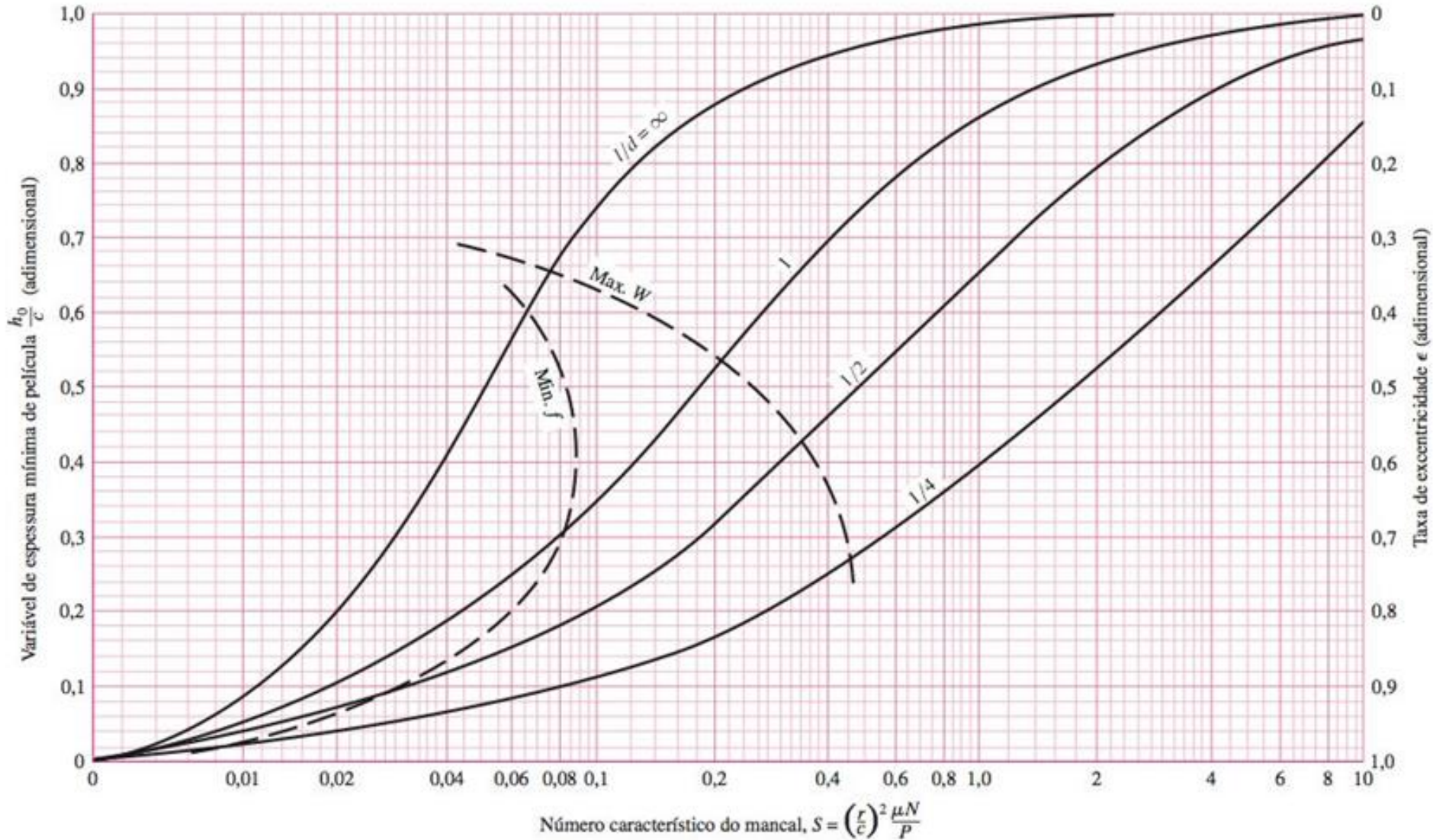


Figura 12-17: Posição da espessura mínima da película

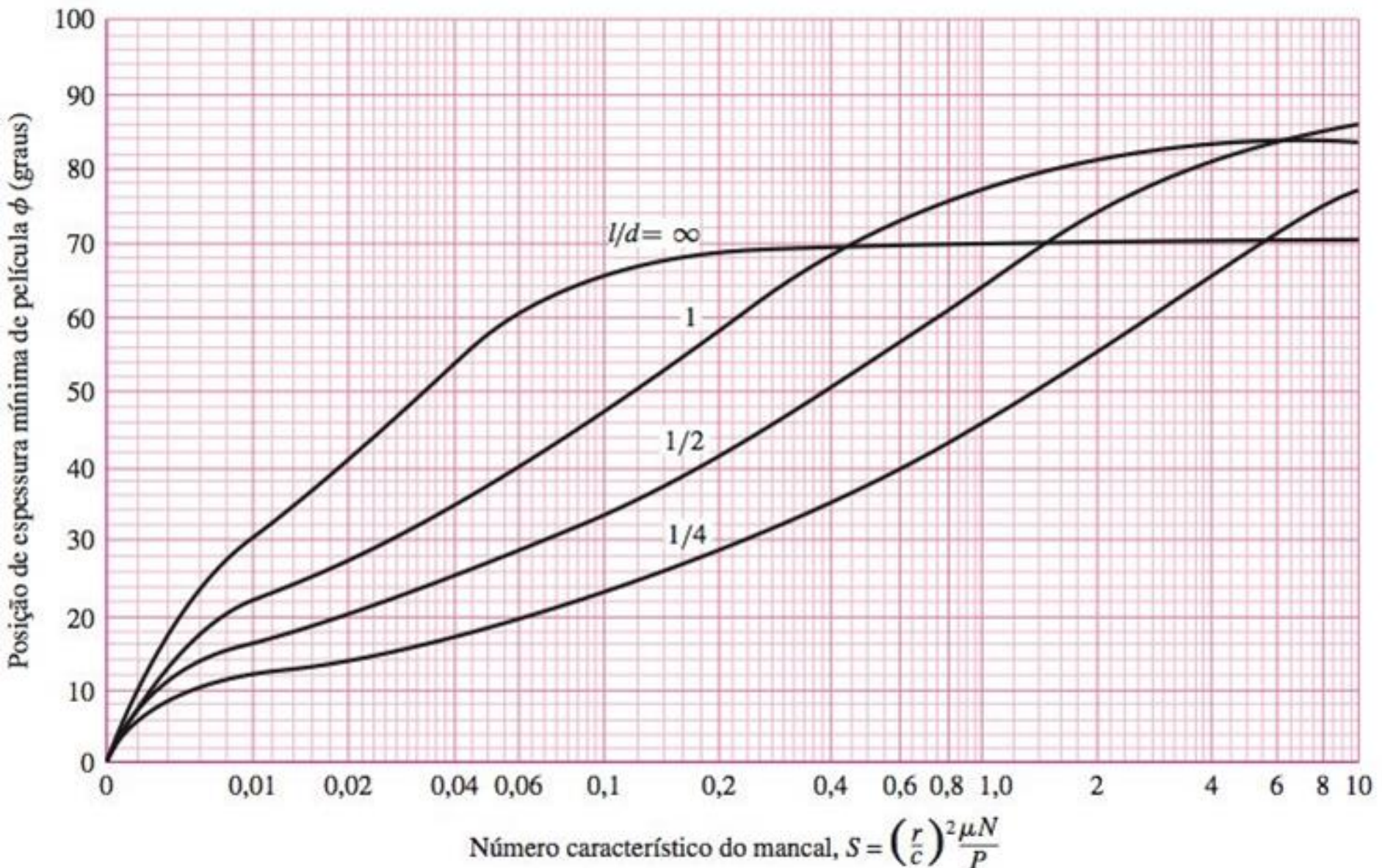
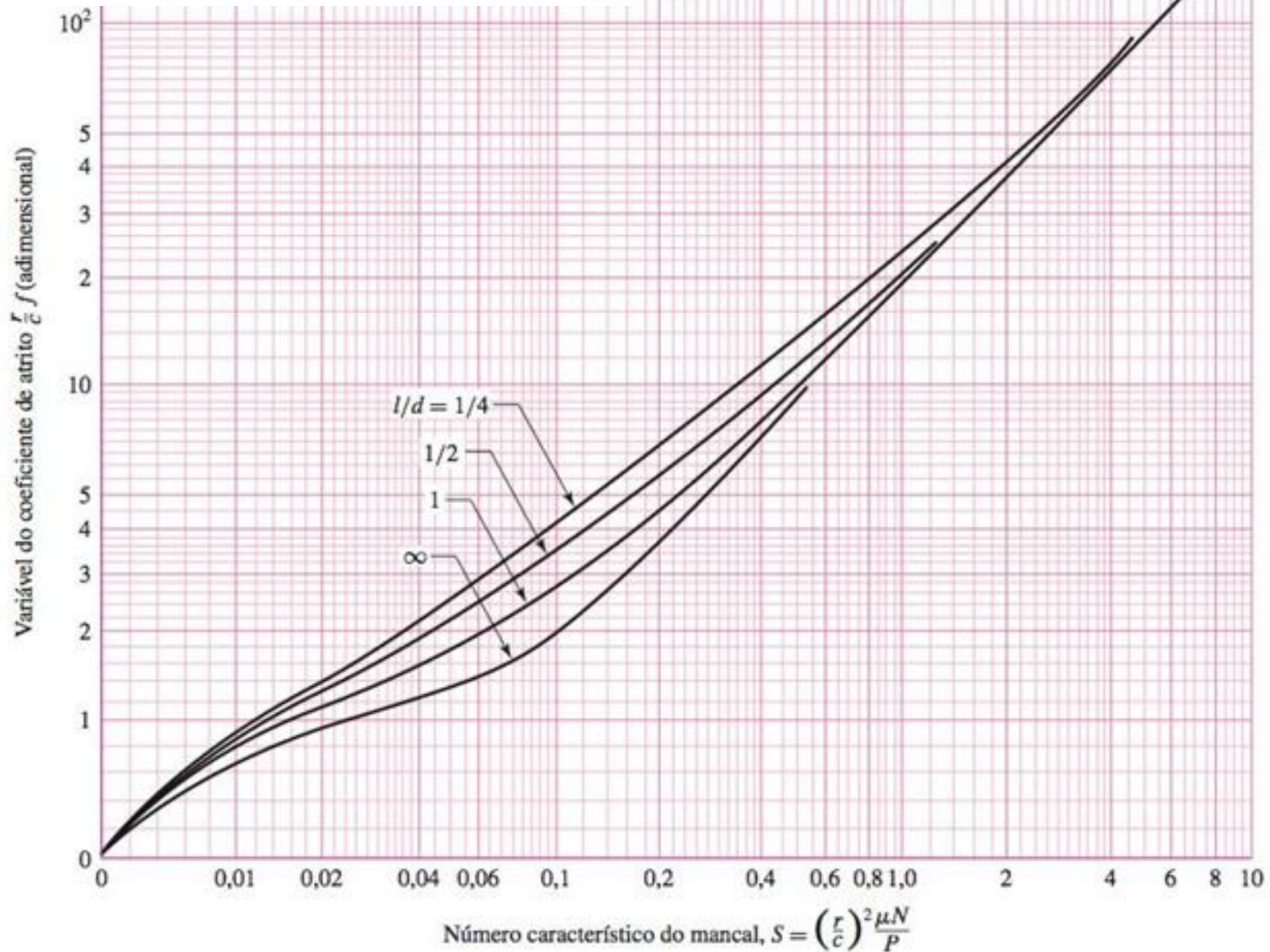
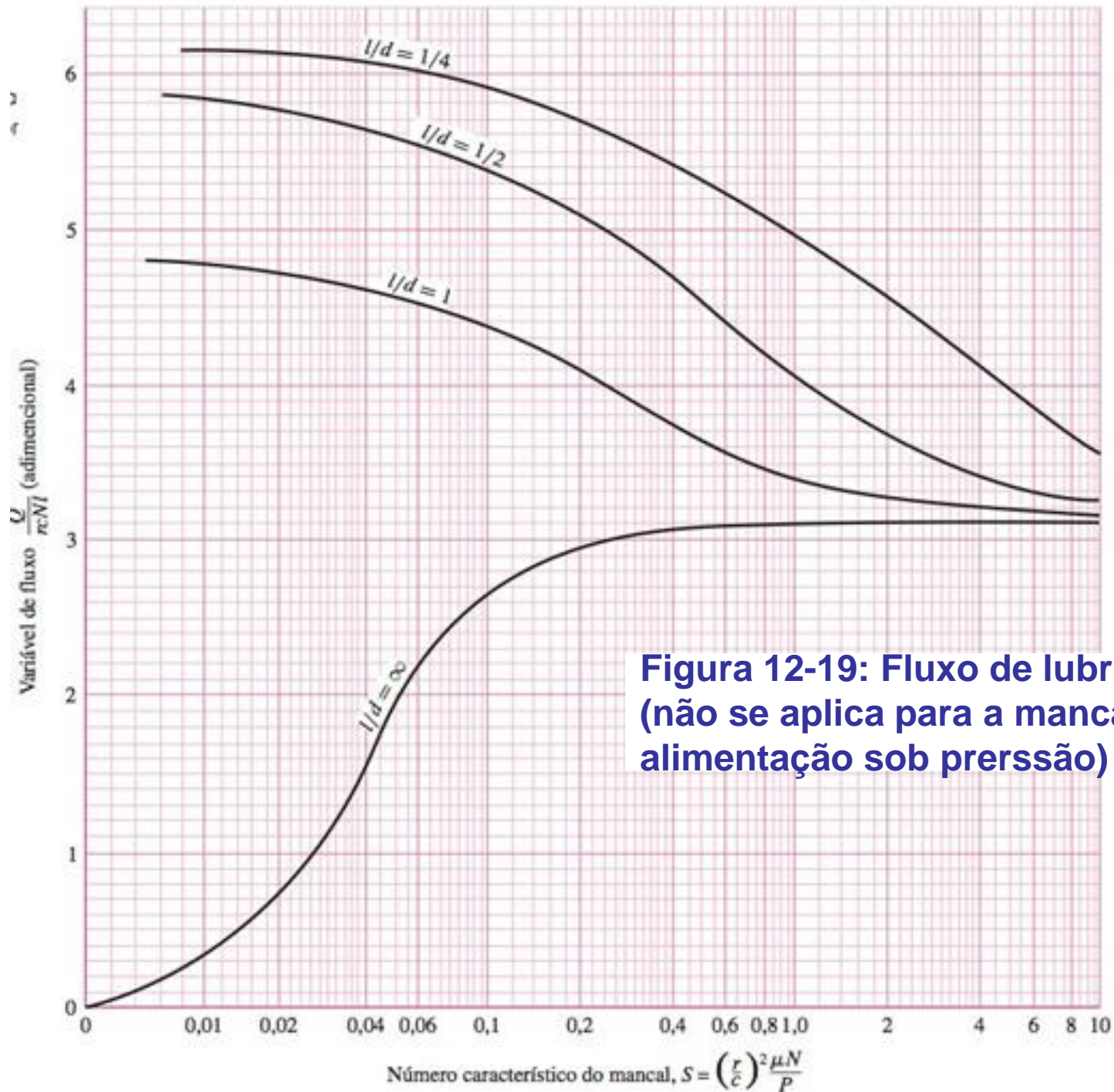


Figura 12-18: Coeficiente de atrito





**Figura 12-19: Fluxo de lubrificante (não se aplica para a mancais de alimentação sob prerssão)**

Figura 12-20: Razão do fluxo lateral para o fluxo total

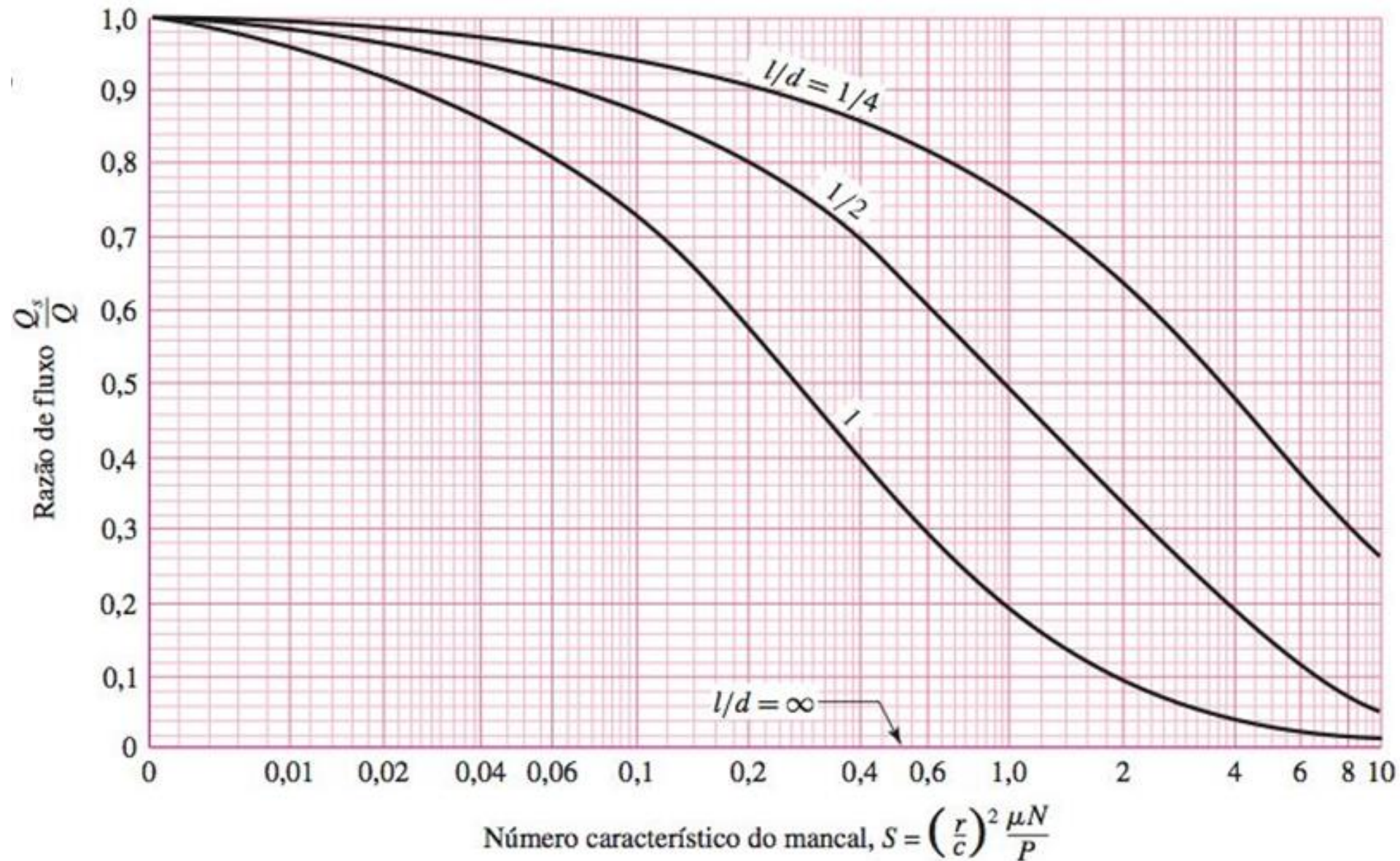




Figura 12-21: Pressão máxima da película  
(não se aplica para a mancais de alimentação sob prerssão)

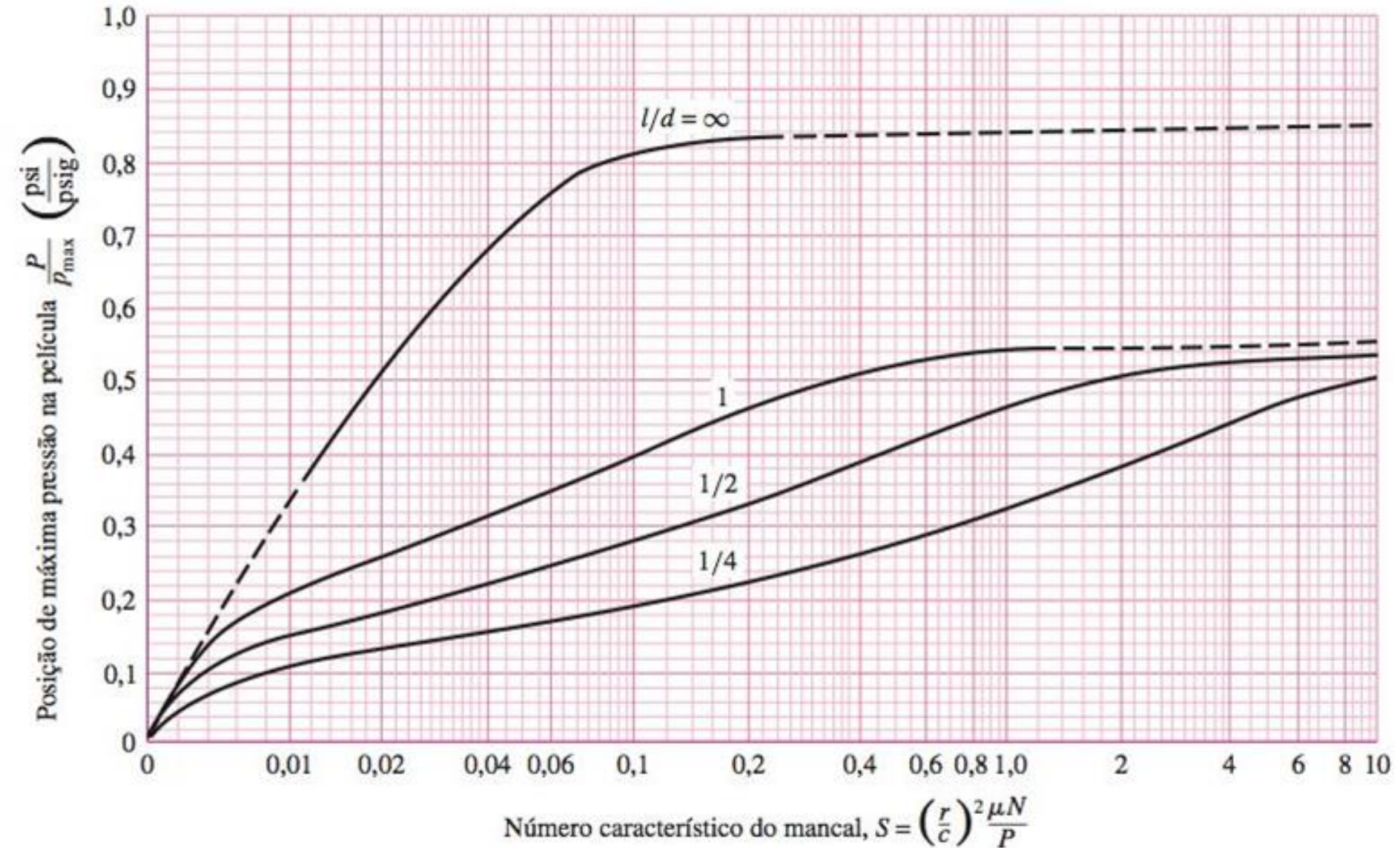
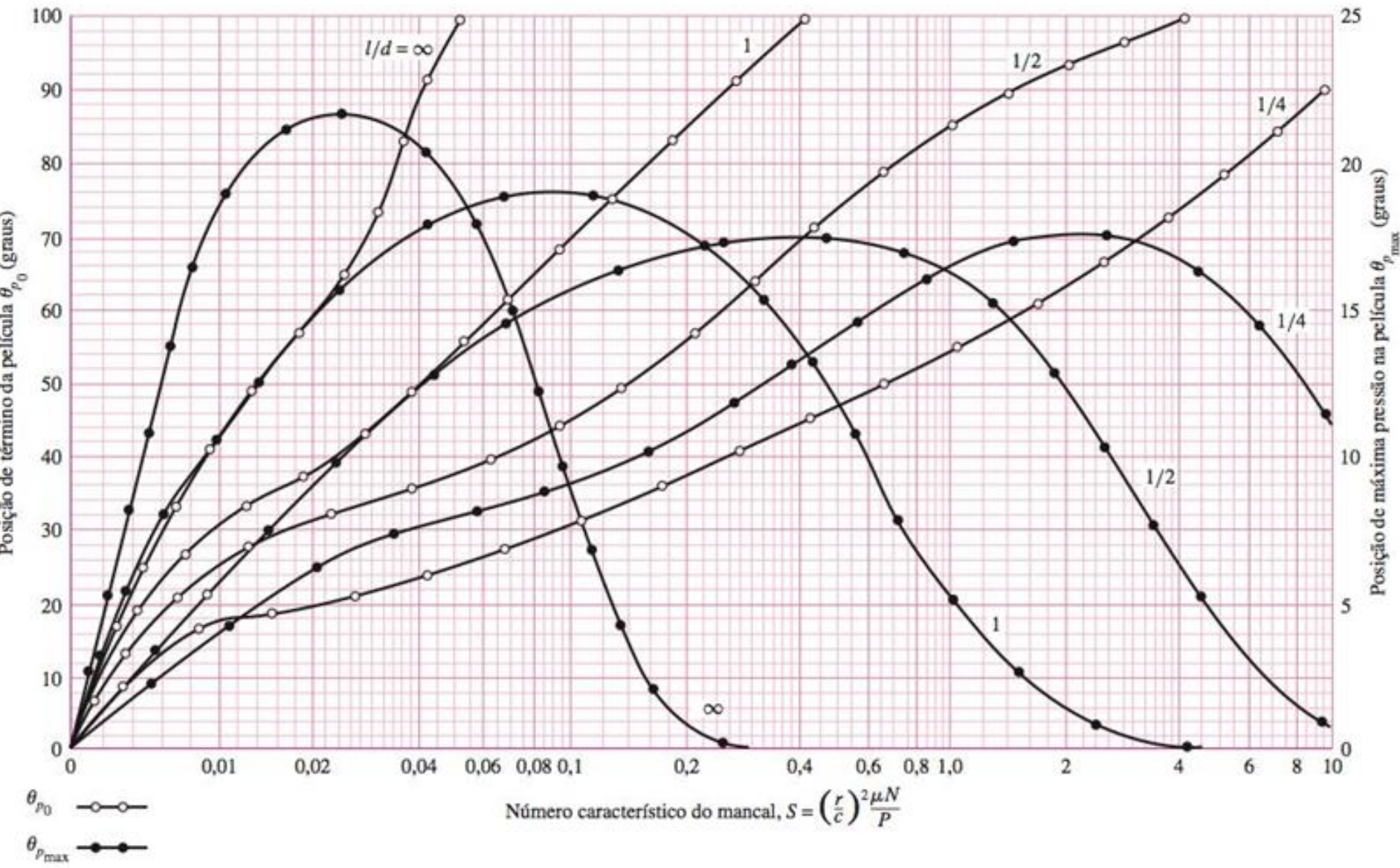


Figura 12-22: Posição de término da película lubrificante e a posição de máxima pressão na película.



# Interpolação

## Interpolação

De acordo com Raimondi e Boyd, a interpolação de dados do gráfico para outras razões pode ser feita por uso da equação

$$y = \frac{1}{(l/d)^3} \left[ -\frac{1}{8} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 2\frac{l}{d}\right) \left(1 - 4\frac{l}{d}\right) y_{\infty} + \frac{1}{3} \left(1 - 2\frac{l}{d}\right) \left(1 - 4\frac{l}{d}\right) y_1 \right. \\ \left. - \frac{1}{4} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 4\frac{l}{d}\right) y_{1/2} + \frac{1}{24} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 2\frac{l}{d}\right) y_{1/4} \right] \quad (12-16)$$

em que  $y$  é a variável desejada dentro do intervalo  $\infty > l/d > \frac{1}{4}$  e  $y_{\infty}$ ,  $y_1$ ,  $y_{1/2}$  e  $y_{1/4}$  são as variáveis correspondendo à razão  $l/d$  de  $\infty$ ,  $1$ ,  $\frac{1}{2}$  e  $\frac{1}{4}$ , respectivamente.

**EXEMPLO 12-1**

Determine  $h_0$  e  $e$  utilizando os seguintes parâmetros:  $\mu = 0,027\ 56$  Pa.s,  $N = 30$  rev/s,  $W = 2\ 210$  N (carga no mancal),  $r = 19$  mm,  $c = 0,038$  mm e  $l = 38$  mm.

**Solução**

A pressão nominal no mancal (em termos de área projetada do eixo) é

$$P = \frac{W}{2rl} = \frac{2210}{2(0,019)0,038} = 1,531 \text{ MPa}$$

O número de Sommerfeld é, da Equação (12-7), em que  $N = N_j = 30$  rev/s,

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\frac{\mu N}{P}\right) = \left(\frac{19}{0,038}\right)^2 \left[\frac{0,027\ 56(30)}{1,531(10^6)}\right] = 0,135$$

Também,  $l/d = 38/[2(19)] = 1$ . Entrando na Figura 12-16 com  $S = 0,135$  e  $l/d = 1$  dá  $h_0/c = 0,42$  e  $\epsilon = 0,58$ . A quantidade  $h_0/c$  é chamada de *variável de espessura mínima de película*. Visto que  $c = 0,038$  mm, a espessura mínima de película  $h_0$  é

$$h_0 = 0,42(0,038) = 0,016 \text{ mm}$$

Podemos encontrar a posição angular  $\phi$  de espessura mínima de película, por meio do gráfico da Fig. 12-17. Entrando com  $S = 0,135$  e  $l/d = 1$  resulta  $\phi = 53^\circ$ .

A taxa de excentricidade é  $\epsilon = e/c = 0,58$ . Isso significa que a excentricidade  $e$  é

$$e = 0,58(0,038) = 0,022 \text{ mm}$$

## EXEMPLO 12-2

Usando os parâmetros do Exemplo 12-1, determine o coeficiente de atrito, o torque para vencer o atrito e a perda de potência por atrito.

### Solução

Entramos na Figura 12-18 com  $S = 0,135$  e  $l/d = 1$  e encontramos  $(r/c)f = 3,50$ . O coeficiente de atrito  $f$  é

$$f = 3,50 c/r = 3,50(0,038/19) = 0,0070 \text{ mm}$$

O torque de atrito no eixo é

$$T = fWr = 0,007(2210)0,019 = 0,029 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A perda de potência é

$$(hp)_{\text{loss}} = TN(2\pi) = 0,029(30)2\pi = 54,7 \text{ W}$$

### EXEMPLO 12-3

Seguindo com os parâmetros do Exemplo 12-1, determine a taxa de fluxo volumétrico total  $Q$  e a taxa de fluxo lateral  $Q_s$ .

#### Solução

Para estimar o fluxo de lubrificante, coloque na Figura 12-19  $S = 0,135$  e  $l/d = 1$ , para obter  $Q/(rcNl) = 4,28$ . A taxa total de fluxo volumétrico é

$$Q = 4,8rcNl = 4,28(19)0,038(30)38 = 3\,523 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Com base na Figura 12-20, encontramos a razão de fluxo  $Q_s/Q = 0,655$ , e  $Q_s$  é

$$Q_s = 0,655 Q = 0,655(3\,523) = 2\,308 \text{ mm}^3/\text{s}$$

### EXEMPLO 12-4

Usando os parâmetros dados no Exemplo 12-1, determine a pressão máxima na película e as localizações das pressões máxima e de término.

#### Solução

Entrando na Figura 12-21 com  $S = 0,135$  e  $l/d = 1$ , encontramos  $P/p_{\max} = 0,42$ . A pressão máxima  $p_{\max}$  é portanto

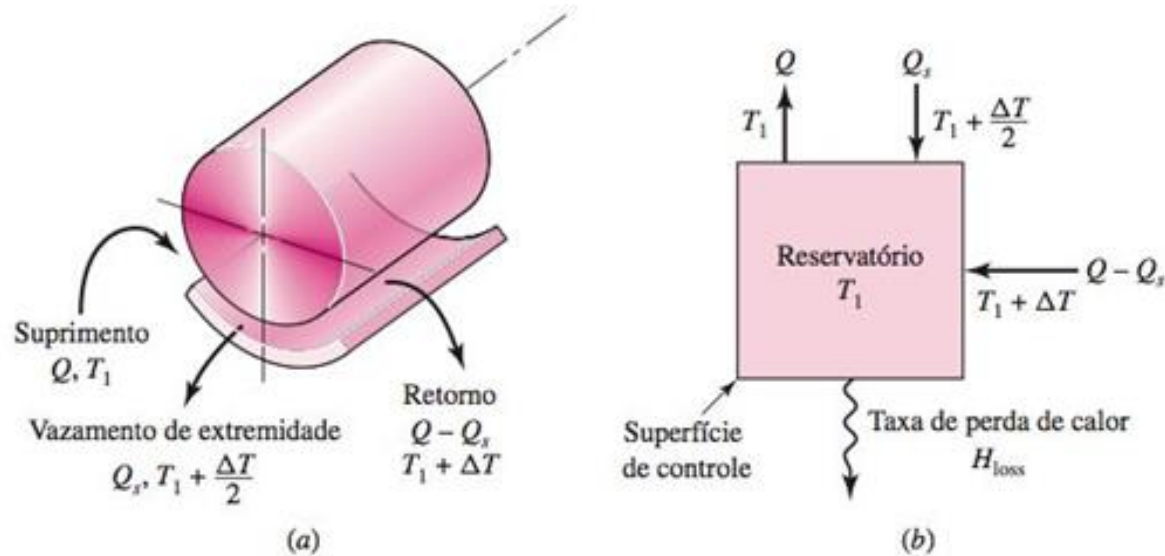
$$p_{\max} = \frac{P}{0,42} = \frac{1,531}{0,42} = 3,645 \text{ MPa}$$

Com  $S = 0,135$  e  $l/d$ , da Figura 12-22,  $\theta_{p_{\max}} = 18,5^\circ$  e a posição de término  $\theta_{p_0}$  é  $75^\circ$ .

# Aumento da temperatura do lubrificante

**Figura 12-23**

Esquema de um mancal de deslizamento com uma câmara (cárter) externa com resfriamento; o lubrificante realiza uma passagem antes de retornar à câmara:



Seja

$Q$  = razão volumétrica de fluxo de óleo para dentro do mancal,  $m^3/s$

$Q_s$  = razão volumétrica de vazamento por fluxo lateral para fora do mancal para o reservatório,  $m^3/s$

$Q - Q_s$  = descarga volumétrica de fluxo de óleo do anel para o reservatório,  $m^3/s$

$T_1$  = temperatura de entrada de óleo (igual à temperatura do reservatório  $T_s$ ),  $^{\circ}C$

$\Delta T$  = aumento de temperatura no óleo entre a entrada e saída,  $^{\circ}C$

$\rho$  = densidade do lubrificante,  $kg/m^3$

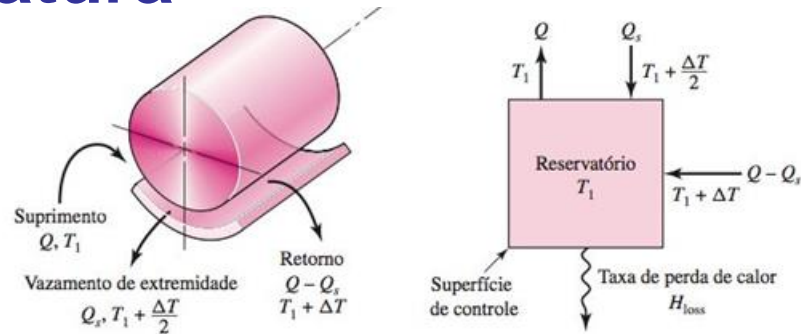
$C_p$  = capacidade de calor específico do lubrificante,  $kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$

$J$  = equivalente de calor de Joule,  $N \cdot m/J$

$H$  = razão de calor,  $J/s$  ou  $W$



# Aumento da temperatura do lubrificante



Empregando o reservatório (câmara) como uma região de controle, podemos escrever o balanço de entalpia. Utilizarmos  $T_1$  como a temperatura de referência nos dá

$$H_{\text{loss}} = \rho C_p Q_s \Delta T / 2 + \rho C_p (Q - Q_s) \Delta T = \rho C_p Q \Delta T \left( 1 - \frac{1}{2} \frac{Q_s}{Q} \right) \quad (a)$$

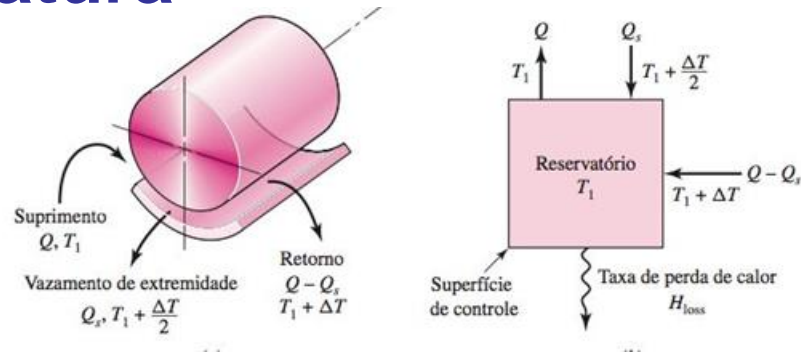
A perda de energia térmica em regime permanente  $H_{\text{perda}}$  iguala a razão com que o eixo faz trabalho sobre a película,  $H_{\text{loss}} = \mathcal{W} = 2\pi TN/J$ . O torque  $T = fWr$ , a carga em termos de pressão é  $W = 2Prl$ , e multiplicando numerador e denominador pela folga  $c$  tem-se

$$H_{\text{loss}} = \frac{4\pi PrlNc}{J} \frac{rf}{c} \quad (b)$$

Igualando as Equações (a) e (b) e rearranjando, resulta em

$$\frac{J\rho C_p \Delta T}{4\pi P} = \frac{rf/c}{(1 - 0,5Q_s/Q) [Q/(rcNl)]} \quad (c)$$

# Aumento da temperatura do lubrificante



Para lubrificantes de petróleo comuns  $\rho = 862 \text{ kg/m}^3$ ,  $C_p = 1,758 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ , e  $J = 995 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{N}/\text{J}$ ; portanto, o termo do lado esquerdo da Equação (c) é

$$\frac{J\rho C_p \Delta T}{4\pi P} = \frac{(995)10^{-6}(862)1,758\Delta T_C}{4\pi P_{\text{MPa}}} = 0,12 \Delta T_C / P_{\text{MPa}}$$

assim

$$\frac{0,12\Delta T_C}{P_{\text{MPa}}} = \frac{rf/c}{(1 - \frac{1}{2} Q_s/Q) [Q/(rcN_jl)]} \quad (12-15)$$

Ver gráfico a seguir

$\frac{0,120 \Delta T_C}{P_{MPa}}$

Variável adimensional de aumento de temperatura

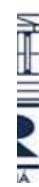
$l/d$	$0,120 \Delta T_C / P_{MPa}$
1	$0,349\ 109 + 6,009\ 40S + 0,047\ 467S^2$
1/2	$0,394\ 552 + 6,392\ 527S - 0,036\ 013S^2$
1/4	$0,933\ 828 + 6,437\ 512S - 0,011\ 048S^2$

$\frac{l}{d} = \frac{1}{4}$

$\frac{l}{d} = \frac{1}{2}$

$\frac{l}{d} = 1$

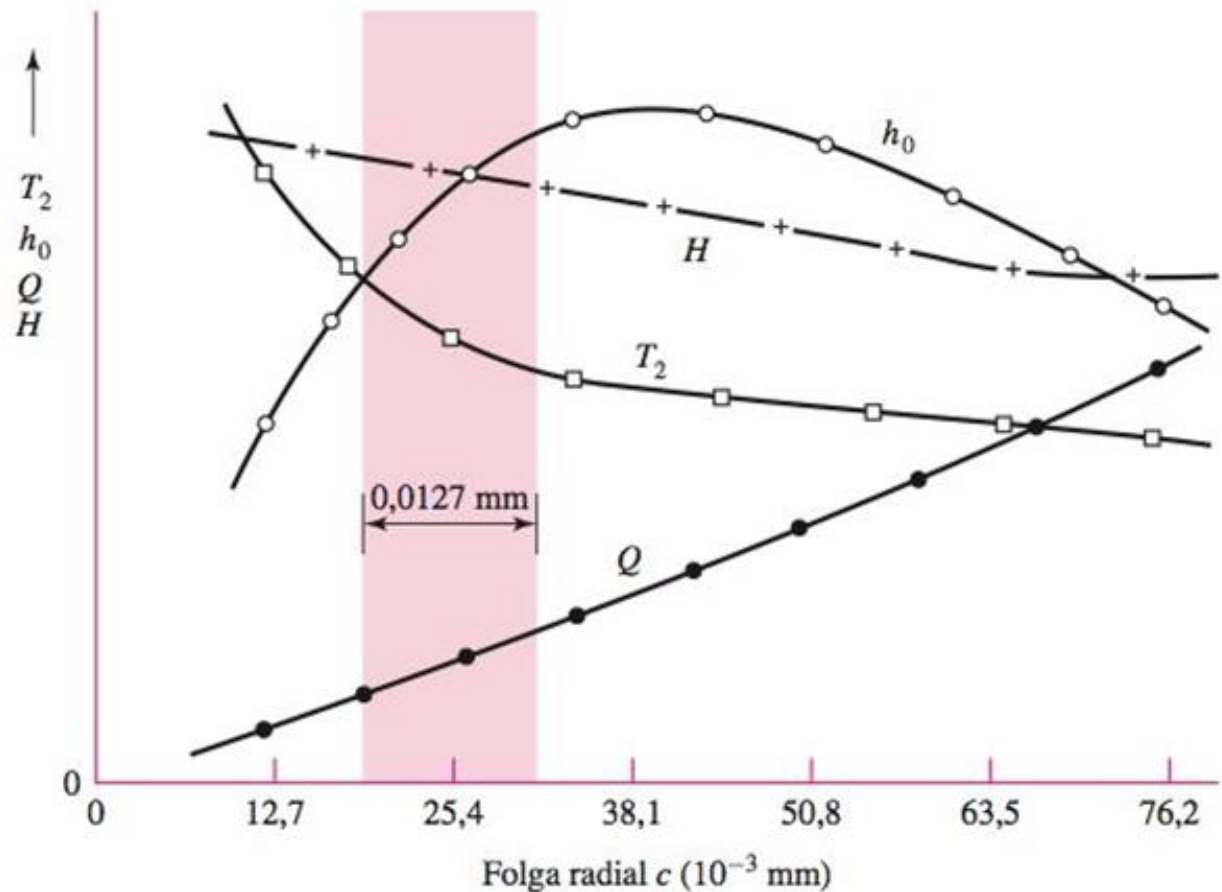
0,01 2 3 4 5 6 7 8 0,1 2 3 4 5 6 7 8 1,0 Número de Sommerfeld



# Desempenho de um mancal com a variação da folga radial.

**Figura 12-25**

Gráfico de algumas características de desempenho do mancal dos Exemplos 12-1 a 12-4 para folgas radiais de 0,0127 a 0,0762 mm. A temperatura de saída no mancal é designada por  $T_2$ . Mancais novos devem ser projetados para incluírem-se na zona sombreada, uma vez que o desgaste irá mover o ponto de operação para a direita.



# Exercícios

- 12-1** Um mancal de deslizamento completo possui um diâmetro de eixo de 25 mm, com uma tolerância unilateral de  $-0,0375$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 25,0375 mm e uma tolerância unilateral de 0,075 mm. A razão  $l/d$  é unitária. A carga é de 1110 N e o munhão roda a 1100 rev/min. Se a viscosidade média é de 0,055 12 Pa.s, encontre a espessura mínima de película, a perda de potência e o fluxo lateral para a montagem de folga mínima.
- 12-2** Um mancal completo de deslizamento possui um eixo de 31,25 mm de diâmetro, com uma tolerância unilateral de  $-0,025$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 31,3 mm e uma tolerância unilateral de 0,075 mm. O comprimento do mancal é de 62,5 mm. A carga no eixo é de 1723 N e este gira a uma velocidade de 1150 rev/min. Utilizando uma viscosidade média de 0,0689 Pa.s, encontre a espessura mínima de película, a pressão máxima de película e a razão total de fluxo de óleo para a montagem de mínima folga.
- 12-3** Um mancal de deslizamento possui um diâmetro de eixo de 75 mm, com uma tolerância unilateral de  $-0,025$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 75,125 mm e uma tolerância unilateral de 0,1 mm. O comprimento da bucha é de 37,5 mm. A velocidade do eixo é de 10 rev/s e a carga é de 3450 N. Para lubrificantes SAE 10 e SAE 40, encontre a espessura mínima de película e a pressão máxima na película para a temperatura de operação de  $65^{\circ}\text{C}$  para uma montagem de folga mínima.
- 12-4** Um mancal de deslizamento possui um diâmetro de eixo de 75 mm, com uma tolerância unilateral de  $-0,075$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 75,15 mm e uma tolerância unilateral de 0,1 mm. O comprimento da bucha é de 75 mm e suporta uma carga de 2585 N. A velocidade do munhão é de 750 rev/min. Encontre a espessura mínima de película de óleo e a pressão máxima na película para ambos lubrificantes, SAE 10 e SAE 20W-40, e a montagem mais justa possível, se a temperatura operacional de película for de  $60^{\circ}\text{C}$ .



# Exercícios

- 12-5** Um mancal de deslizamento completo possui um eixo de 50 mm de diâmetro e uma tolerância unilateral de  $-0,03$  mm. A bucha possui um orifício cujo diâmetro é de 50,06 mm e uma tolerância unilateral de 0,05 mm. A bucha possui um comprimento de 25 mm e suporta uma carga de 2590 N a uma velocidade de 800 rev/min. Encontre a espessura mínima de película, a perda de potência e o fluxo total de lubrificante se a temperatura média da película é de  $54^{\circ}\text{C}$  e o lubrificante SAE 20 é utilizado. Deve ser analisada a montagem mais apertada.
- 12-6** Um mancal de deslizamento completo possui um diâmetro de eixo de 25 mm, com uma tolerância unilateral de  $-0,01$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 25,04 mm com uma tolerância unilateral de 0,03 mm. A razão  $l/d$  é unitária. A carga na bucha é de 1,25 kN e o munhão roda a 1200 rev/min. Analise a montagem de folga mínima se a viscosidade média é de 50 mPa.s, para encontrar a espessura mínima da película de óleo, a perda de potência e a porcentagem de fluxo lateral.
- 12-7** Um mancal de deslizamento completo possui um eixo de 30,00 mm de diâmetro e uma tolerância unilateral de  $-0,015$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 30,05 mm com uma tolerância unilateral de 0,035 mm. O comprimento do orifício de bucha é de 50 mm. A carga de mancal é de 2,75 kN, e o munhão roda a 1120 rev/min. Analise a montagem de folga mínima e encontre a espessura mínima de película de óleo, o coeficiente de atrito e o fluxo total de óleo se a viscosidade média é de 60 mPa.s.
- 12-8** Um mancal de deslizamento possui um diâmetro de eixo de 75,00 mm com uma tolerância unilateral de  $-0,02$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 75,10 mm com uma tolerância unilateral de 0,06 mm. O comprimento da bucha é de 36 mm e suporta uma carga de 2 kN. A velocidade do eixo é de 720 rev/min. Para a montagem de folga mínima encontre a espessura mínima de película, a taxa de perda de calor e a pressão máxima no lubrificante, para lubrificantes SAE 20 e SAE 40, operando a uma temperatura média de película de  $60^{\circ}\text{C}$ .

# Exercícios

**12-9** Um mancal de deslizamento completo possui um comprimento de 25 mm. O eixo possui um diâmetro de 50 mm com uma tolerância unilateral de  $-0,01$  mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 50,05 mm com uma tolerância unilateral de 0,01 mm. A carga é de 2000 N, e a velocidade do eixo é de 840 rev/min. Para uma montagem de folga mínima, encontre a espessura mínima de película de óleo, a perda de potência e o fluxo lateral se a temperatura de operação for de  $55^{\circ}\text{C}$  e for utilizado óleo lubrificante SAE 30.

**12-10** Um mancal de manga de  $32 \times 32$  mm suporta uma carga de 3 160 N e possui uma velocidade de eixo de 60 rev/s. Um óleo SAE 10, com uma temperatura média de  $71^{\circ}\text{C}$ , é usado. Usando a Figura 12-16, estime a folga radial para um coeficiente de atrito mínimo  $f$  e máxima capacidade de carga  $W$ . A diferença entre as duas folgas é conhecida como intervalo de folgas. É possível obter esse intervalo em fabricação?

**12-1**  $c_{\min} = 0,018\ 75$  mm,  $r = 12,5$  mm,  $r/c = 667$ ,  
 $N_j = 18,3$  r/s,  $S = 0,253$ ,  $h_0/c = 0,58$ ,  $r_f/c =$   
 $5,6$ ,  $Q/(rcNl) = 3,8$ ,  $Q_s/Q = 0,5$ ,  $h_0 = 0,010$   
 $875$  mm,  $H = 13,4$  W,  $Q = 408$  mm<sup>3</sup>/s,  $Q_s =$   
 $204$  mm<sup>3</sup>/s

**12-3** SAE 10:  $h_0 = 0,006\ 875$ ,  $p_{\max} = 5,84$  MPa,  
 $c_{\min} = 0,0625$  mm

**12-7**  $h_0 = 0,0165$  mm,  $f = 0,007\ 65$ ,  
 $Q = 1263$  mm<sup>3</sup>/s

**12-9**  $h_0 = 0,010$  mm,  $H = 34,3$  W,  
 $Q = 1072$  mm<sup>3</sup>/s,  $Q_s = 793$  mm<sup>3</sup>/s

# BIBLIOGRAFIA DE REFERÊNCIA

- **JUVINALL, Robert – Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas, LTC;**
- **HAMROCK, Bernard J. – Elementos de Máquinas – McGraw-Hill;**
- **SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS – Projeto de Engenharia Mecânica, editora Bookman;**
- **NIEMANN – Elementos de Máquinas – LTC.**