

# SEM 0327– Elementos de Máquinas II

**Aulas 9 e 10 – Mancais de deslizamento com  
lubrificação HD**  
*(Full-Film Hydrodynamic bearings)*

**Profa. Zilda de C. Silveira**

São Carlos, junho de 2021

# 1. Mancais: função de projeto

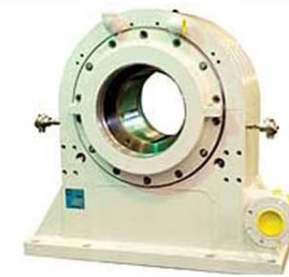
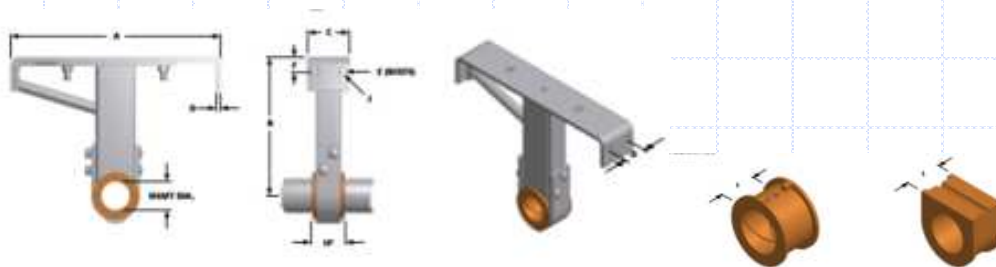
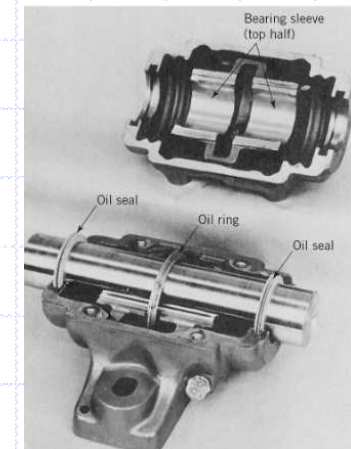
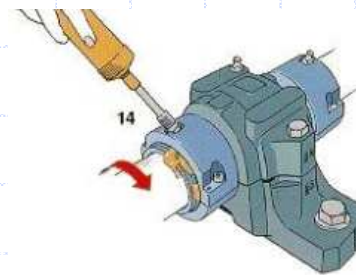
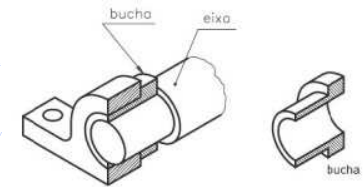
✓ Reduzir atrito, remover calor, minimizar perda de potência)

➤ Relação entre suas superfícies de contato (forma e configuração)

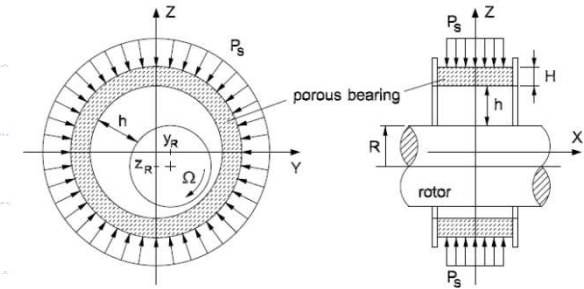
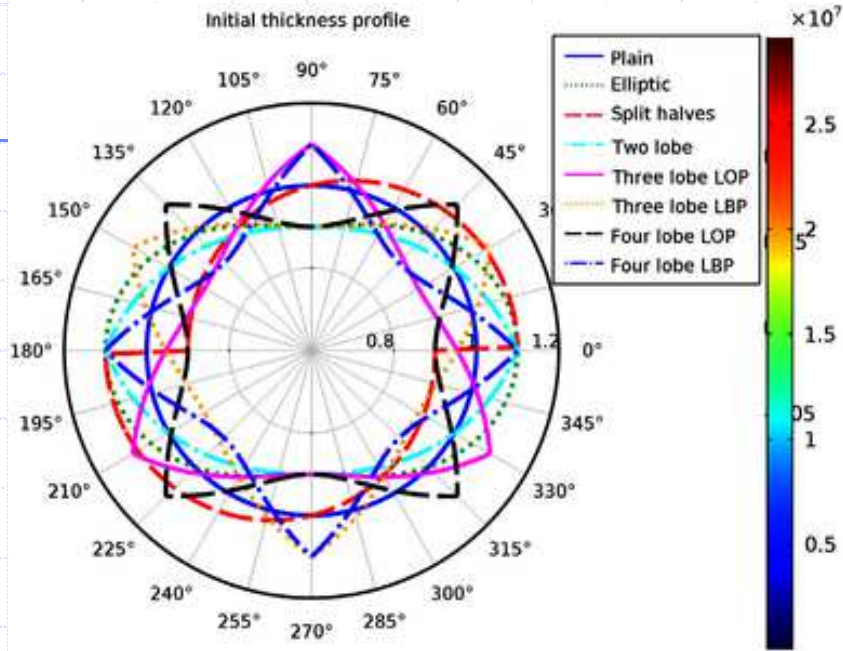
❖ Mancais radiais (*journal*) ou axiais.

## Variações de mancais de deslizamento\*

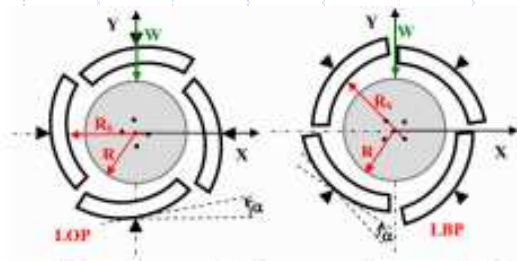
- Mancal de deslizamento (sem lubrificação)
- Mancal de deslizamento com lubrificação limite;
- Mancal hidrodinâmico/aerodinâmico
- Mancal hidrostático/aerostático



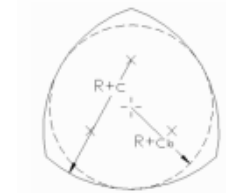
# A. Variação do jornal sobre dinâmica de rotores



Fonte: Evaluate the Performance of Different Hydrodynamic Bearings ([comsol.com](http://comsol.com))



As condições de operação de um mancal segmentado. Fonte: DANIEL, 2012, p.30.



Desenho esquemático de um mancal trilobulado. Fonte: MACHADO, 2006, p.18.

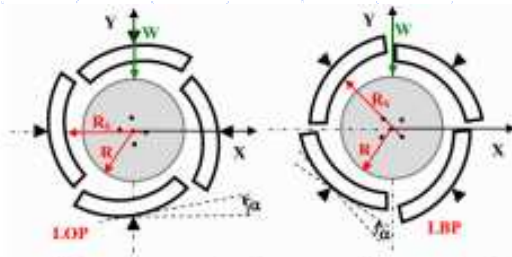
# 1.1 Exemplos de mancais de deslizamento



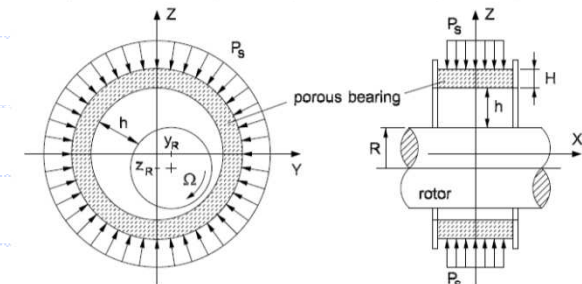
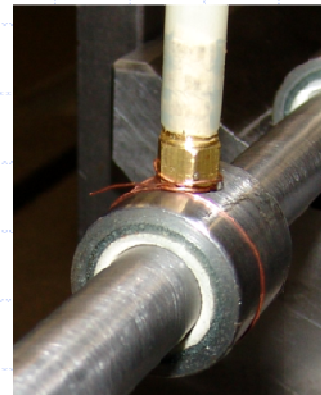
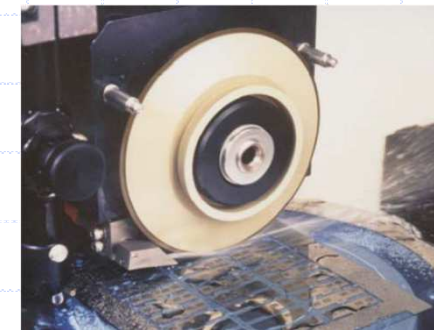
Fonte: Tapia (2002); Silveira (2003).



Tipos de sulcos para buchas de mancais de deslizamento (Bunting Bearings Corp. Holland, OH *apud* Mott 2013)



As condições de operação de um mancal segmentado. Fonte: DANIEL, 2012, p.30.



Fonte: [Tilting Pad Bearings for Fluid Film Thrust Bearing Applications \(kingsbury.com\)](http://Tilting Pad Bearings for Fluid Film Thrust Bearing Applications (kingsbury.com))



## 1.2 Materiais mancais hidrodinâmicos (HD\*)

### ✓ Propriedades/características

- Usinabilidade (acabamento superficial e tolerâncias geométricas);
- Resistência mecânica;
- Resistência a gradientes de temperatura
- Resistência a corrosão (absorver partículas abrasivas);
- Lubricidade\*.

### ✓ Exemplos de materiais

- **Babbitts** (ligas de chumbo e estanho, com adição de pós de outros materiais – absorção de partículas e bom acabamento superficial) – 150 a 200 HB e  $Ra = 0,25$  a  $0,30 \mu m$ )
- **Bronzes** (mancal) e eixo de aço (boa lubricidade, altas carga e temperaturas);
- **Fofo cinzento e aço**;
- **Materiais sinterizados**
- **Materiais não metálicos** (Acetal®, Teflon®, Poliamida, **PEEK**) – baixa condução de calor e resistência mecânica,.. Aditivos inorgânicos (talco ou fibra de vidro) aumentam rigidez. Grafite em pó aumentam lubricidade, resistência mecânica e térmica.

# 1.2 Materiais mancais hidrodinâmicos (HD\*)

**Tabela 11-3 Materiais recomendados para mancais para deslizamento contra aço ou ferro fundido**

Material do mancal	Dureza kg/mm <sup>2</sup>	Dureza mínima do eixo kg/mm <sup>2</sup>	Razão de dureza
Liga <i>babbitt</i> baseada em chumbo	15-20	150	8
Liga <i>babbitt</i> baseada em estanho	20-30	150	6
Chumbo álcali endurecido	22-26	200-250	9
Chumbo-cobre	20-36	300	14
Prata	25-50	300	8
Base cádmio	30-40	200-250	6
Liga de alumínio	45-50	300	6
Liga de bronze	40-80	300	5
Bronze-estanho	60-80	300-400	5

Fonte: Wilcock and Booser, *Bearing Design and Application*, McGraw-Hill, 1957.

Fonte: Norton (2014)



Overheating, Oil Additives Plated Out

Fonte: [Hydrodynamic Tilting Pad Bearing Theory, Operation, & Troubleshooting \(kingsbury.com\)](http://Hydrodynamic Tilting Pad Bearing Theory, Operation, & Troubleshooting (kingsbury.com))

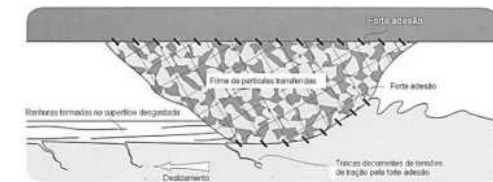
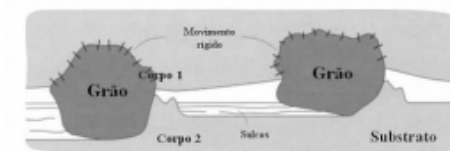
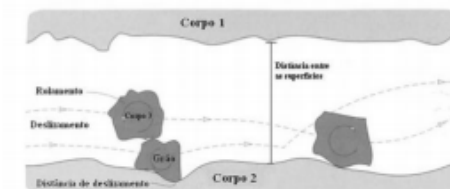


Imagem ilustrando a formação de ranhuras sobre superfícies desgastadas por filmes de partículas transferidas. Fonte: Adaptado de (GWIDON et al. 2005), citado por (MIELCZARSKI, 2015).

## Desgaste adesivo



Modo de desgaste abrasivo a dois corpos



Modo de desgaste abrasivo a três corpos

## Desgaste abrasivo

## 1.3 Viscosidade

- A **Viscosidade** ( $\eta$ ) é uma medida da resistência de um fluido ao cisalhamento.
  - ✓ Varia **inversamente com a temperatura** e **diretamente com a pressão**, de uma maneira não-linear. Pode ser expressa como viscosidade absoluta  $\eta$ , ou viscosidade cinemática  $\nu$ , as quais estão relacionadas pela densidade de massa do fluido:

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (1)$$

Sendo  $\rho$ : a densidade de massa do fluido.

As unidades da viscosidade absoluta ( $\eta$ ) são **lb.s/in<sup>2</sup>** (reyn) no sistema inglês e **Pa.s** no sistema SI.

As unidades SI da viscosidade cinemática ( $\nu$ ) são **cm<sup>2</sup>/s** (Stoke), e as unidades inglesas são **in<sup>2</sup>/s**.

- **Obtenção da viscosidade cinemática:**
  - Sistema capilar (mede taxa de fluxo do fluido em faixa de temperatura de 40 a 100°C);
  - Sistema rotacional (mede torque e a velocidade de rotação de um eixo vertical ou cone girando dentro de um mancal –concêntrico - preenchido com o fluido em temperatura de teste.

# 1.3 Viscosidade

- Obtenção da viscosidade absoluta (para estimativa de campos de pressões e fluxos na folga do mancal).
- Obtida a partir da viscosidade cinemática e densidade do fluido à temperatura de teste, pela equação (1).

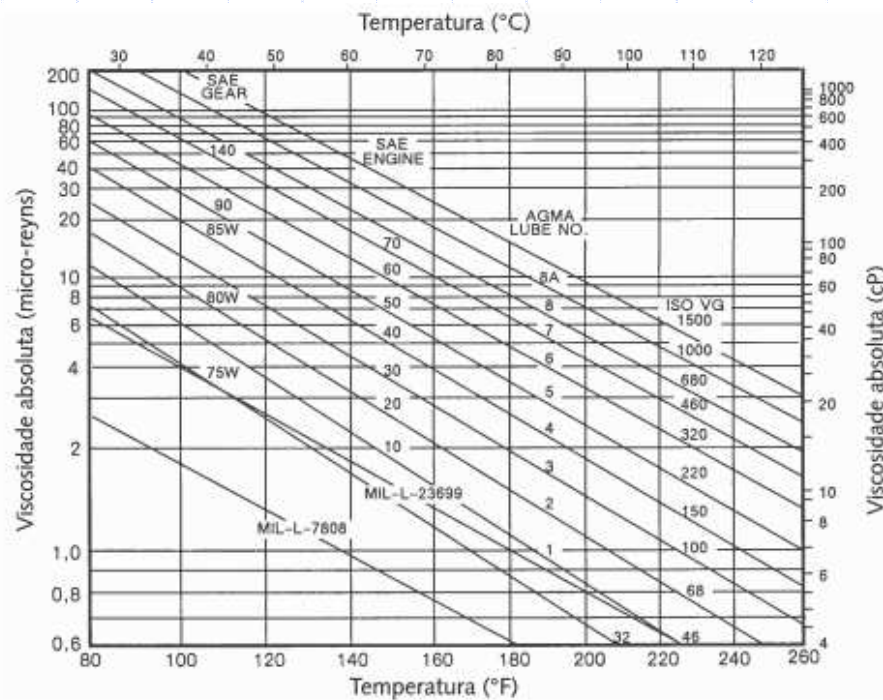
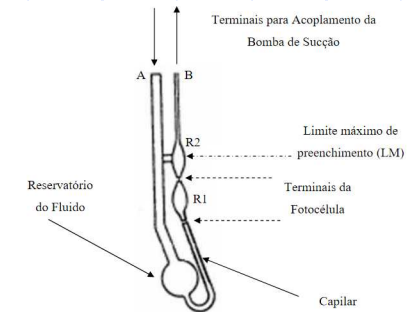


FIGURA 11-1

Viscosidade absoluta contra a temperatura de óleos lubrificantes do petróleo em escalas de viscosidade ISO. (Fonte: Extraído da Norma AGMA 2001-B88, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, com a autorização do editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314.)



Esquema do Viscosímetro Capilar. Fonte: UFU



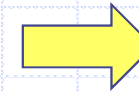
Esquema do Viscosímetro Rotacional. Fonte: <https://www.braseq.com.br/viscosimetro-rotacional-brookfield>



# 1.3 Viscosidade – Coeficiente de atrito x parâmetro do mancal

- ✓ A curva de Stribeck apresenta os diferentes regimes de lubrificação, em função do parâmetro de **deslizamento** e o **coeficiente de atrito** ( $f$ ) das superfícies de **deslizamento em contato**.

Parâmetro de deslizamento



$$\frac{\mu N}{p}$$

$\mu$ : viscosidade do lubrificante (absoluta)

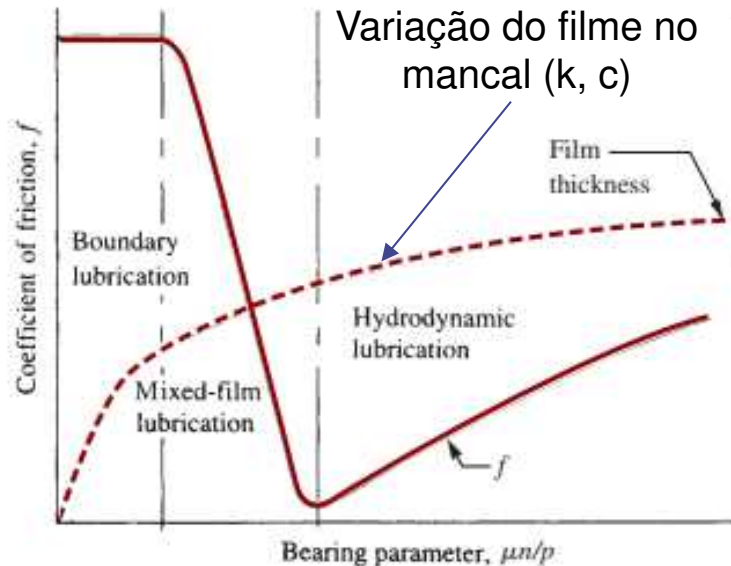
$N$ : velocidade de rotação do eixo

$P$  = pressão na superfície do mancal (**FR/LD**)

Observe, que para **baixos valores** de

$$\frac{\mu n}{p}$$

ocorre a **lubrificação de camada**



**limite**, com coeficiente de atrito ( $f$ ) elevado – 0,08 a 0,14). Exemplo: eixo fabricado com aço, com baixa rotação sobre uma mancal de bronze.

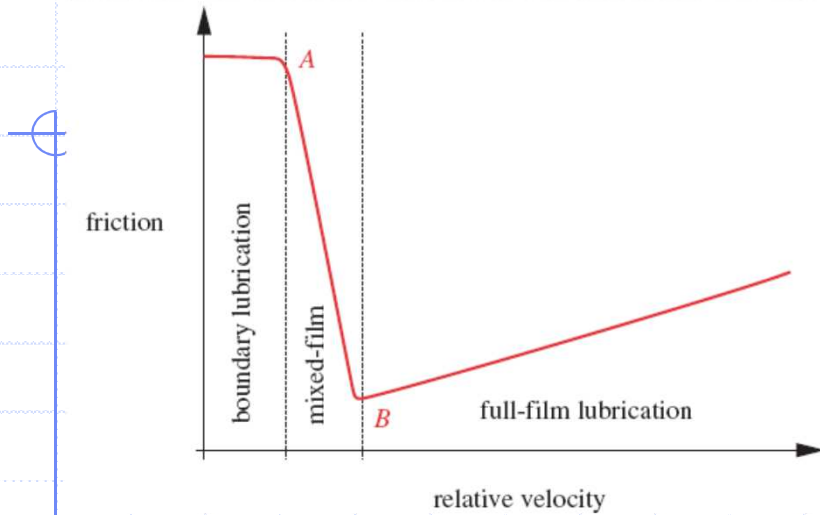
**Elevados valores de:**

$$\frac{\mu n}{p}$$

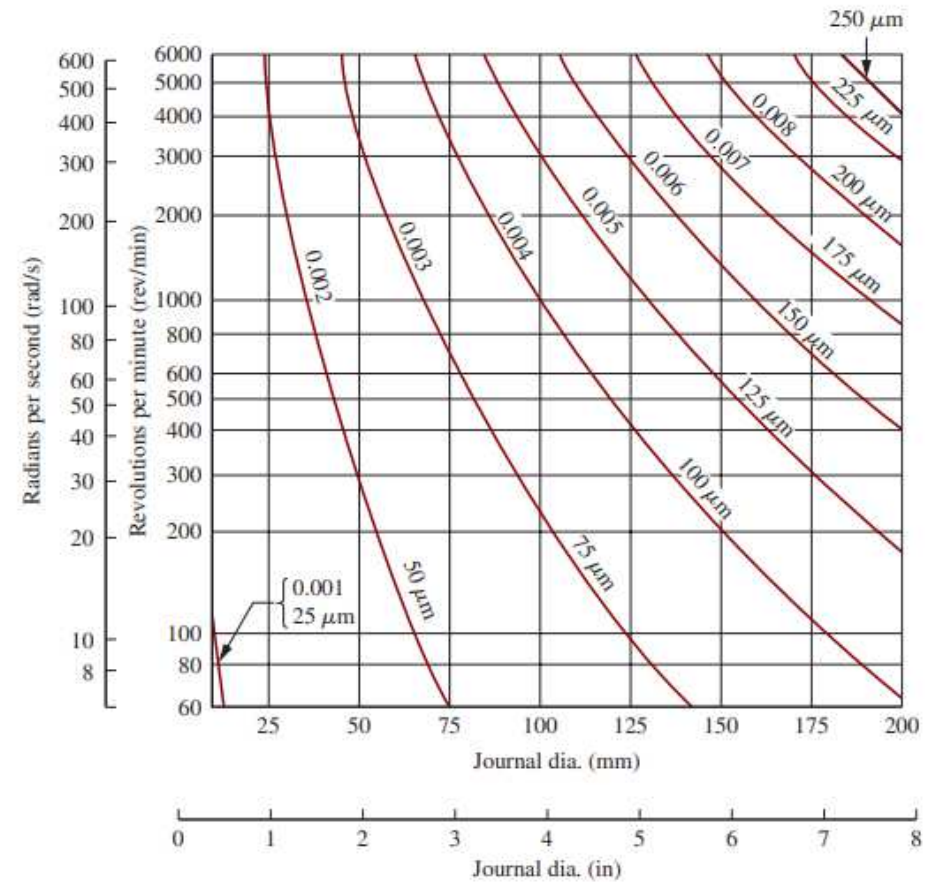
Implica em **lubrificação com filme completo**, com **baixo** ( $f$ ): 0,008 a 0,02.

Figura 1 - Curva de Stribeck

# 1.3 Viscosidade – Coeficiente de atrito x velocidade relativa



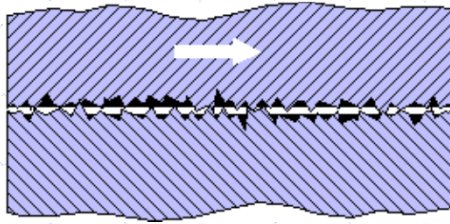
**Mancal hidrodinâmicos\*:  
Excentricidade (e)**



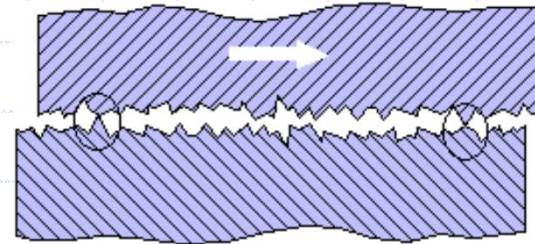
**Ábaco:** Folga diametral mínima recomendada para **mancais de deslizamento** (diâmetro do jornal x Velocidade de Rotação. Fonte: Mott, *et al.* (2018))

## 2. Regimes de lubrificação

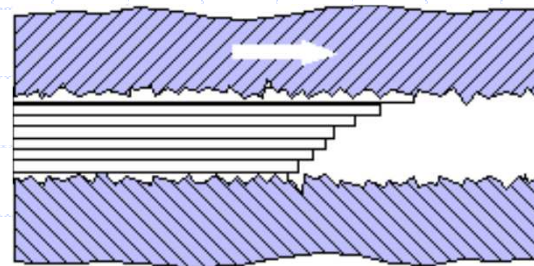
- Classificação: grau com que o lubrificante/folgas separam as superfícies em deslizamento relativo.



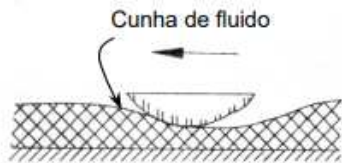
Camada limite (Limítrofe) : coeficiente de atrito 0,05 a 0,20.



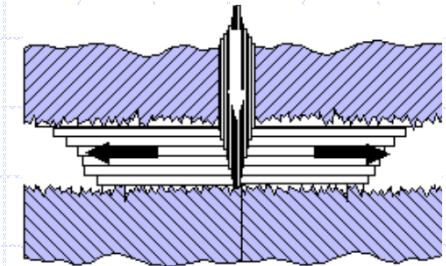
Lubrificação de película mista : coeficiente de atrito 0,04 a 0,10.



Lubrificação de película completa (Hidrodinâmica) : coeficiente de atrito 0,002 a 0,04



Formação de cunha de fluido em um sistema deslizante lubrificado [BAYER, 1994].



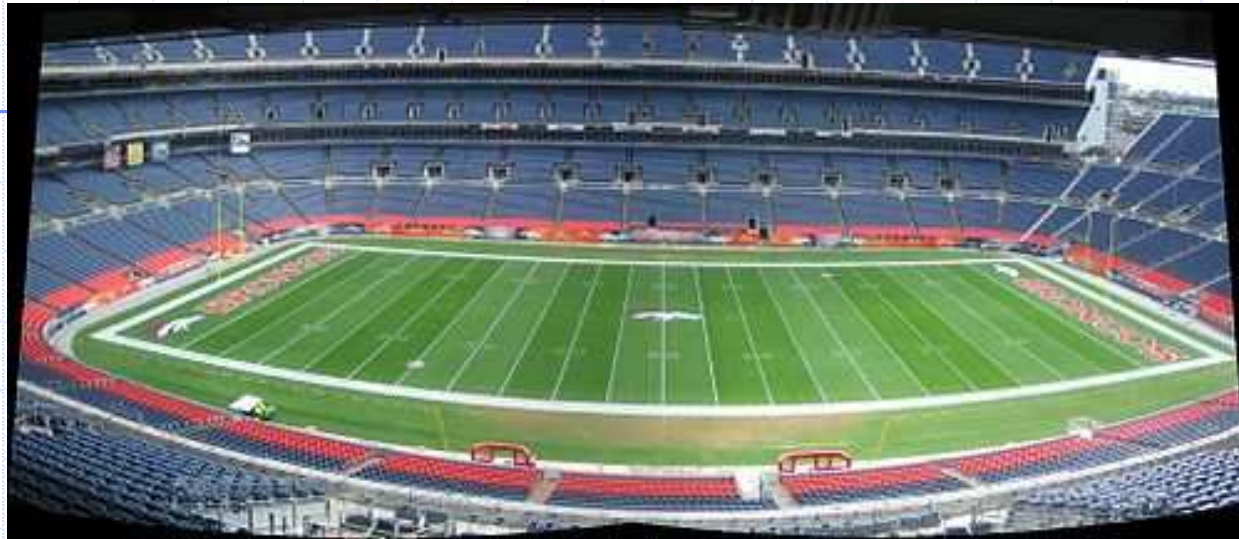
Hidrostática

EHD

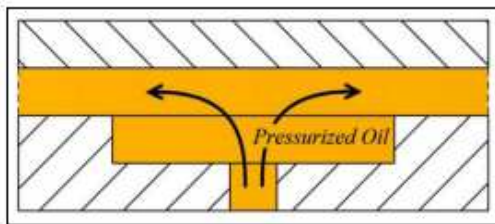


# A) Exemplo de uso de mancais hidrostáticos (fluido: água)

Estádio Mile High (Denver, EUA)



Fonte: Empower Field at Mile High - Wikiwand



Review

Advances in  
Mechanical  
Engineering

Advances in Mechanical Engineering  
2017, Vol. 9(10) 1-27  
© The Author(s) 2017  
DOI: 10.1177/1687814017730034  
jme.sagepub.com/home/jme  
SAGE

**A review of hydrostatic bearing  
system: Researches and applications**

Zhifeng Liu<sup>1</sup>, Yumo Wang<sup>1</sup>, Ligang Cai<sup>1</sup>, Yongsheng Zhao<sup>1</sup>, Qiang Cheng<sup>1</sup>  
and Xiangmin Dong<sup>2</sup>

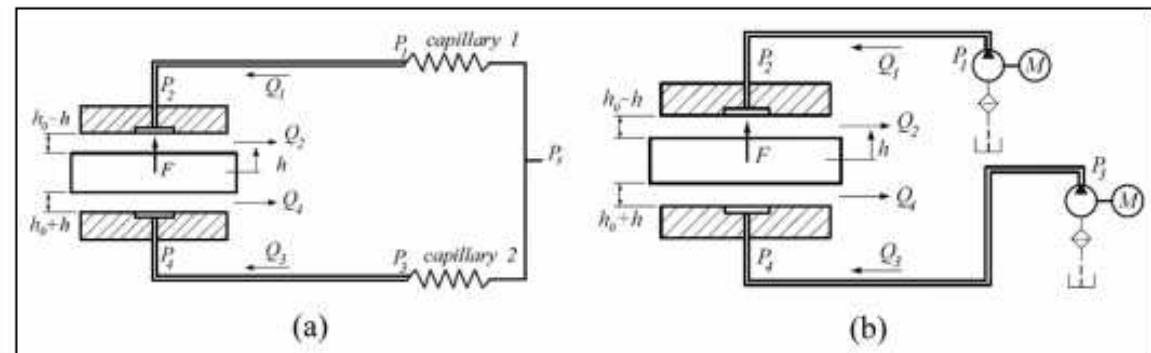
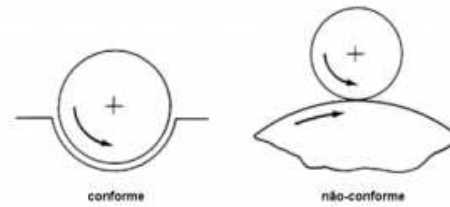


Figure 17. Model of closed-type hydrostatic thrust bearing.<sup>39</sup> (a) capillary restrictors and (b) constant flow pumps.

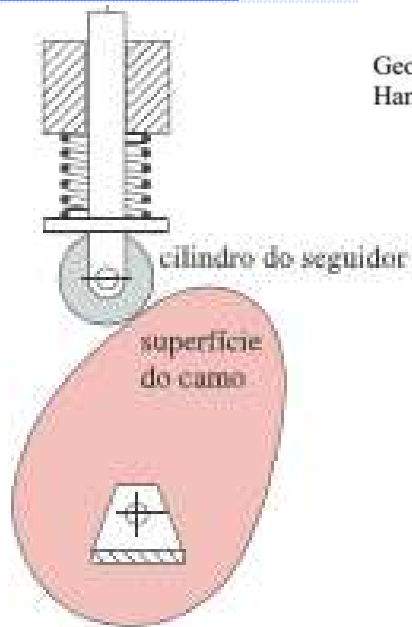


# A. Exemplos - EHD

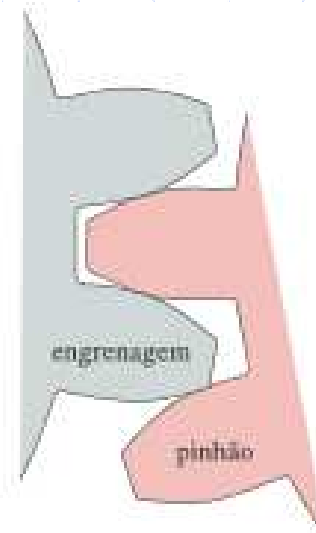
Lubrificantes EP  
(aditivos)



Geometrias de contato conforme e não-conforme. Fonte: Adaptado de (ASM Handbook – Vol. 18, 1992), citado por PROFITO, 2010).

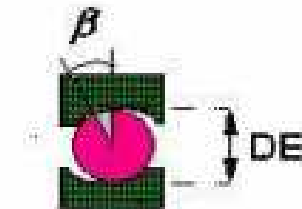
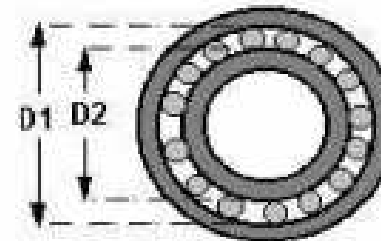


Fonte: Norton (2011)

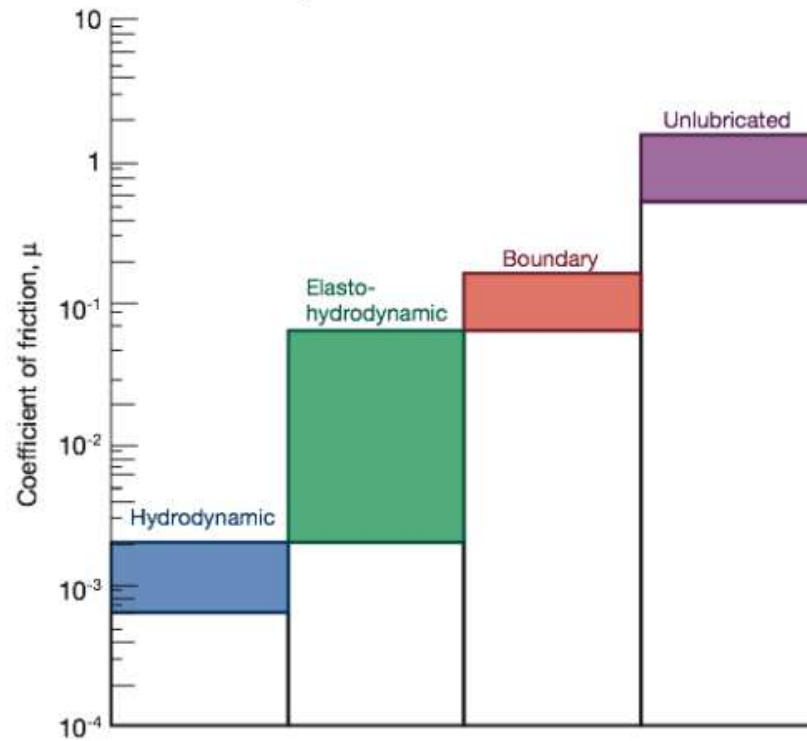


Rolamento e deslizamento

- Mancais de rolamentos;
- Rolos de compressão,...

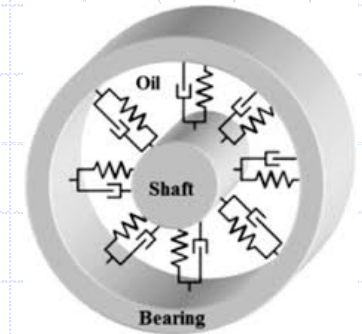


## 2.1 Faixas de coeficientes de atrito x regime de lubrificação



# 4. Teoria de lubrificação HD

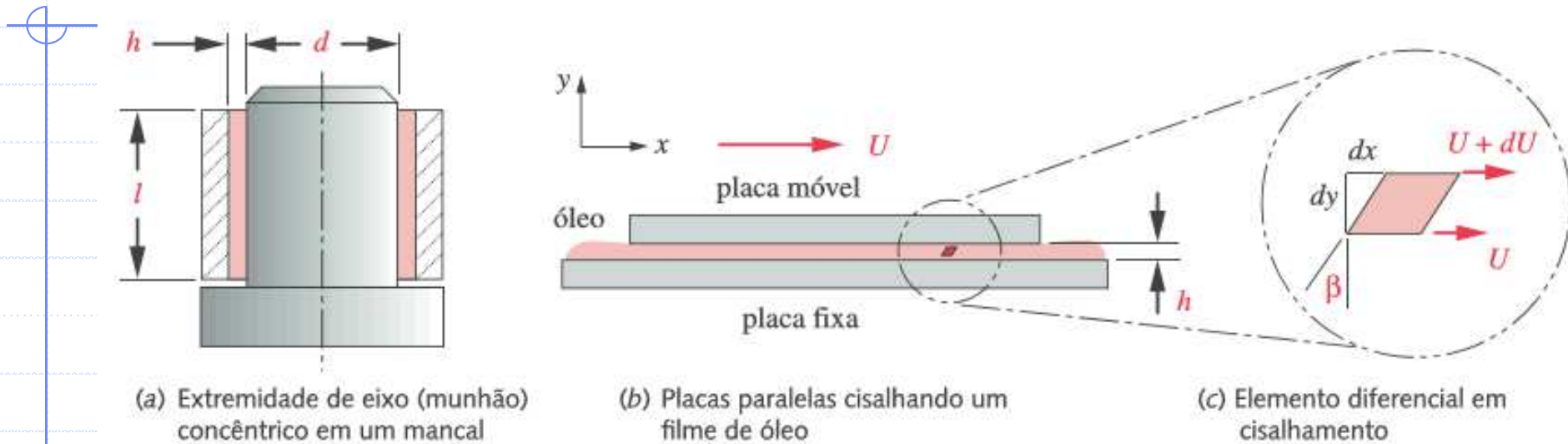
## ❖ Lubrificação Hidrodinâmica Mecanismo de sustentação (excentricidade do eixo)



Fonte: Norton (2011)

# 4.1 Teoria de lubrificação HD: eixo concêntrico

## A. Equação de Petroff, para torque sem carga



Fonte: Norton (2011)

✓ A tensão de cisalhamento agindo no elemento diferencial dada pela eq. (1):

$$\tau_x = \eta \cdot \frac{d\beta}{dt} = \eta \frac{d}{dt} \frac{dx}{dy} = \eta \frac{d}{dy} \frac{dx}{dt} = \eta \frac{du}{dy} \quad (1)$$



## 4.1 Teoria de lubrificação HD: eixo concêntrico

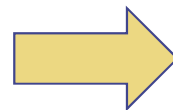
- ✓  $\eta$  (viscosidade é a constante de proporcionalidade. Em um filme de espessura constante ( $h$ ), o gradiente de velocidade  $du/dy = U/h$  é cte.
- ✓ A força para cisalhar o filme inteiro é dado pela equação (2):

$$F = A\tau_x = \eta A \frac{U}{h} \quad (2)$$

- ✓ Supondo que  $h = C_d/2$ , sendo  $C_d$  a folga diametral e a velocidade de rotação,  $U = \pi d n'$ . O torque ( $T_0$ ) requerido para cisalhar o filme será (eq. 3):

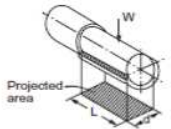
$$T_0 = \frac{d}{2} F = \frac{d}{2} \eta A \frac{U}{h} = \frac{d}{2} \eta \pi d l \frac{\pi d n'}{C_d/2}$$

$$T_0 = \eta \frac{\pi^2 d^3 l n'}{C_d} \quad (3)$$



$$U = \omega.r = 2\pi.n' \cdot \frac{d}{2} = \pi.d.n'$$

$$A = 2\pi.r.l = d.l.\pi$$



**Equação de Petroff para torque sem carga em um filme de fluido.**

## 4.2 Teoria de lubrificação HD: Eixo excêntrico

- ✓ Carga transversal: aplicando rotação em sentidos opostos entre as placas, o fluido será deslocado para a **região decrescente** de folha, e uma pressão suportará uma **carga transversal**. (excentricidade –  $e$ )

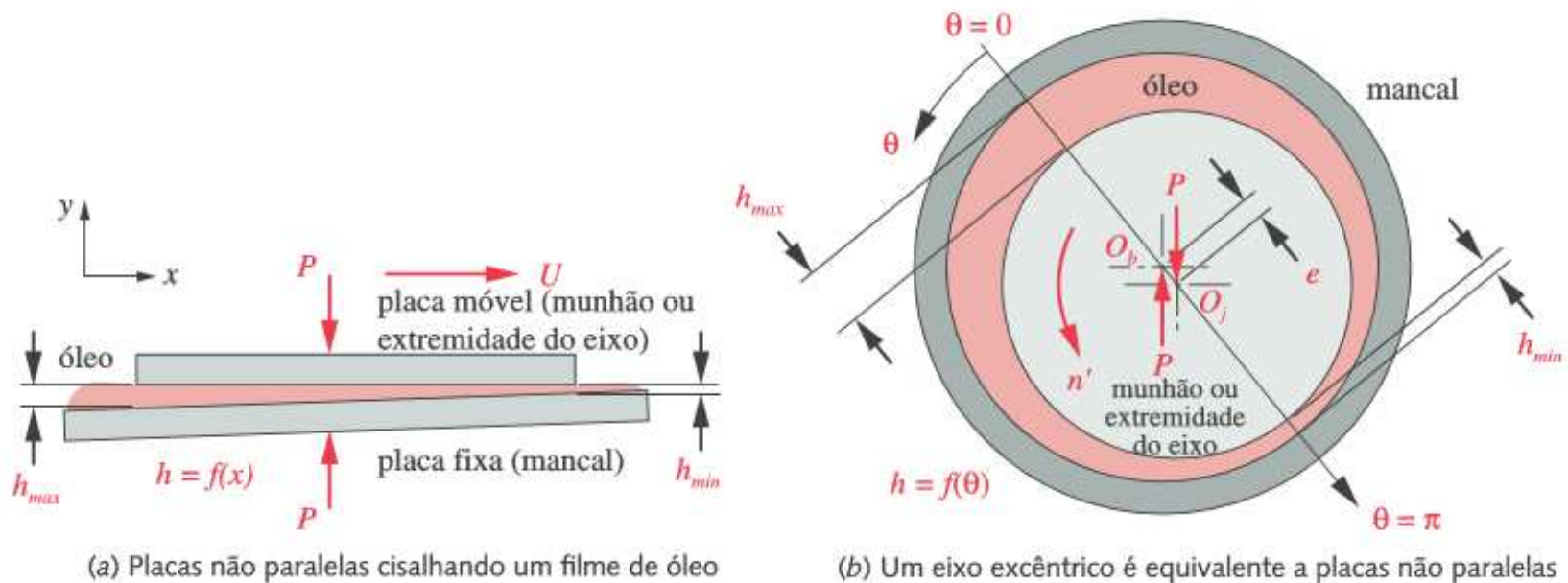


FIGURA 11-6

Um filme de óleo entre superfícies não paralelas pode suportar uma carga transversal.

## 4.2 Teoria de lubrificação HD: Eixo excêntrico

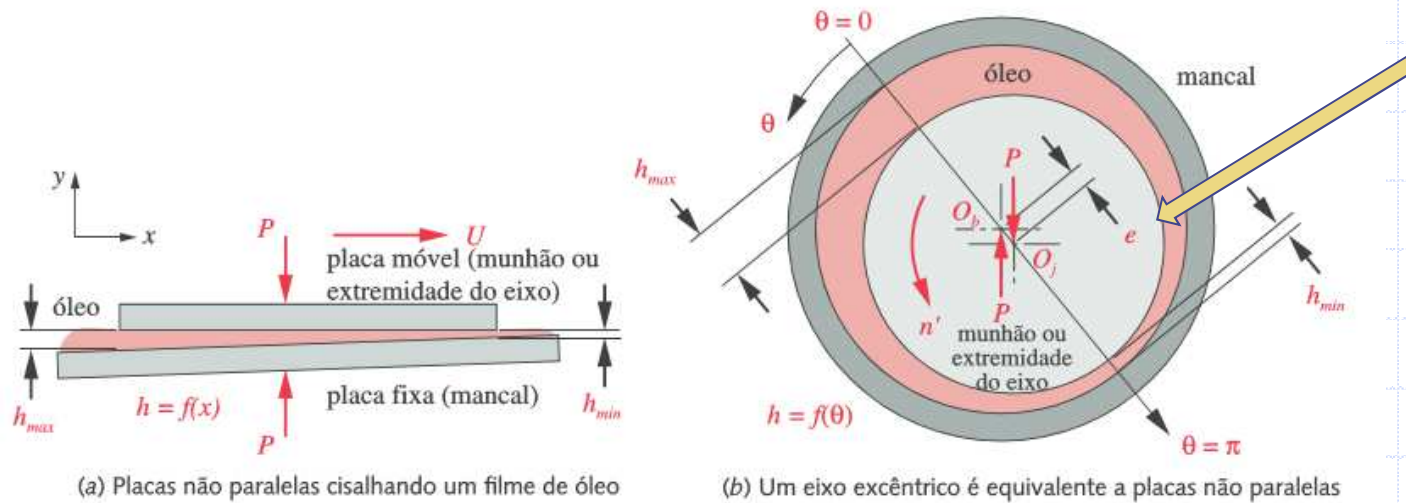


FIGURA 11-6

Um filme de óleo entre superfícies não paralelas pode suportar uma carga transversal.

Fonte: Norton (2011)

$$\varepsilon = \frac{e}{c_r} \quad (4)$$

Adimensional (varia de 0 a 1 – sem e com carga)

$$h = c_r (1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (5)$$

Espessura do filme função de  $(\theta)$

$$h_{\min} = c_r (1 - \varepsilon)$$

$$h_{\max} = c_r (1 + \varepsilon) \quad (6)$$

$h_{\max}$ , quando  $\theta = 0$

$h_{\min}$ , quando  $\theta = 1$

## 4.2 Teoria de lubrificação HD: Eixo excêntrico

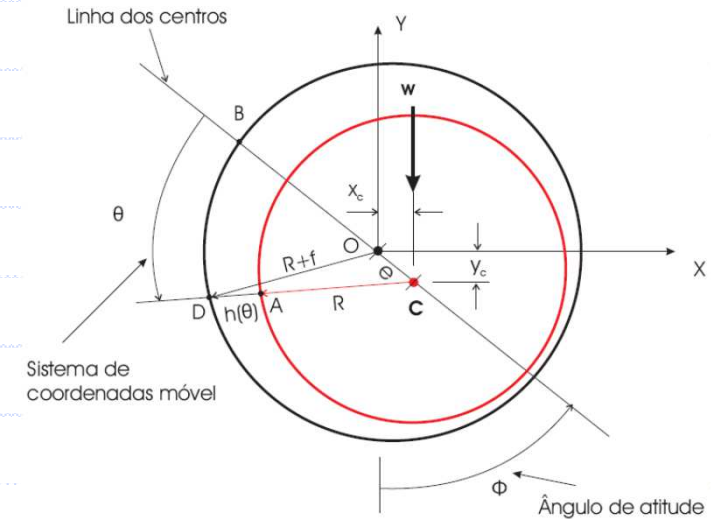
### Obtenção da eq. de espessura da folga (h)

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

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

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

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



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:

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



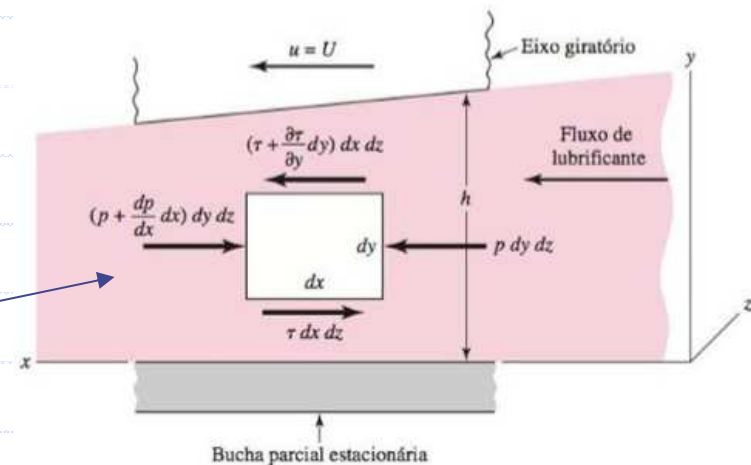
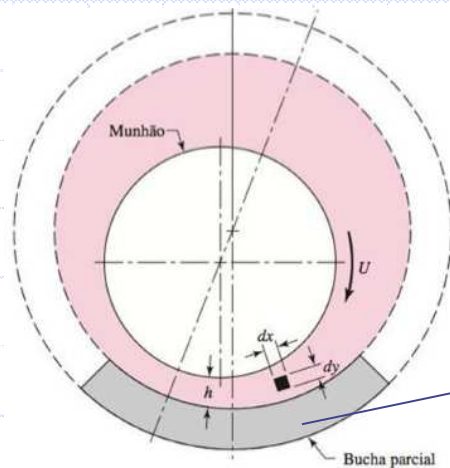
## 4.2 Teoria de lubrificação HD: Eixo excêntrico

### Equação de Reynolds modificada

Experimentos de Tower (1880's) – Inglaterra: investigando mancais de deslizamentos ferroviários.. Fez furo no mancal e observou e mediu  $\Delta p$ .

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 Petroff.

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).



Fonte: Shigley; Mischke; Budynas (2006)

## 4.2 Teoria de lubrificação HD: Eixo excêntrico

### Equação de Reynolds modificada

eixo x = tangente ao mancal

eixo y = passa pelo centro do mancal  $O_b$

eixo z = paralelo ao eixo de rotação do mancal

Fonte: Norton (2011)

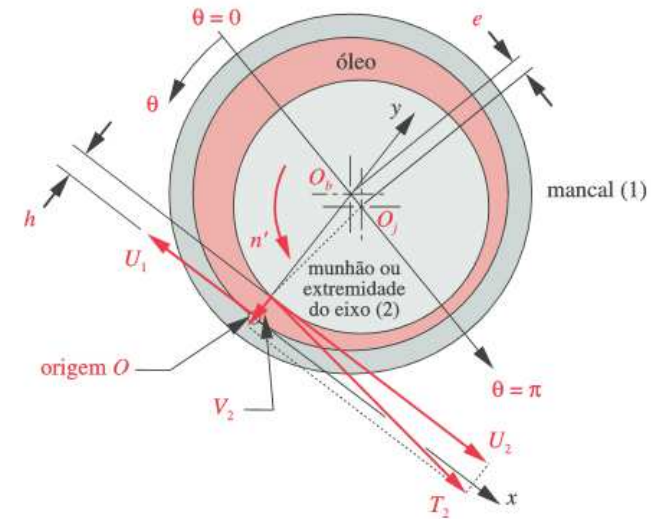


FIGURA 11-7

Componentes de velocidade em um mancal e eixo excêntrico.

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  $y$  varia em função do fechamento (ou abertura) da espessura  $h$ , dada por  $\partial h / \partial t$ , e dela depende a análise para os casos estático e dinâmico.

## 4.2 Teoria de lubrificação HD: Eixo excêntrico

### Equação de Reynolds modificada

✓ Equação de Reynolds modificada, considerando:

- **Mudança do intervalo de espessura (h), as velocidades relativas entre eixo e o mancal ( $V_2$ ) e ( $U_1 - U_2$ ) e a pressão do fluido (p), como função das dimensões x e z, supondo que eixo e mancal sejam paralelos na direção z, e viscosidade ( $\eta$ ) constante escoamento laminar:**

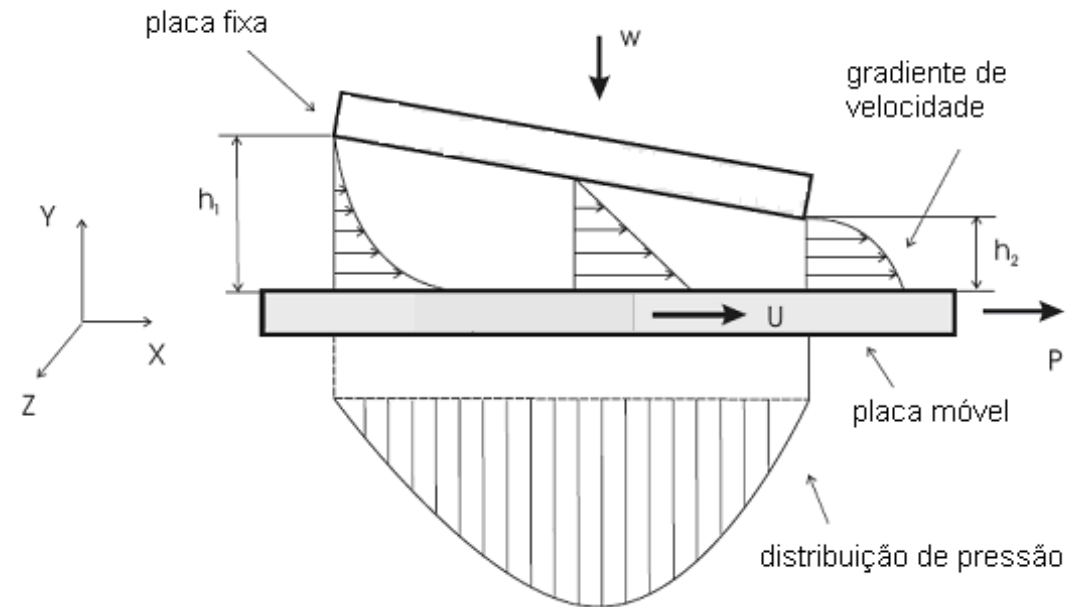
$$\begin{aligned} \frac{1}{6\eta} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] &= (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 2V_2 \\ &= (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 2U_2 \frac{\partial h}{\partial x} = (U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} = U \frac{\partial h}{\partial x} \end{aligned} \quad (7)$$

onde  $U = U_1 + U_2$

## A. Variação perfis de pressão

As seções transversais de entrada e saída de fluido possuem áreas diferentes

O fluxo 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*.



## 4.3 Solução para mancais longos (Solução de Sommerfeld)

Equação de Reynolds simplificada para mancal infinitamente longo na direção  $z$  (escoamento = 0 e distribuição constante da pressão). Assim, o termo de derivada parcial  $(p)/$  derivada parcial  $(z) = 0$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (8)$$

Sommerfeld desenvolveu a solução analítica para a equação simplificada de Reynolds (acima), considerando, portanto, mancal longo:

$$P = \frac{\eta U r}{c_r^2} \left[ \frac{6\varepsilon(\sin\theta)(2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right] + P_0 \quad (9)$$

- **Pressão = f (posição angular-  $\theta$  e dimensões específicas de raio ( $r$ ) do eixo;  $C_r$ ;  $\varepsilon$ , velocidade da superfície e viscosidade dinâmica  $\eta$ )**

## 4.3 Solução para mancais longos (Solução de Sommerfeld)

- ✓ Sommerfeld derivou uma equação para carga total (P) em um mancal longo:

$$P = \frac{\eta U l r^2}{c_r^2} \frac{12\pi\epsilon}{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon^2)^{1/2}} \quad (10)$$

- Rearranjada na forma adimensional, a equação para cálculo da carga total fornece a equação (10), tem-se:

$$\frac{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon^2)^{1/2}}{12\pi\epsilon} = \eta \frac{U l}{P} \left( \frac{r}{c_r} \right)^2 \quad (11)$$

$$P_{\text{média}} = \frac{P}{A} = \frac{P}{l d} \quad (\text{A})$$

## 4.3 Solução para mancais longos (Solução de Sommerfeld)

Substituindo na equação (A) em (11), as equações para  $p_{m\u00e9dia}$ ;  $C_r = c_d/2$  e considerando  $U = \pi d n'$ , sendo  $n' = \text{rev/s}$ , tem-se a equação S (n\u00famero de Sommerfeld):

$$\frac{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon^2)^{1/2}}{12\pi\varepsilon} = \eta \frac{(\pi d n') l}{d l p_{m\u00e9dia}} \left( \frac{d}{c_d} \right)^2 = \eta \left( \frac{\pi n'}{p_{m\u00e9dia}} \right) \left( \frac{d}{c_d} \right)^2 = S$$

$$\eta \left( \frac{\pi n'}{p_{m\u00e9dia}} \right) \left( \frac{d}{c_d} \right)^2 = S$$

Caracter\u00edstica do mancal  
(S) ou N\u00famero de  
Sommerfeld (S)



- Fun\u00e7\u00e3o da excentricidade ou par\u00e2metros geom\u00e9tricos e cinem\u00e1ticos e viscosidade.

## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

- Mais usados em máquinas: pequenas deflexões do eixo e desalinhamento.
- Para mancais longos as perdas de óleo na extremidade são desprezadas; mas para mancais curtos podem ser importantes.
- Ocvirck e DuBois resolveram uma solução analítica para equação de Reynolds, incluindo o termo de perdas pelas extremidades.

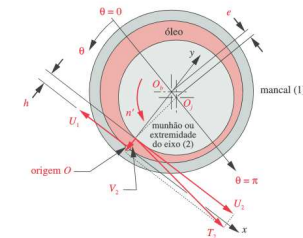


FIGURA 11-7  
Componentes de velocidade em um mancal e eixo excêntrico.

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

### ➤ Considerações:

- Formulação desconsidera o termo que possui fluxo circunferencial de óleo ao redor do mancal, porque é muito pequeno perto do fluxo na direção z. A equação acima pode ser integrada para obter pressão de filme de óleo.
- **Função da posição angular ( $\theta$ ) e z:**

### Solução de Ocvirck para mancal curto

$$p = \frac{\eta U}{rc_r^2} \left( \frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{3\epsilon \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3}$$

Pressões positivas:  
(Intervalo de 0 a  $\pi$ )



## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

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

- A distribuição de pressão com relação ao eixo z é parabólica;
- A pressão (p) é não-linear em  $\theta$ , sendo máxima no segundo quadrante;
- O valor de  $p_{max}$  pode ser encontrado com  $z = 0$  e  $\theta = \theta_{max}$

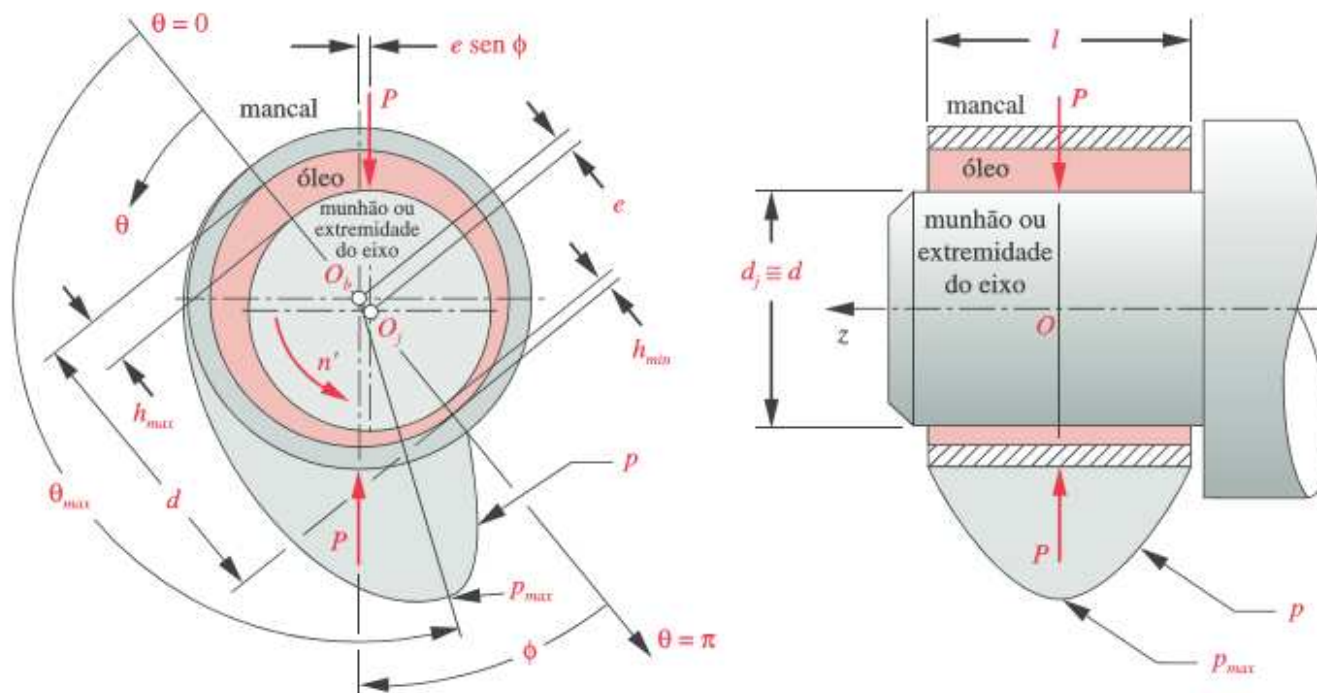


FIGURA 11-8

Distribuição de pressão em um mancal curto (a espessura do filme foi exagerada).

## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

- O ângulo ( $\phi$ ), pode ser determinado pela equação a seguir:

$$\phi = \text{tg}^{-1} \left( \frac{\pi \sqrt{1 - \epsilon^2}}{4\epsilon} \right)$$

- Carga resultante (P), pela equação:

$$P = K_\epsilon \frac{\eta U l^3}{c_r^2}$$

- $K_\epsilon$  (parâmetro adimensional que é função da excentricidade):

$$K_\epsilon = \frac{\epsilon \left[ \pi^2 (1 - \epsilon^2) + 16\epsilon^2 \right]^{1/2}}{4(1 - \epsilon^2)^2}$$

- Com:

$$U = \pi d n'$$

- Pressão para mancais curtos:

$$P = K_\epsilon \frac{\eta U l^3}{c_r^2} = K_\epsilon \frac{4\pi \eta d n' l^3}{c_d^2}$$

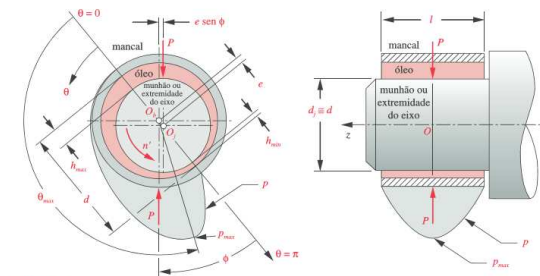


FIGURA 11-8  
Distribuição de pressão em um mancal curto (a espessura do filme foi exagerada).

## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

### ✓ Torque de arrasto

As forças de cisalhamentos criam 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:

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

Assim, o torque de arrasto pode ser dados pela equação:

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

A razão do torque estacionário em um mancal excêntrico para o torque sem carga (Eq. Petroff) é definido como:

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

## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

### Potência dissipada e coeficiente de atrito

A potência perdida no mancal pode ser obtida como:

$$\Phi = T_r \omega = 2\pi T_r (n_2' - n_1')$$

O coeficiente de atrito, pode ser obtido pela relação entre a força de cisalhamento tangencial e a força normal aplicada:

$$\mu = \frac{f}{P} = \frac{T_r / r}{P} = \frac{2T_r}{Pd}$$



## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

Rearranjando a equação:

$$P = K_\epsilon \frac{\eta U l^3}{c_d^2} = K_\epsilon \frac{4\pi\eta d n' l^3}{c_d^2}$$

Obtemos:

$$K_\epsilon = \frac{P c_d^2}{4\pi\eta d n' l^3}$$

Substituindo a expressão da pressão média do filme:

$$K_\epsilon = \frac{P_{m\u00e9dia} l d c_d^2}{4\pi\eta d n' l^3} \frac{d}{d} = \frac{1}{4\pi} \left[ \left( \frac{P_{m\u00e9dia}}{\eta n'} \right) \left( \frac{d}{l} \right)^2 \left( \frac{c_d}{d} \right)^2 \right] = \frac{1}{4\pi} O_N$$

**Fator de carga ou N\u00famero de Ocvirk**

$$O_N = \left( \frac{P_{m\u00e9dia}}{\eta n} \right) \left( \frac{d}{l} \right)^2 \left( \frac{c_d}{d} \right)^2 = 4\pi K_\epsilon$$

Curva te\u00f3rica combinando as equa\u00e7\u00f5es:

$$O_N = \left( \frac{P_{m\u00e9dia}}{\eta n} \right) \left( \frac{d}{l} \right)^2 \left( \frac{c_d}{d} \right)^2 = 4\pi K_\epsilon \quad K_\epsilon = \frac{\epsilon \left[ \pi^2 (1 - \epsilon^2) + 16\epsilon^2 \right]^{1/2}}{4(1 - \epsilon^2)^2} \quad \Rightarrow \quad O_N = \frac{\pi \epsilon \left[ \pi^2 (1 - \epsilon^2) + 16\epsilon^2 \right]^{1/2}}{(1 - \epsilon^2)^2}$$

## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

### Número de Ocvirk x razão de excentricidade

$$O_N = \frac{\pi \varepsilon \left[ \pi^2 (1 - \varepsilon^2) + 16 \varepsilon^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad \text{Curva teórica, combinação de equações}$$

$$\varepsilon_x \cong 0,21394 + 0,38517 \log O_N - 0,0008(O_N - 60)$$

Curva experimental

- $l/d$  (maior) – pressão menor
- $l/d$  (menor) – pressão maior
- Mancais “curtos”:  $1/4$  a  $2$  (relação  $l/d$ )
- Mancais “longos”: acima de  $4$

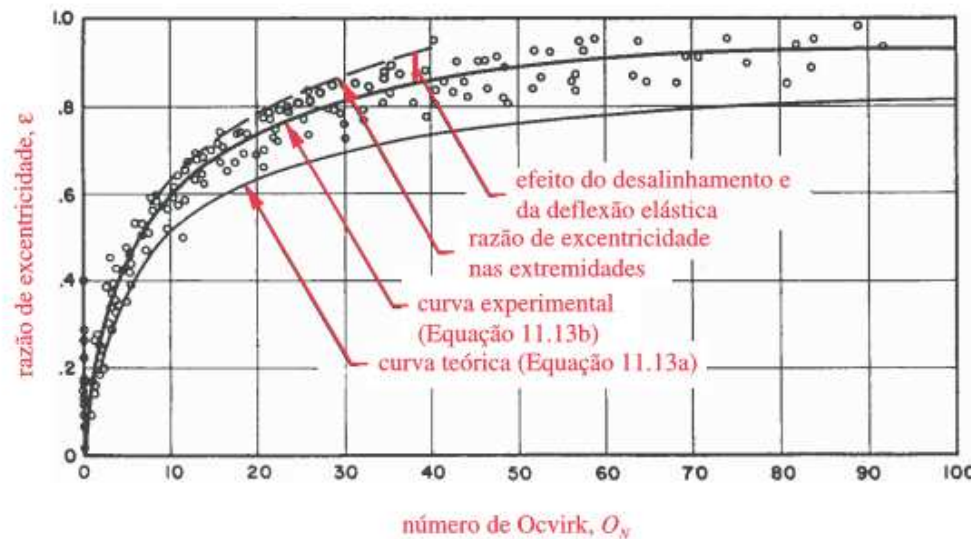


FIGURA 11-10

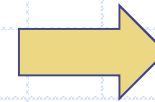
Relações analíticas e experimentais entre a razão de excentricidade,  $\varepsilon$ , e o número de Ocvirk  $O_N$ . (Fonte: G. B. Dul W. Ocvirk "The Short Bearing Approximation for Plain Journal Bearings," *Trans. ASME*, vol 77, pp 1173-1178, 1955)

## 4.4 Solução para mancais curtos (Solução de Ocvirck)

- Número de Ocvirck ( $O_N$ ) (mancais curtos)

$$O_N = \frac{\pi \varepsilon [\pi^2 (1 - \varepsilon^2) + 16 \varepsilon^2]^{1/2}}{(1 - \varepsilon^2)^2}$$

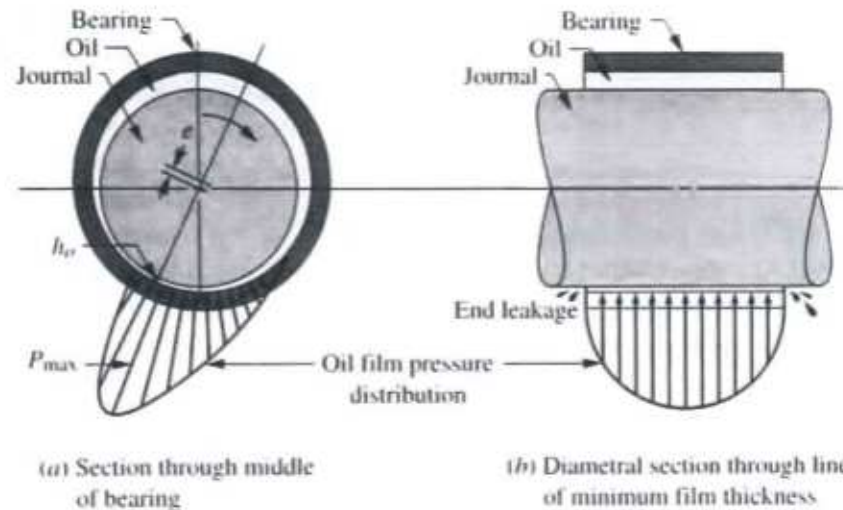
$$\varepsilon_x \cong 0,21314 + 0,38517 \log O_N - 0,0008(O_N - 60)$$



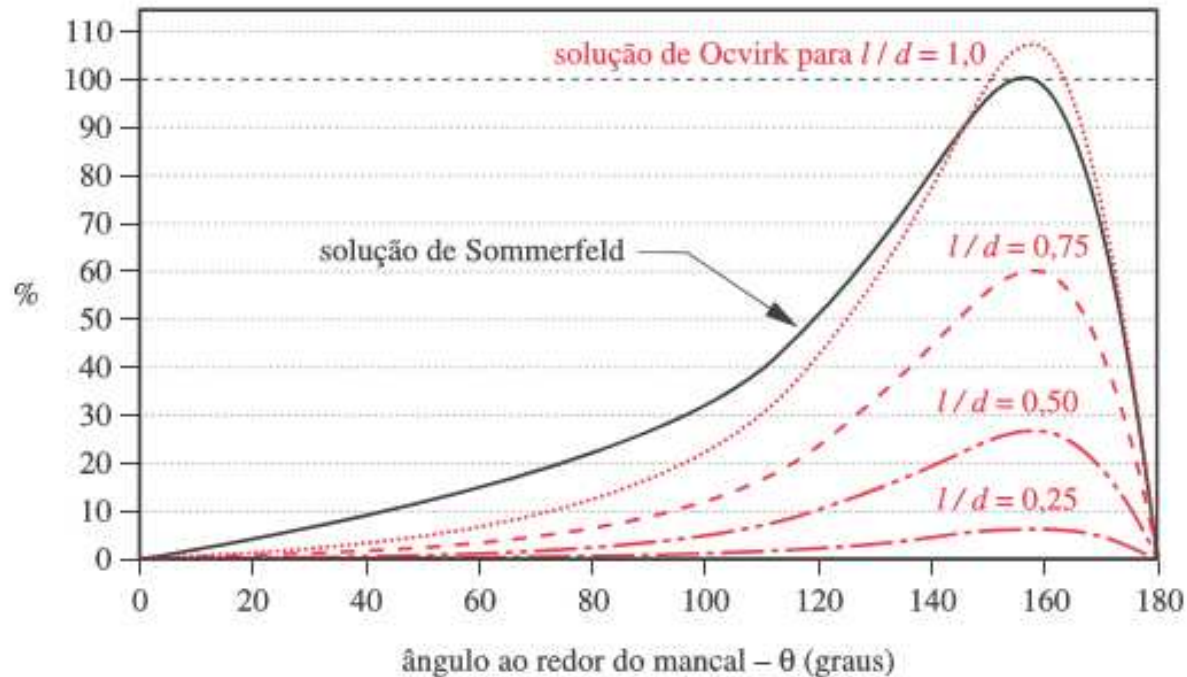
➤  $O_N \cong 30$  e  $\varepsilon \cong 0,82$   
(mancais carregamentos moderados)

➤  $O_N \cong 90$  e  $\varepsilon \cong 0,93$   
(Mancais com carregamento pesado)

➤ Análises deflexões e a acabamento superficial



## B. Solução mancal longo x Mancal curto



**FIGURA 11-9**

Comparação da aproximação de Ocvirk para mancais curtos para várias razões  $l/d$  com a aproximação de Sommerfeld para mancais longos da distribuição de pressão no filme de óleo de 0 a 180°.

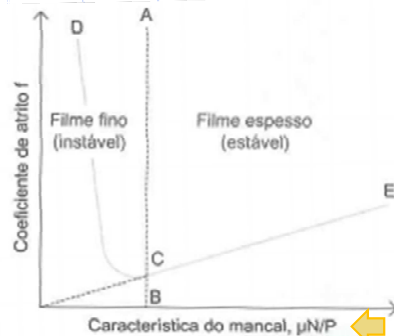


# Aula 10 - Resumo de conceitos para mancais HD

- ❖ Equacionamento em pesquisa de mancais HD: envolve domínios interdisciplinares de conhecimento: mecânica dos sólidos, dinâmica de rotores, tribologia\* (atrito, lubrificação e desgaste), transferência de calor, além de uso de métodos numéricos (otimização) e condições operacionais.
  - ❖ Apresenta os três regimes de lubrificação: contato seco (na montagem); contorno (na partida) e HD (regime de operação);
  - ❖ Materiais mais usados para mancal (Bronze e suas ligas) – Munhão/Journal (devido ao mancal estar na extremidade do eixo (*Journal bearing*));
  - ❖ Aplicações como decisão de projeto (mancais especiais): condições de alto torque, rotação em faixa média, absorção de vibrações. **Exemplos de aplicações: motores de combustão interna, nos mancais de eixo virabrequim; turbogeradores; redutores especiais (moendas).**

- ❖ **Parâmetro de deslizamento**  
Lubrificação se adapta a condição de temperatura

$$\frac{\mu N}{p} \geq 1,7 \cdot 10^6, \text{ recomendação de Mckee (1932), filme estável.}$$

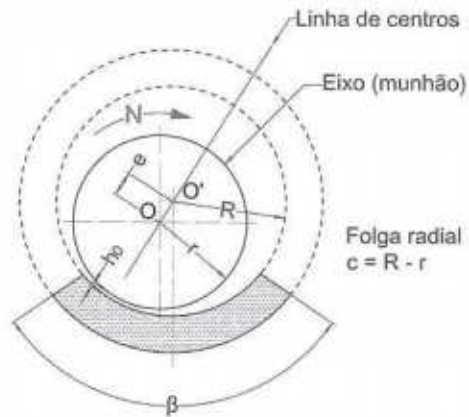


Varição do coeficiente de atrito. Adaptado a partir de Budynas e Nisbett, 2011.

- μ: viscosidade do lubrificante (absoluta)
- N: velocidade de rotação do eixo
- P = pressão na superfície do mancal (**FR/LD**)

# Aula 10 - Resumo de conceitos para mancais HD

❖ Razão de excentricidade ( $\varepsilon$ ):  $\varepsilon = \frac{e}{c_r}$

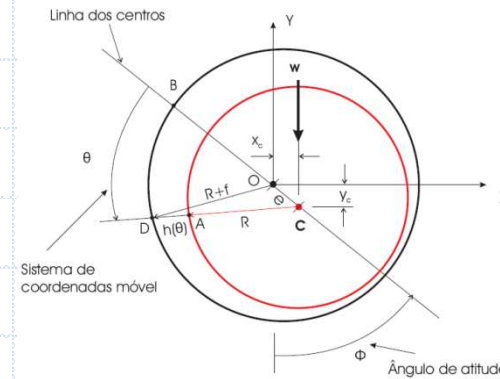


Folga radial ( $c_r$ ) =  $R - r$

$h_0$  = espessura de película (suporta carga devido a excentricidade);

$h$  = espessura do filme

**Segmento O-O' ou O<sub>b</sub>-O<sub>j</sub>:** deslocamento entre centro do eixo e centro do mancal (linha de carga, com  $\theta$  variando de 0 a  $\pi$ )



Para obter  $h$  (espessura do filme): aplicação da 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  $e \cdot h$ , obtém-se:

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

$f$ : folga radial

# Aula 10 - Resumo de conceitos para mancais HD

➤ Reynolds (1886) propôs a solução para lubrificação hidrodinâmica (estudos de Tower em 1880), **considerando escoamento unidimensional em placas planas**, com as seguintes hipóteses:

- ✓ Campos externos como o magnético e gravitacional são desprezados.
- ✓ 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).
- ✓ 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.
- ✓ Não existe deslizamento na interface fluido-sólido, o que significa que a velocidade da superfície é a mesma da última lâmina adjacente de lubrificante.
- ✓ O lubrificante é Newtoniano (tensão de cisalhamento proporcional a taxa de deformação).
- ✓ O fluxo é laminar.
- ✓ A viscosidade do filme lubrificante não varia, mantidas constantes a carga e a velocidade.
- ✓ A inércia do fluido é desprezada na equação de Navier-Stokes.

▪ **Equação de Reynolds para escoamento unidimensional:**

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

- Sendo  $dp/dx$ : variação de pressão no filme de óleo na direção  $x$ .

## Aula 10 - Resumo de conceitos para mancais HD

- ❖ 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  $\eta$  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**

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

# Aula 10 - Resumo de conceitos para mancais HD

## ➤ Solução para mancais longos

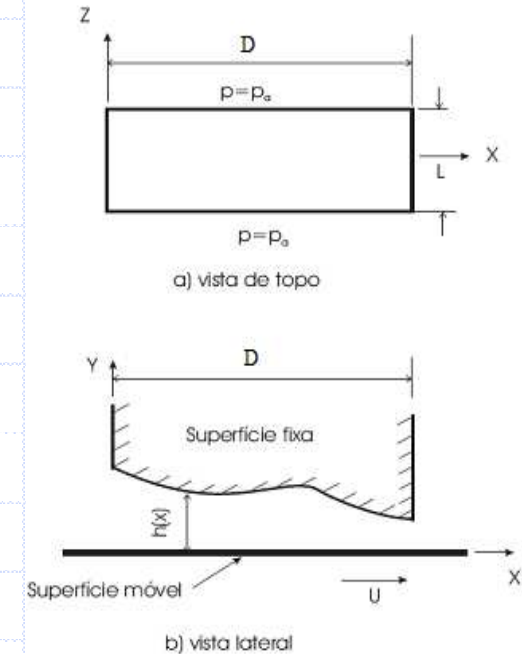
Mancais cuja dimensão na direção  $z$  (axial) é consideravelmente maior que na direção radial são considerados longos.

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:

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





# Aula 10 - Resumo de conceitos para mancais HD

## ➤ Solução para mancais curtos

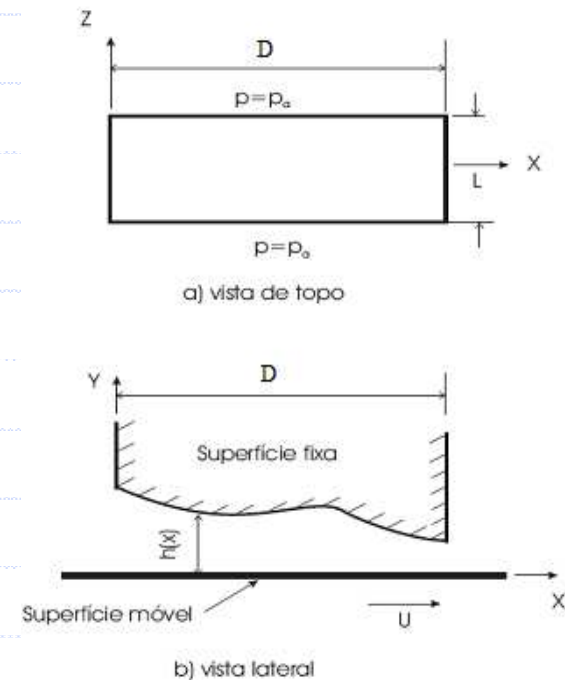
Mancais cuja dimensão na direção  $z$  é igual ou menor que na direção radial são considerados curtos.

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:

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



## Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

- Raimondi e Boyd em 1958, elaboraram cartas com as soluções numéricas da equação completa de Reynolds.
- Essas cartas fornecem soluções precisas para relações "L/D" de  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  e 1 para mancais de deslizamento em função do número característico do mancal "S" (Número de Sommerfeld).
  - A Figura abaixo apresenta a nomenclatura utilizada para essas soluções.



Figura com a distribuição de pressão do filme mostrando a notação utilizada.  $\phi$  - posição angular da espessura mínima do filme de óleo;  $p_{max}$  - pressão máxima desenvolvida no filme;  $\theta_{p_{max}}$  - posição angular da pressão máxima;  $\theta_{p_0}$  - posição angular da pressão nula sobre o filme de óleo. Adaptado a partir de Hamrock, Schmid e Jacobson, 2005.

- ✓ 45 cartas, com seis que apresentam dados numéricos para projeto de mancais de deslizamento.
- ✓ Os gráficos mostrados na sequência, consideram: lubrificante fornecido a viscosidade constante, pressão de fornecimento igual à pressão atmosférica, **não há influência das formas das ranhuras de lubrificação na vazão de fornecimento do lubrificante.**

# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

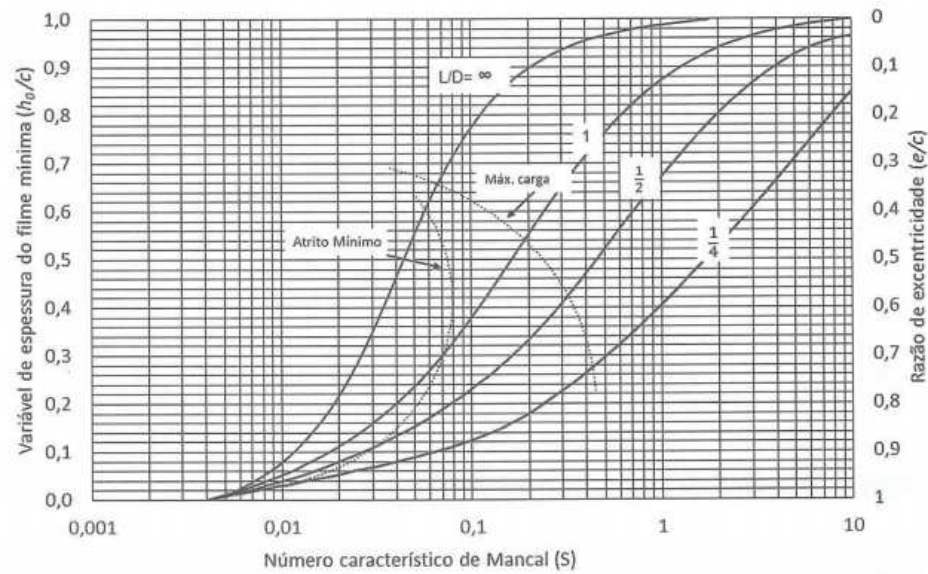


FIGURA 17.7 Carta para a variável espessura de filme mínima. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

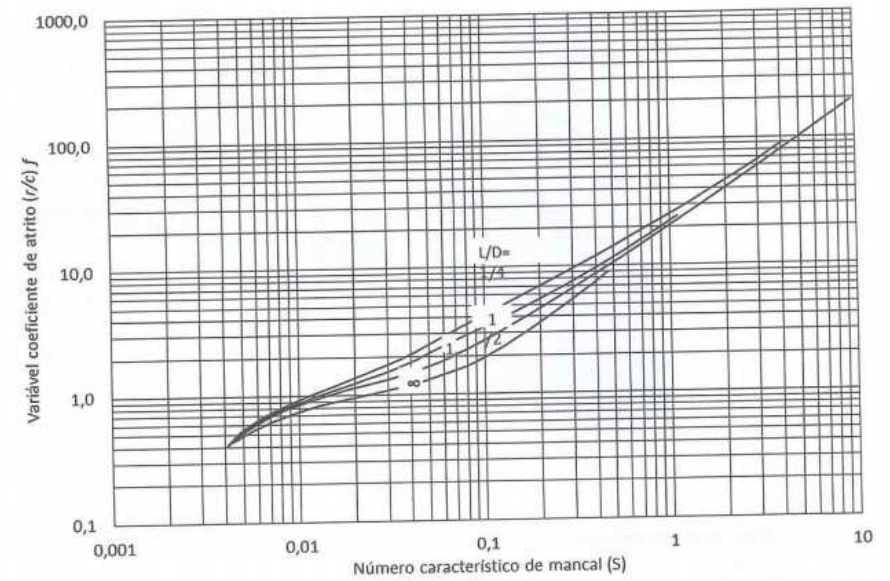


FIGURA 17.8 Carta para a variável coeficiente de atrito. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

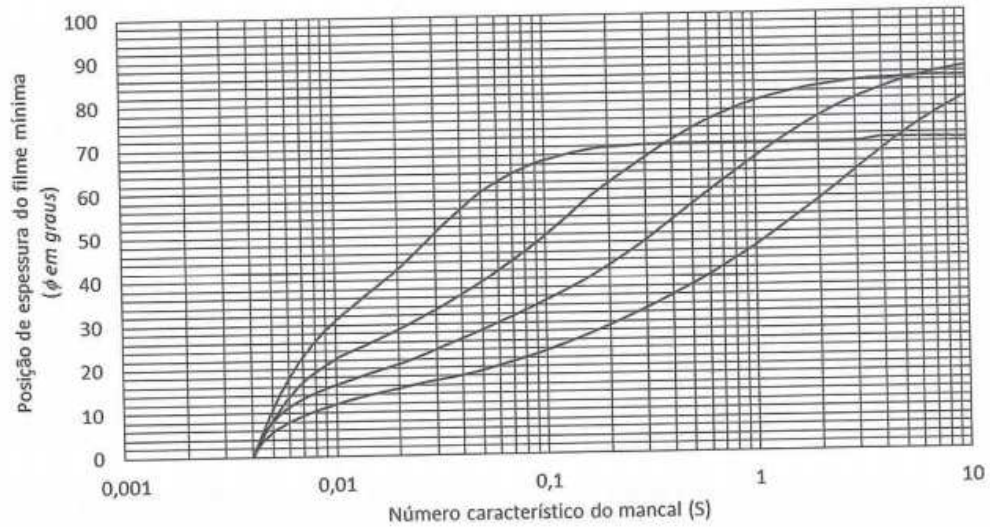


FIGURA 17.9 Carta para determinação da posição da espessura de filme mínima -  $h_0$ . Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

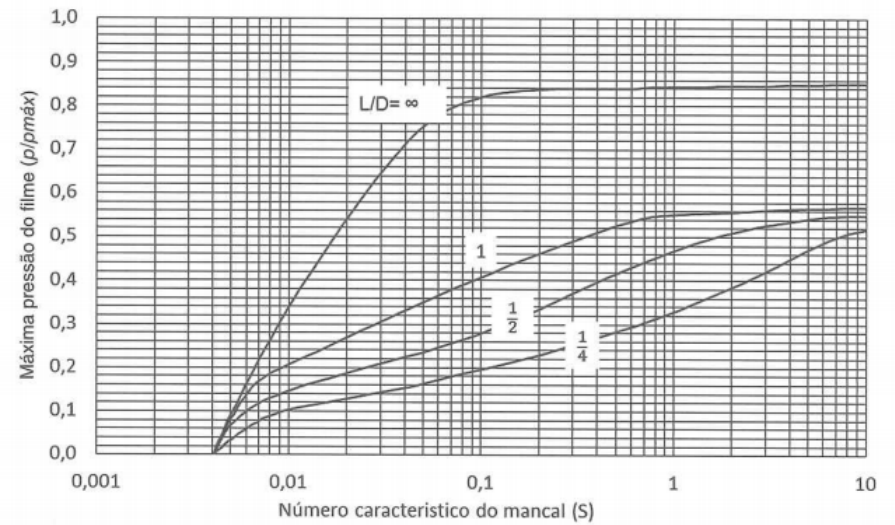


FIGURA 17.10 Carta para determinação da pressão de filme máxima. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.



# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

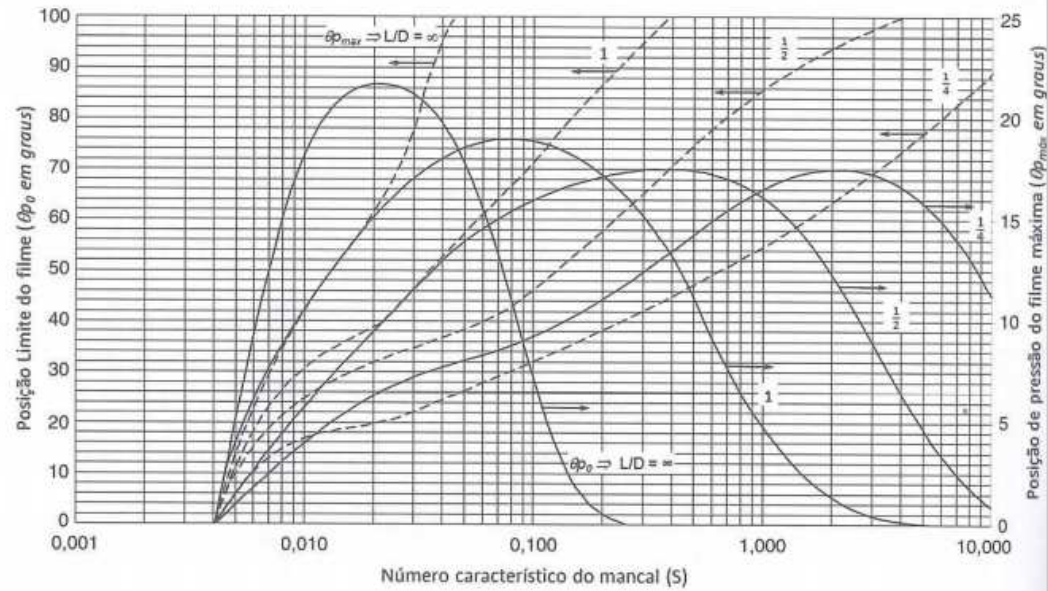


FIGURA 17.11 Carta para as posições de pressão de filme máxima e de término de filme. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.



# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

## ❖ Efeito da temperatura sobre filme de óleo

- Ideal é que a taxa de calor gerado seja igual a taxa de calor dissipado, para se manter equilíbrio do filme. Juvinnal e Marshek (2016) indicam um valor máxima de  $90^\circ$ .

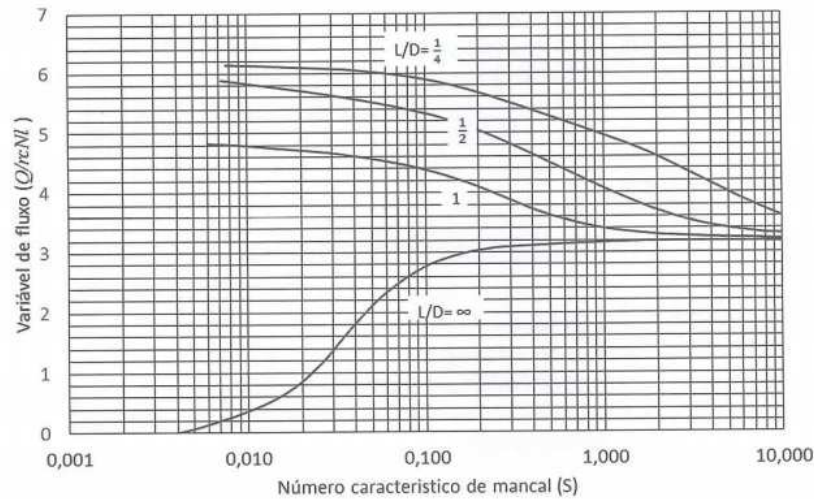


FIGURA 17.12 Carta para a variável de fluxo. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

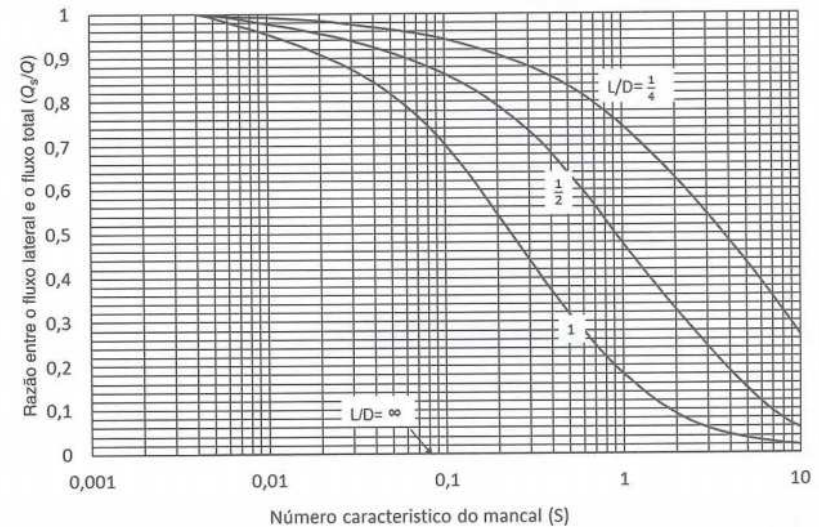


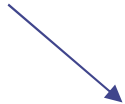
FIGURA 17.13 Carta para variável da razão entre o fluxo lateral e total. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

## ❖ Efeito da temperatura sobre filme de óleo

- A temperatura do filme de óleo na condição de equilíbrio térmico depende da eficiência da transferência de calor gerada para o meio externo. Um estimativa bastante simplificada da taxa de calor ( $\dot{Q}_{\text{ponto}}$ ) (deve ser numérica), para o meio externo:

$$\dot{Q} = CA(T_{\text{mancal}} - T_{\text{viz}})$$


$$T_{\text{mancal}} = T_{\text{viz}} + \frac{\dot{Q}}{CA}$$

Sendo:

C – coeficiente global de transferência de calor (W/(mE<sup>2</sup>°C));

A – área da superfície exposta;

T<sub>mancal</sub> – Temperatura no interior do mancal;

T<sub>viz</sub> – temperatura no contorno (carcaça do mancal)

# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

## ❖ Efeito da temperatura sobre filme de óleo

- Fator “C”, para mancais com fluido confinado (selado):

Tabela 17.2 Estimativa para o coeficiente global de transferência de calor para mancais autocontidos (Adaptado a partir de Juvinall e Marshek, 2016)

Tipo de mancal	Ar sem circulação	Média circulação de ar	Ar movendo-se a 2,54 m/s
Anel de óleo ou colar de óleo	7,4	8,5	11,3
Banho de óleo	9,6	11,3	17,0

- Faires (1965), propôs as aproximação da tabela abaixo para estimativa da temperatura média ( $T_m$ ) do mancal:

Tabela 17.3 Estimativa da temperatura média do filme de óleo (Adaptado a partir de Deutschman, Michels e Wilson, 1975)

Tipo de mancal	Ar sem circulação
Anel de óleo ou colar de óleo	$T_m - T_{viz} = 2,0(T_{mancal} - T_{viz})$
Banho de óleo	$T_m - T_{viz} = 1,3(T_{mancal} - T_{viz})$
Óleo contaminado	$T_m - T_{viz} = 2,5(T_{mancal} - T_{viz})$

# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

- A capacidade de suportar cargas em mancais de deslizamento (HD) é muito restrita em função da decorrência de grande limitação em dissipar calor em operação.
- Uso de periféricos (resfriar o óleo externamente);
- Aumentar a taxa de fornecimento de lubrificante com auxílio de bomba externa (com pressão constante – Mancais hidrostáticos)

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

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
Bobbit à base de estanho	0,56	12	600-1000	1,0	Excelente
Bobbit à base de chumbo	0,56	15	600-1000	1,2	Muito bom
Bobbit à base de estanho	0,1	12	600-1000	1,5	Excelente
Bobbit 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 <sup>(a)</sup>				4,1	Excelente
Trimetal 77 <sup>(a)</sup>				4,1	Muito bom

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

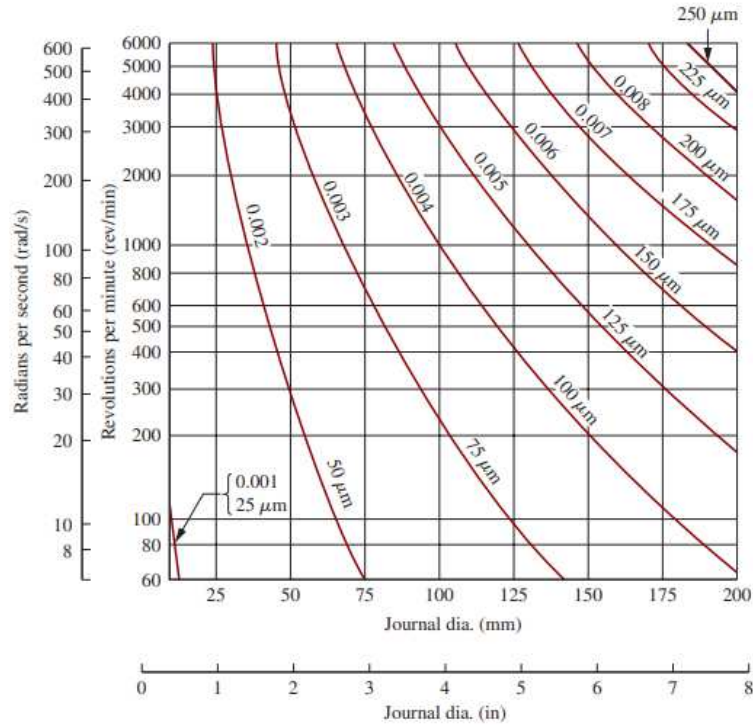
<sup>(b)</sup>trata-se de uma camada de 2,54mm de cobre-chumbo em substrato de aço, mais 0,0254mm em bobbit à base de estanho.



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

# Aula 10 – Dimensionamento de Mancais HD

## ❖ Folga diametral mínima e espessura mínima (Tumpler)



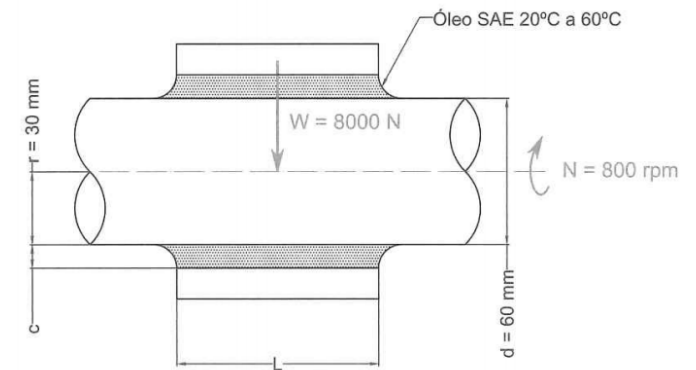
$$\Rightarrow h_0 \geq 0,00508 + 0,00004(d) \text{ (mm)}$$

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



## Aula 10 – Exemplo 1 de dimensionamento de Mancal HD (Shigley; Mischke; Budynas, 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

# Aula 10 – Exemplo 1 de dimensionamento de Mancal HD (Shigley; Mischke; Budynas, 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.

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

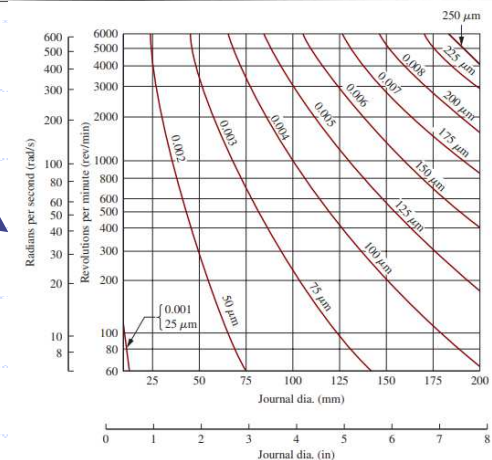
Adotando-se  $L/D = 0,75$  (mancal curto):

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

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

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
Túrbinas 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

# Aula 10 – Exemplo 1 de dimensionamento de Mancal HD (Shigley; Mischke; Budynas, 2006)

➤ Variação 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:

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

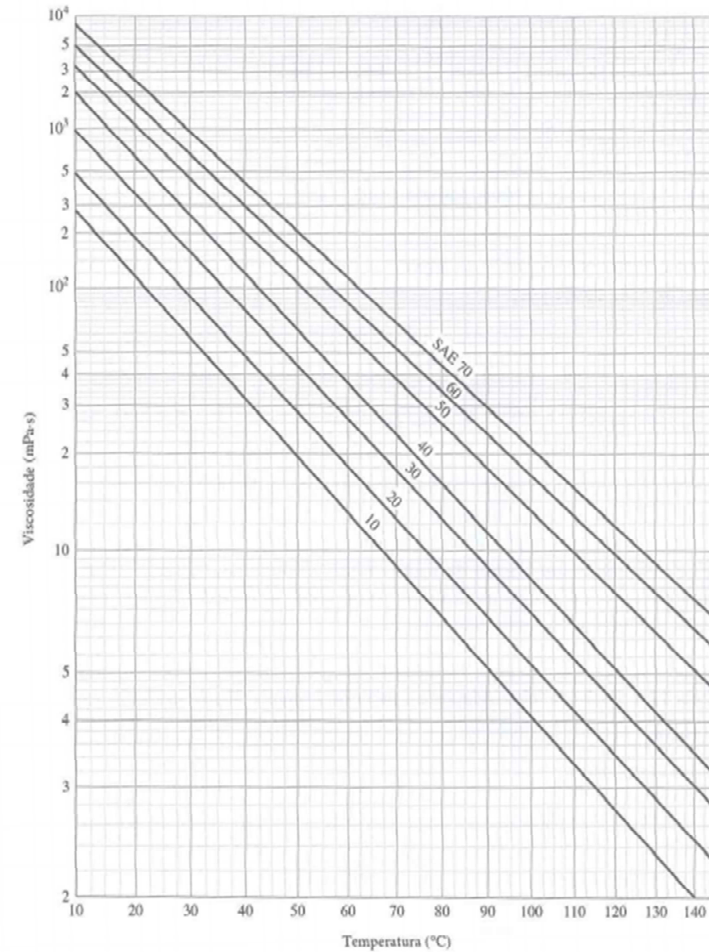


FIGURA 17.1 Viscosidade de óleos SAE. Adaptado a partir de Budynas.

# Aula 10 – Exemplo 1 de dimensionamento de Mancal HD (Shigley; Mischke; Budynas, 2006)

✓ Para relação  $L/D = 0,75$

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

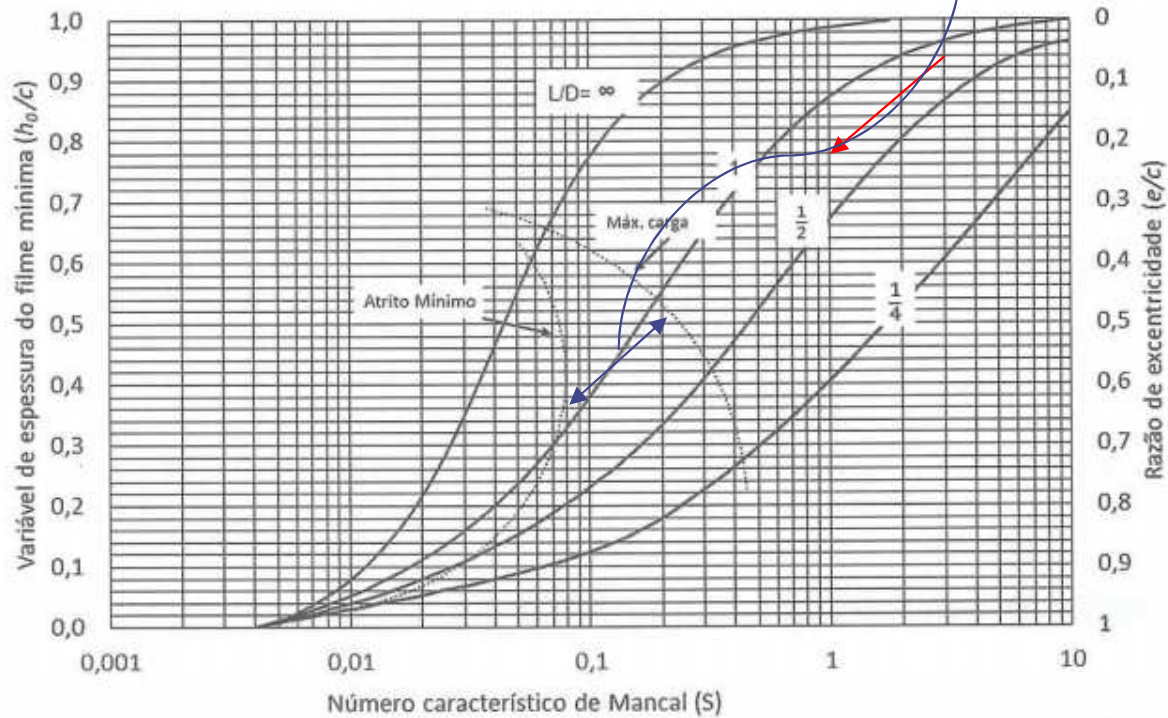


FIGURA 17.7 Carta para a variável espessura de filme mínima. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.



# Aula 10 – Exemplo 1 de dimensionamento de Mancal HD (Shigley; Mischke; Budynas, 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

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

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

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

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

6) Vazão de óleo que deverá ser fornecida ao mancal

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

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

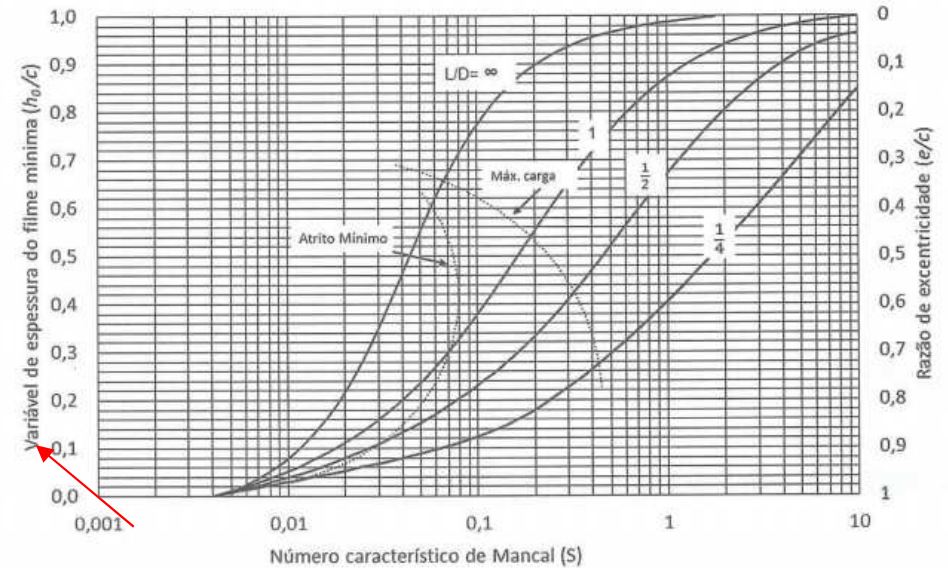


FIGURA 17.7 Carta para a variável espessura de filme mínima. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

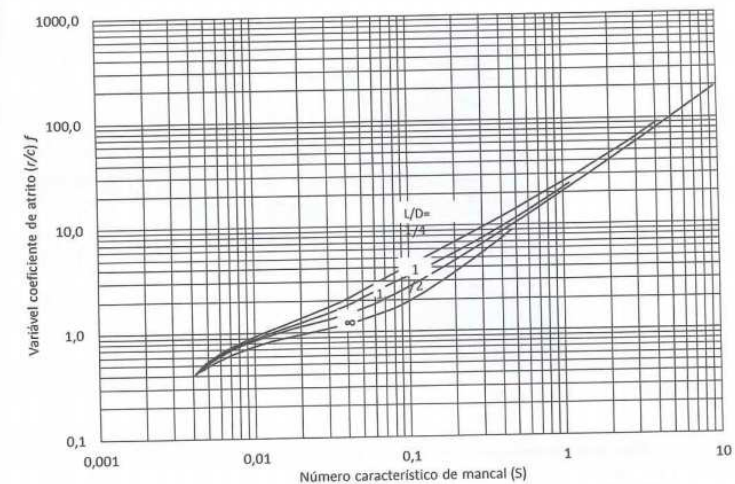


FIGURA 17.8 Carta para a variável coeficiente de atrito. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.



# Aula 10 – Exemplo de dimensionamento de Mancal HD (Shigley; Mischke; Budynas, 2006)

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

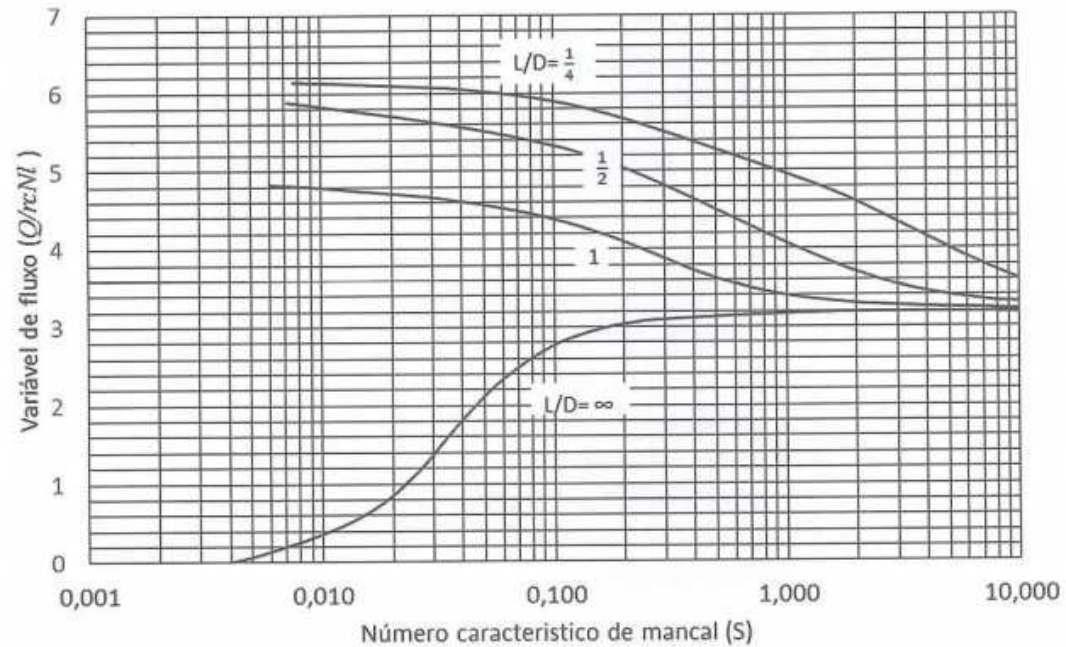


FIGURA 17.12 Carta para a variável de fluxo. Adaptado a partir de Raimondi e Boyd, 1958.

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

## Aula 10 – Recomendações gerais para projeto de mancais HD

1. Considera-se mancal curto quando a razão  $L/D$  está entre  $\frac{1}{4}$  e 1, porém, para fins de projeto, alguns autores consideram esta razão de  $\frac{1}{4}$  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 (avaliação da relação de tensão x deformação necessários)
3. Na prática, o conceito de mancais curtos vale para  $l/d$  igual ou menor a  $\frac{1}{2}$  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 e está próxima a 0,93; para  $O_N = 60$  ( $e = 0,90$ ) considera-se carregamento pesado; e finalmente, para  $O_N = 30$  ( $e = 0,82$ ) considera-se carregamento moderado.

## Aula 10 – Recomendações gerais para projeto de mancais HD

- **Rugosidade superficial** (mancal: 0,4 a 0,8  $\mu\text{m}$ ) e eixo (0,2 a 0,4  $\mu\text{m}$ ) – alta precisão: retificado e polida (aço\*);
- **Espessura mínima de película ( $h_0$ )**: Dependente da rugosidade superficial entre mancal-eixo ( $h_0 = 0,00025D$ )
- **Folga diametral ( $C_d$ )**: Depende da rugosidade, rotação e coeficiente de expansão térmica dos materiais. (0,001 a 0,002 x D)
- **Relação L/D**: (critérios de resistência mecânica – tensões e deflexões). O comprimento do eixo dentro do mancal deve assegurar um nível adequado de pressão, com base na área projetada ( $P_{\text{média}} = \text{carga}/LD$ ). Faixa de pressão para mancais industriais (1,4 a 3,4 MPa). Faixa:  $0,35 < L/D < 1,5$  (mancais curtos)

# Aula 10 – Fabricantes de mancais HD

Zollern, [www.zollern.com.br](http://www.zollern.com.br)

Schaeffler, [www.schaeffler.com.br](http://www.schaeffler.com.br)

Fonte: [Hydrodynamic Journal Bearing, PJ Style from Kingsbury](#)

TILTING PAD BEARINGS FIXED PROFILE BEARINGS SPECIALTY BEARINGS BEARING SERVICES

## Pumps and Systems

Kingsbury bearings perform well in a wide range of pump applications.



Photo copyright Sulzer Ltda., Jundiai, Brazil.

### Pumps & Pumping System Applications using Kingsbury Bearings

Kingsbury bearings can be found in a wide range of pump applications, including power generation, oil and gas pipeline pump bearings via multi-stage pumps, and water supply and treatment. In many instances, the OEM specifies forced lubrication. In such cases, we offer thrust and journal bearings either with a flooded housing (**EQH flooded thrust bearing**) or an evacuated housing (**direct lube LEG bearings**). Flooded bearings are typically

capable of bi-directional operation and are well suited for load pressures up to 3.5 MPa and speeds under 60 m/sec. Direct lube bearings are preferable for pumps with higher loads and sliding velocities, and their performance can be further enhanced with alternatives such as chrome-copper pads to quickly dissipate excessive heat from the babbitted face.

**Kingsbury, Inc.** SITE SEARCH

HOME ABOUT US CULTURE & CAREERS NEWS

TILTING PAD BEARINGS FIXED PROFILE BEARINGS SPECIALTY BEARINGS BEARING SERVICES APPLICATIONS LIBRARY CONTACT US

## Flooded Lubrication Journal, Model PJ

Kingsbury's flooded lubrication, pivoted shoe bearings come in a variety of configurations.



Over the years, Kingsbury engineers have refined the design of tilting pad journal bearings to increase performance, enhance operating stability, and extend operating life. Properly selected bearings are crucial to the performance of rotating equipment. Conversely, the cost and inconvenience of a poorly selected bearing can be catastrophic. The purpose of this information is to provide both the designer and the user of rotating equipment with a handy guide to the proper selection of Kingsbury pivoted-shoe journal bearings, as well as an overview of where they are best applied.

#### Why pivoted shoe journal bearings?

As rotating machinery has evolved, many types of bearings have come and gone. Today, rotational speeds and power density levels continue to increase, along with the complexity of the machinery. The dynamic characteristics of such complex machines depend heavily on the journal bearings.

The simplistic plain journal bearing, inherently unstable at light loads, can experience self-excited subsynchronous vibration during operation – a phenomenon known as oil whirl. While some bore profile modifications have been successful at raising the stability threshold when new, a fixed geometry bearing is susceptible to damage from misalignment, unbalance, wear, or shock loading. The inherent design characteristics of a pivoted shoe journal bearing, on the other hand, eliminate all concerns about oil film instability. At the same time, the mechanical design of a pivoted shoe journal bearing provides excellent resistance to shock and unbalanced loading while allowing continued operation during conditions of misalignment or wear.

[Download Flooded Lubrication Bearings Product Information](#)

### Contact Kingsbury

- > [Get A Quote](#)
- > [Request Information](#)
- > [Locate A Rep](#)
- > [Request Training](#)
- > [Aftermarket Contacts](#)

[Bearing Selection Tool](#)