

APOSTILA  
do Prof. Eduardo

Projeto de Máquinas

# Mancais, freios e cilindros pressurizados

Prof. Eduardo Furlan  
2023



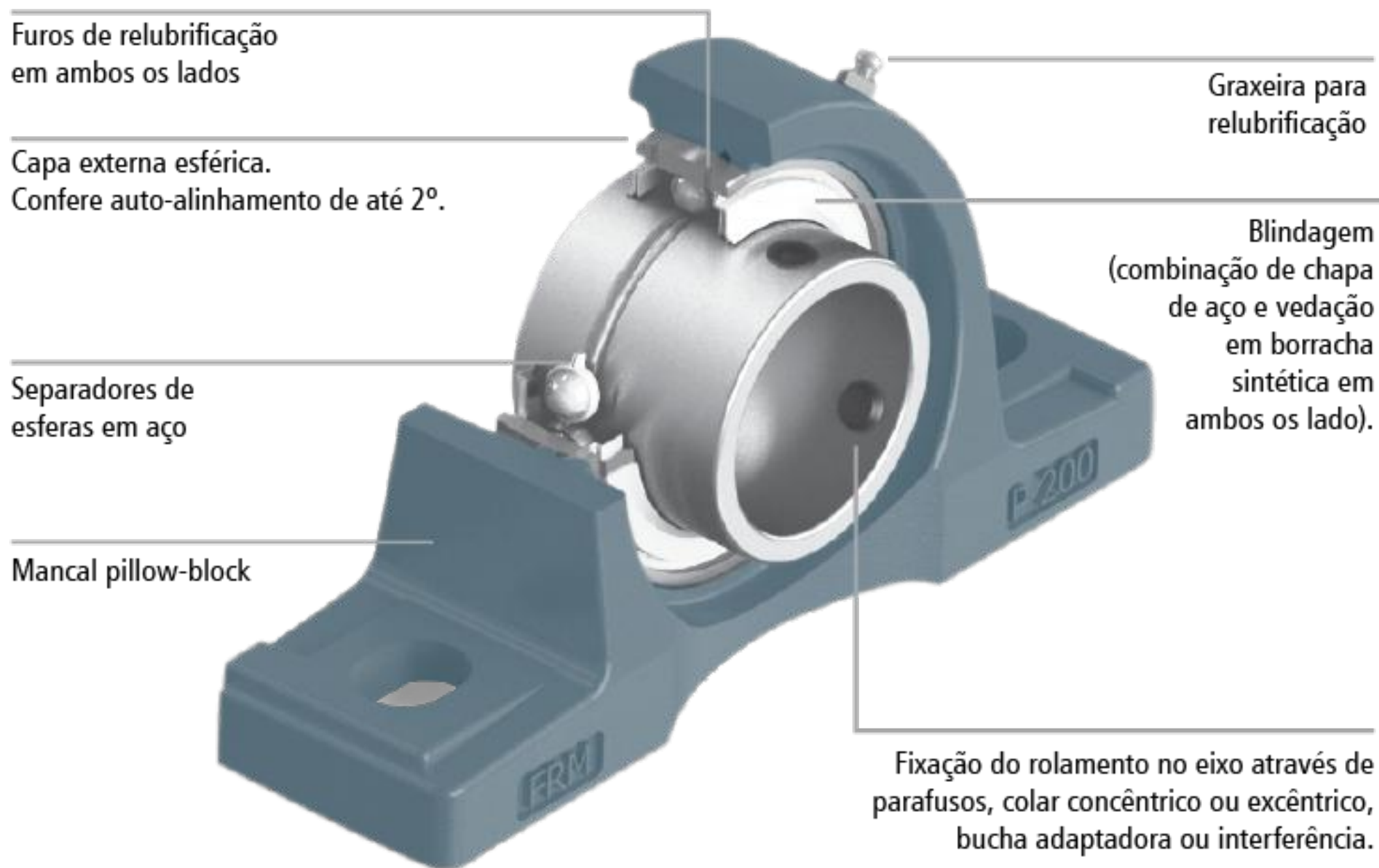
# Mancal

# Mancais

rolamento



# Mancais





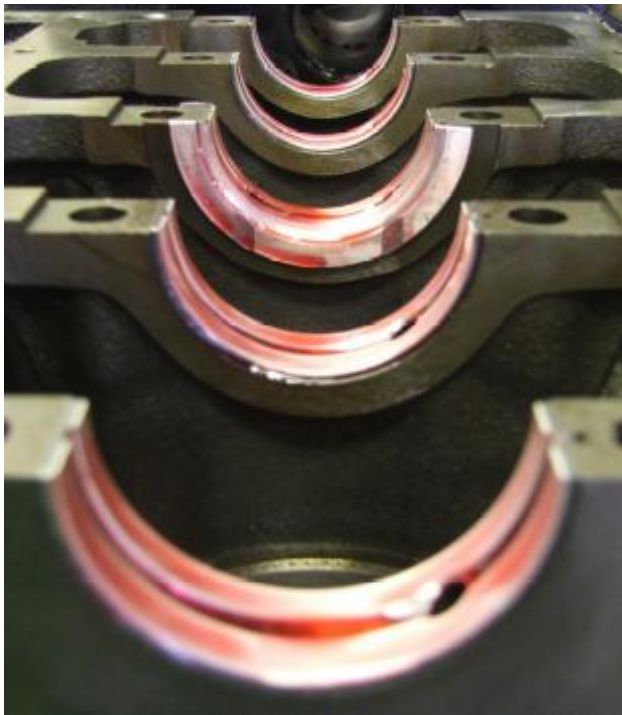
# Mancais

deslizamento



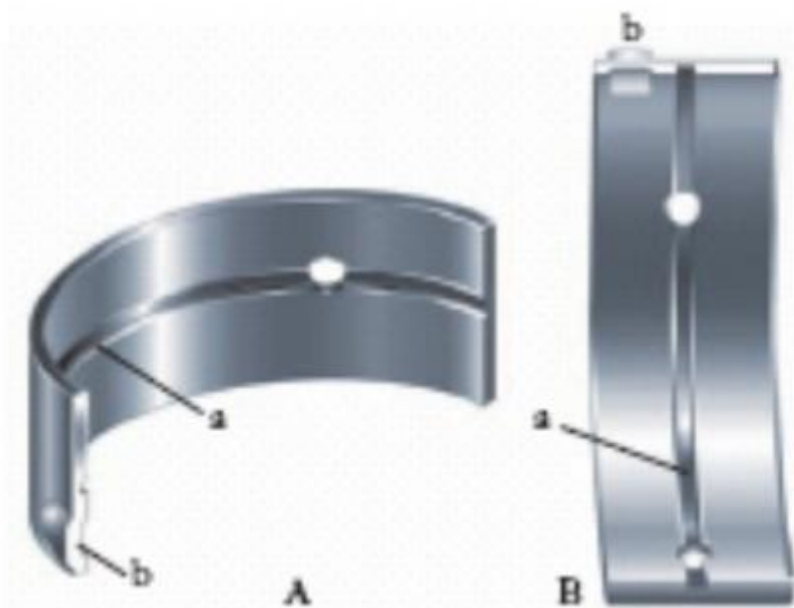
# Mancais

deslizamento

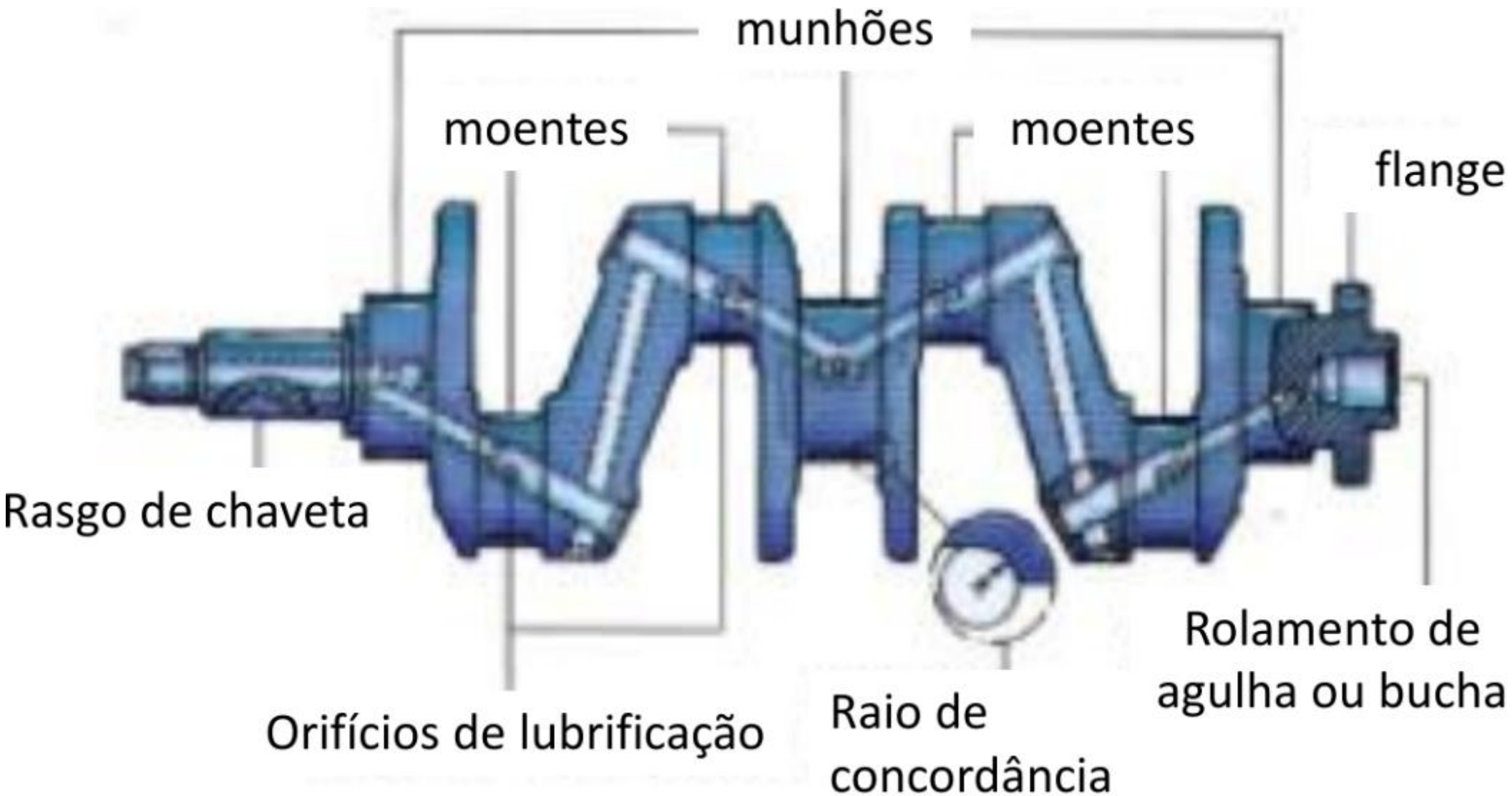


# Bronzinas

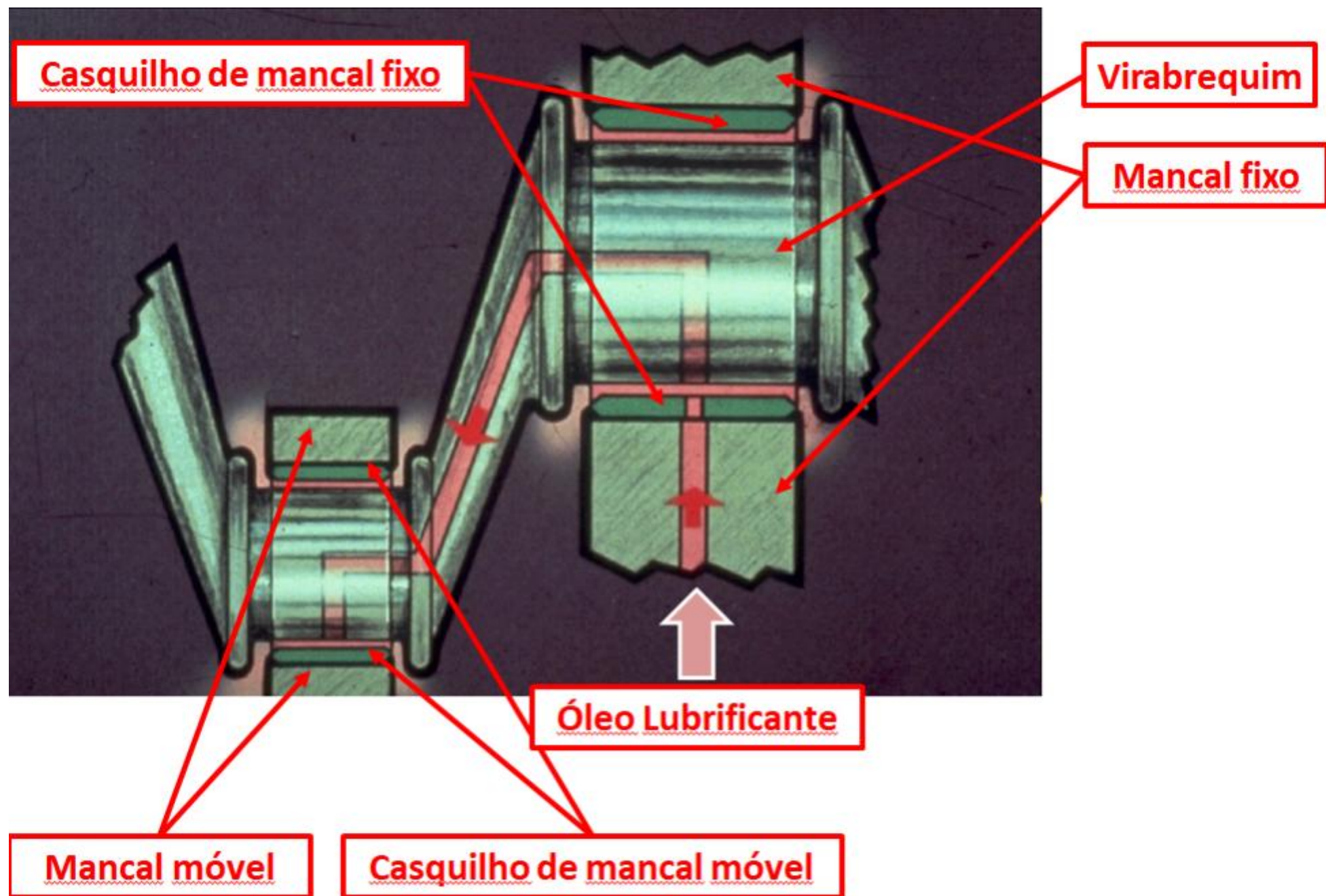
Bronzinas de biela e mancal

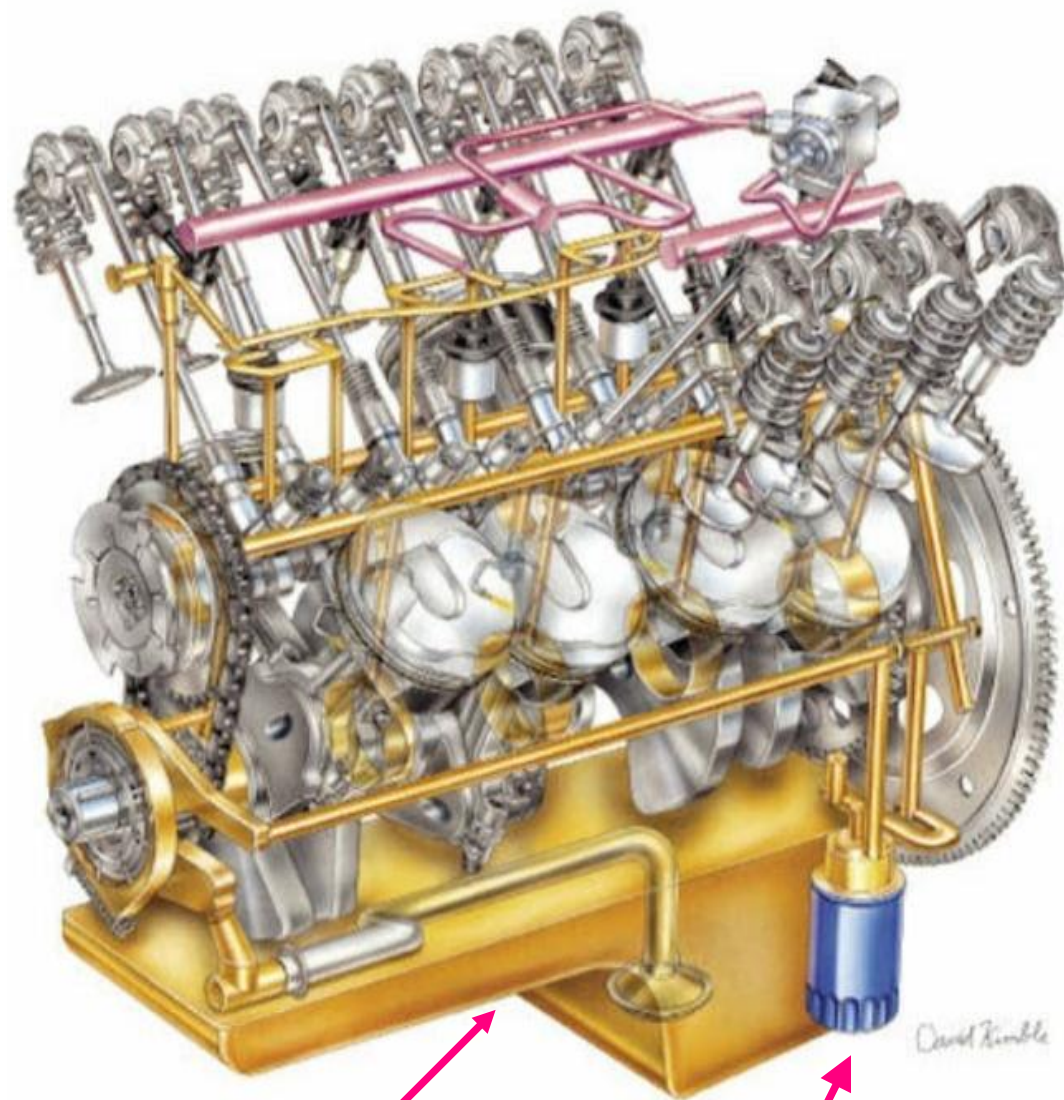
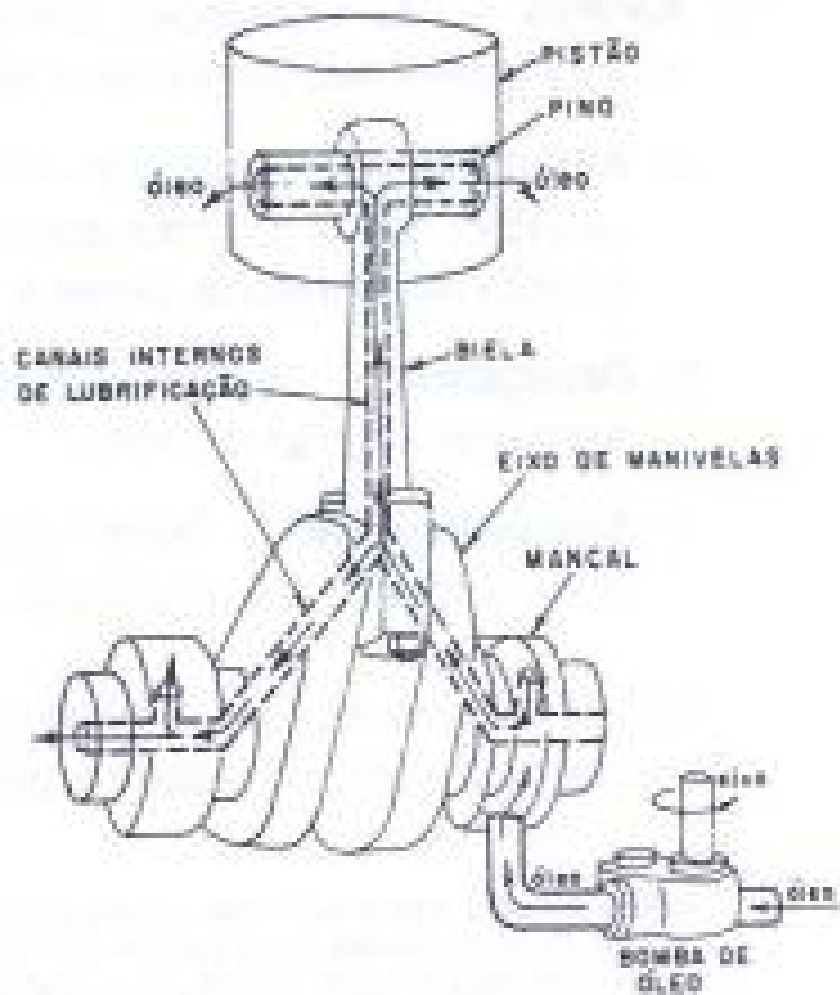


# Virabrequim







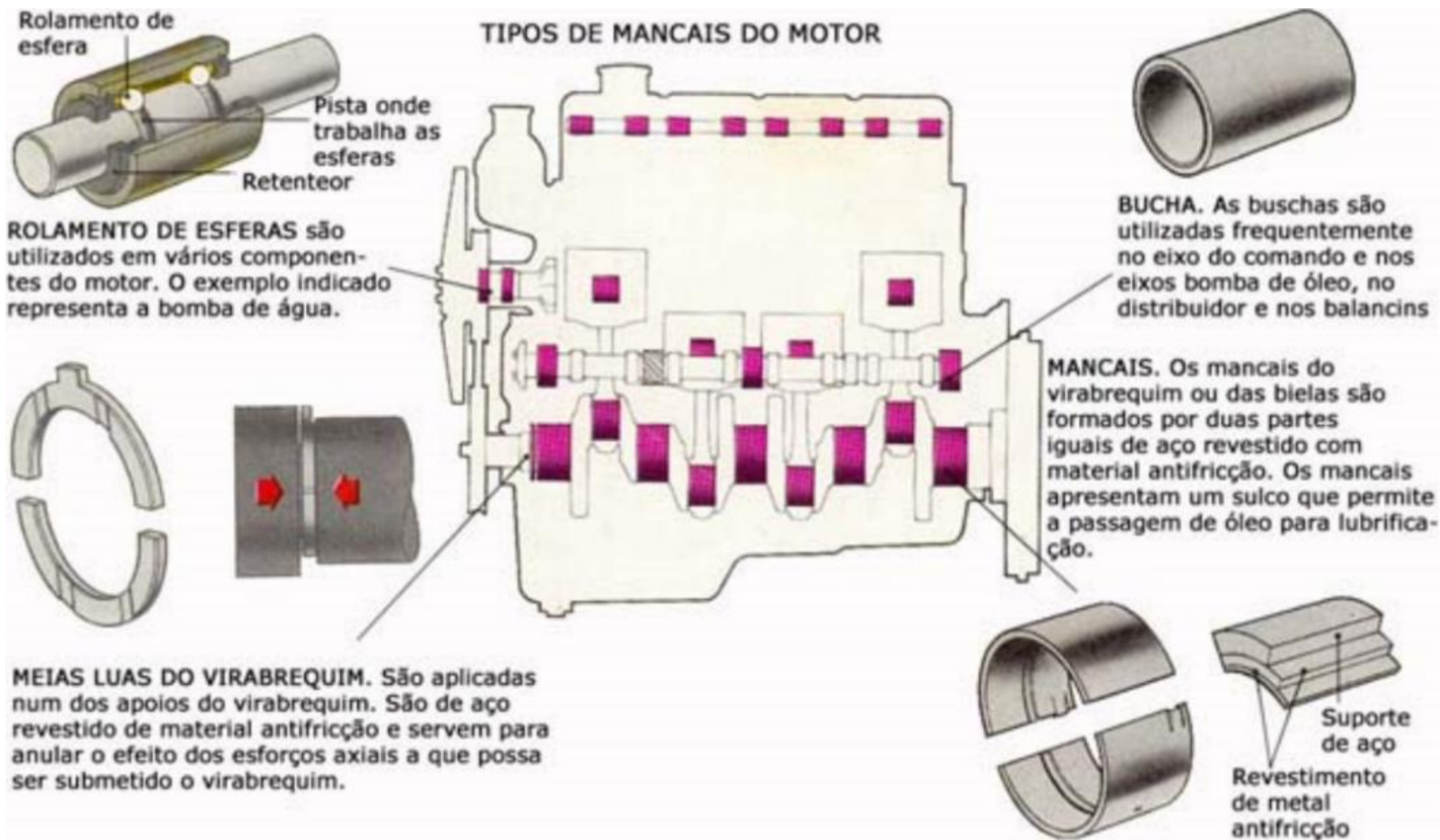


Reservatório

Filtro de óleo



# Mancais do motor



# Mancais

- Elementos de máquinas que permitem movimento relativo orientado entre dois componentes
- Enquanto uma carga é transmitida de um componente ao outro
- Sem que ocorra movimentação na direção da aplicação da força

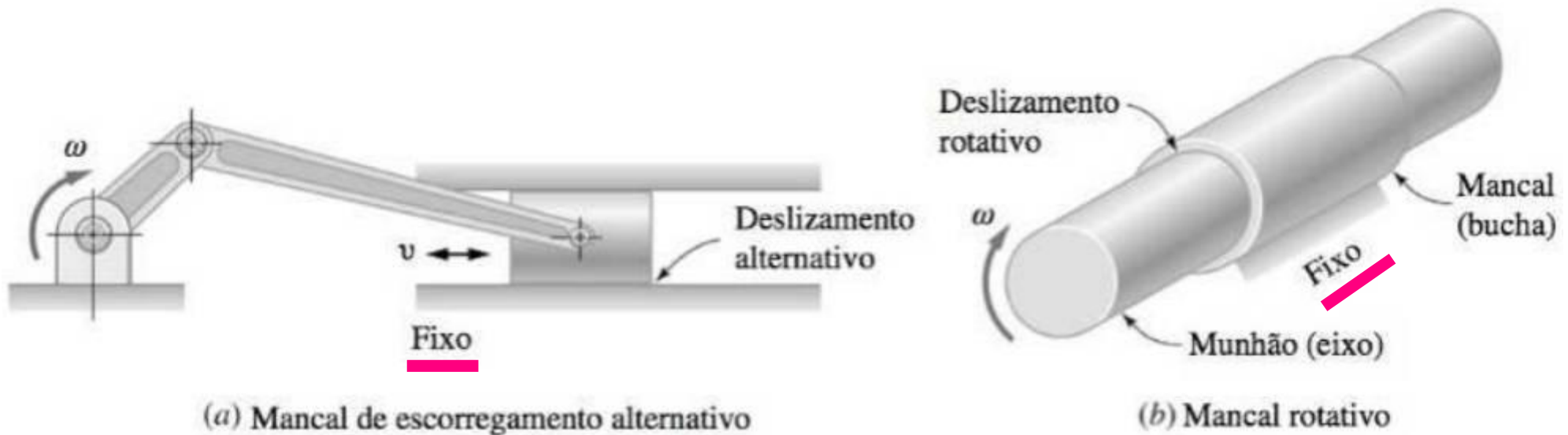


# Mancais

- Sustenta o eixo e cargas aplicadas a ele
  - Ao mesmo tempo em que gira
- Pode ser classificado em dois tipos
  - Mancais de deslizamento
  - Mancais de rolamento

# Mancal de deslizamento

Escorregamento de uma superfície móvel sobre outra fixa



# Mancal de rolamento

- Vantagens
  - menor custo
  - projeto de alojamento mais simples
  - menor espaço radial
  - operação silenciosa
  - resistência a sujeiras ou partículas
  - menor incidência de falha por fadiga e fácil reposição
  - relativamente leves

# Mancal de deslizamento

- Quando ocorre um movimento relativo entre superfícies, é preciso minimizar o atrito e o desgaste
- A maioria dos projetos prevê o uso de lubrificante
  - Redução de atrito
  - Perda da potência
  - Dissipar o calor produzido
- É ideal que a lubrificação seja feita com lubrificante limpo e isento de partículas que possam desgastar os componentes envolvidos no movimento
  - Filtro de óleo

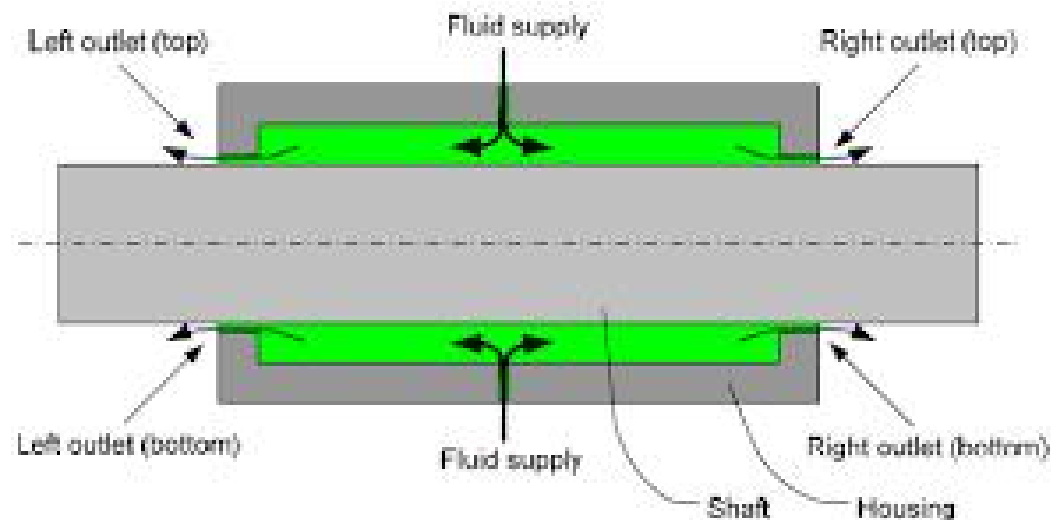


# Mancal de deslizamento

- A lubrificação é geralmente classificada segundo o grau com o qual o lubrificante separa as superfícies de deslizamento
  - Lubrificação hidrodinâmica
  - Lubrificação de filme misto
  - Lubrificação limítrofe
  - Lubrificação hidrostática

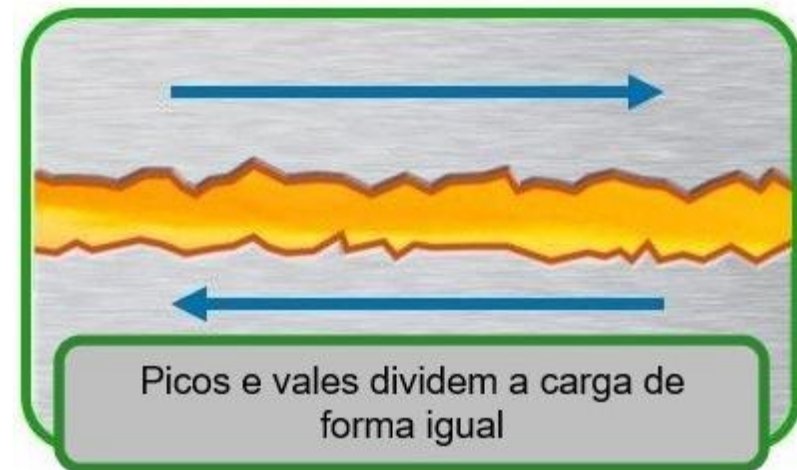
# Lubrificação hidrostática

- As superfícies são mantidas **totalmente separadas** devido à aplicação de **fluido pressurizado**
- Utilizado em aplicações específicas



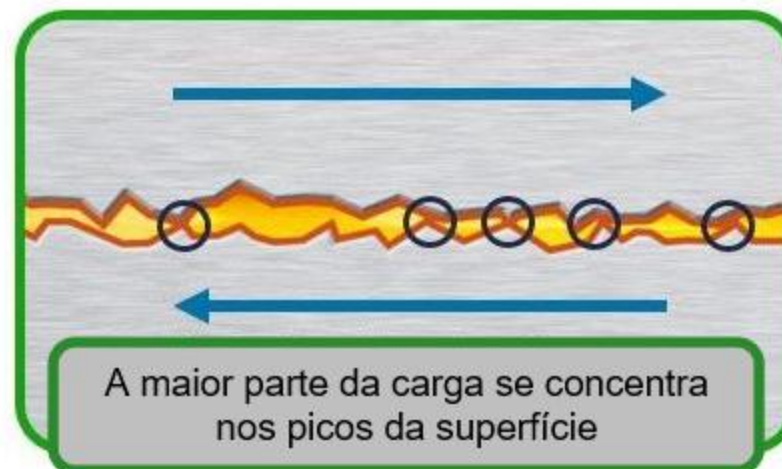
# Lubrificação hidrodinâmica

- A carga é suportada pela pressão do fluido gerada pelo movimento relativo das superfícies
- O desgaste da superfície não ocorre
- As perdas por atrito são apenas devidas ao contato com o filme lubrificante
- Os valores típicos do coeficiente de atrito  $f$  estão na faixa de 0,002 a 0,010



# Lubrificação de filme misto

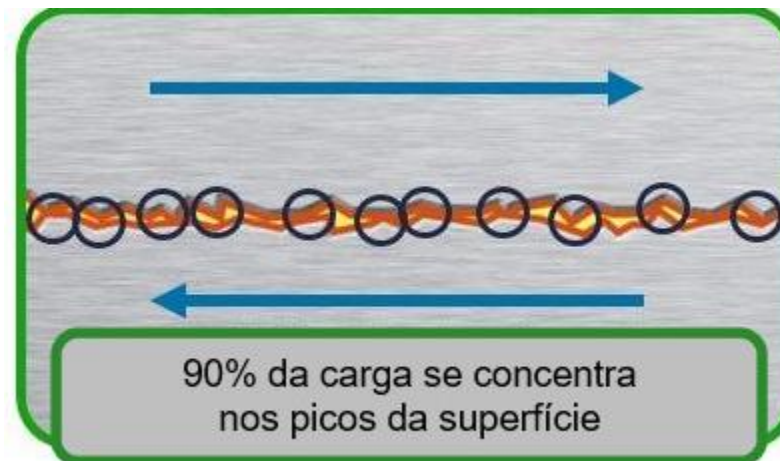
- Os picos da superfície ficam em contato de forma intermitente, e ocorre um apoio hidrodinâmico parcial
- Os coeficientes de atrito geralmente ficam na faixa de 0,004 a 0,10





# Lubrificação limítrofe

- A superfície de contato é contínua e extensiva, porém o lubrificante é continuamente “untado” nas superfícies e propicia um filme superficial adsorvido (adesão, fixação) renovado continuamente, que reduz o atrito e o desgaste
- Valores típicos de  $f$  estão na faixa de 0,05 a 0,20



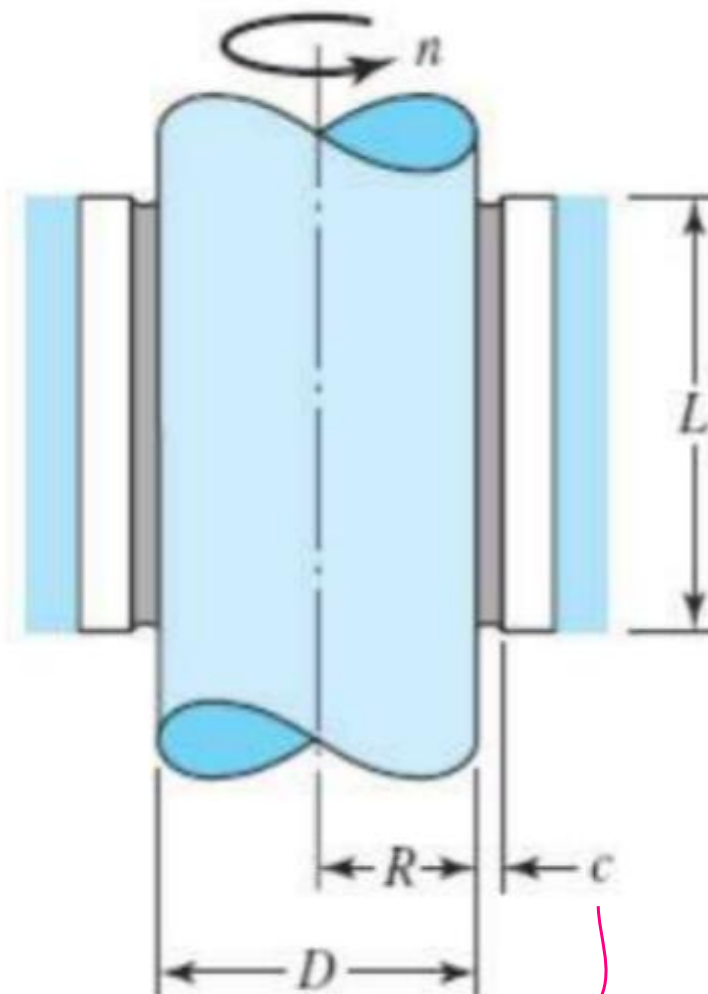
# Lubrificação limítrofe

- Levando em consideração o filme de óleo cilíndrico como um “bloco líquido” que está sob a ação de uma força  $F$ , o torque de atrito  $T_f$  é obtido pela equação

The diagram shows the Stribeck equation for boundary lubrication torque,  $T_f = \frac{4\pi^2 \mu n L R^3}{c}$ . The variables are annotated with pink text and arrows:  $T_f$  is labeled 'torque de atrito';  $\mu$  is labeled 'viscosidade absoluta';  $n$  is labeled 'velocidade da rotação [rotações por segundo]';  $L$  is labeled 'comprimento do mancal';  $R$  is labeled 'raio do eixo'; and  $c$  is labeled 'folga radial'.

$$T_f = \frac{4\pi^2 \mu n L R^3}{c}$$

# Mancal de deslizamento



$c = \frac{(\text{diâmetro do mancal} - \text{diâmetro do eixo})}{2}$

# Torque de atrito

(vide figura do slide anterior)

- Se uma pequena carga radial  $W$  for aplicada ao eixo, o torque de atrito  $T_f$  será dado por

The diagram shows the formula  $T_f = fWR = f(DLP)R$  with several labels and arrows:

- torque de atrito** (pink text) points to  $T_f$ .
- carga radial** (pink text) points to  $W$ .
- coeficiente de atrito** (pink text) points to  $f$ .
- força de arrasto por atrito** (green text) points to  $f$ .
- raio do eixo** (cyan text) points to  $R$ .
- carga unitária do mancal, ou carga radial por unidade de área projetada do mancal** (pink text) points to  $DLP$ .
- comprimento do mancal** (pink text) points to  $L$ .
- diâmetro do eixo** (pink text) points to  $D$ .

A green box highlights the term  $fWR$  in the equation.



# Equação de Petroff

- Quando a excentricidade for desprezível
- Igualamos as equações anteriores
- Equação para avaliação do coeficiente de atrito em mancal levemente carregado

The diagram shows the Petroff equation  $f = 2\pi^2 \frac{\mu n}{P} \frac{R}{c}$  with labels and arrows pointing to its variables:

- coeficiente de atrito** (coefficient of friction) points to  $f$ .
- viscosidade** (viscosity) points to  $\mu$ .
- velocidade de rotação** (rotational velocity) points to  $n$ .
- carga unitária do mancal** (unit bearing load) points to  $P$ .
- raio do eixo** (shaft radius) points to  $R$ .
- folga radial** (radial clearance) points to  $c$ .

# Número característico do mancal

- $R/c$  é da ordem de 500 a 1000 e é o inverso da razão de folga

número de Sommerfeld ou  
número característico do  
mancal (adimensional)

raio do eixo

viscosidade

velocidade de rotação

carga unitária do mancal

folga radial

$$S = \left( \frac{R}{c} \right)^2 \frac{\mu n}{P}$$

# Mancais de rolamento

- Permitem movimento relativo entre duas peças de máquina enquanto suporta as cargas
  - Eixo rotativo
  - Estrutura fixa
- O eixo rotativo é separado da estrutura fixa por elementos rolantes
  - O atrito rolante prevalece sobre o deslizante

- Seleção do mancal
  - Devemos decidir qual o tipo de mancal a ser utilizado
- O tamanho do mancal, sua alocação e método de montagem devem ser parâmetros de decisão
- Requisitos específicos de projeto em termos de carregamento, velocidades de operação, vida de projeto, confiabilidade e características de operação

- Em um primeiro momento, o tipo deve ser selecionado e, depois, o tamanho do mancal
- As capacidades de carga básica têm por objetivo descrever a capacidade do mancal de rolamento de resistir à falha por
  - **Fadiga superficial** (deformação em movimento) : medida pela capacidade de carga dinâmica básica  $C_d$  ,
  - **Contato** (deformação parado) : medida pela capacidade de carga estática básica  $C_s$
- Ambos os parâmetros são fornecidos por diversos fabricantes de rolamentos

- A relação entre a carga radial (P) e a vida útil do mancal (L), é dada por

vida útil do mancal  
[revoluções para falha]

$$\frac{L}{10^6} = \left( \frac{C_d}{P} \right)^a$$

capacidade de carga dinâmica básica

$a = 3 \rightarrow$  mancais de esfera

$a = 10/3 \rightarrow$  mancais de rolos

carga radial



- A capacidade de carga radial estática básica  $C_s$  é a maior carga radial estacionária que irá produzir evidência significativa de marcas ou endentações no elemento mais carregado no ponto de contato
- Isso é definido como qualquer deformação plástica maior que 0,0001 do diâmetro do elemento de rolagem

- Embora seja rotina dos fabricantes publicar em seus catálogos mancais com confiabilidade de 90%, algumas vezes o projetista precisa selecionar mancais com valores mais elevados de confiabilidade
- Neste caso, o fator de confiabilidade de ajuste de vida,  $K_R$ , pode ser utilizado para ajustar a capacidade de vida nominal do mancal para qualquer valor mais elevado de confiabilidade  $R$

- A capacidade de vida para a confiabilidade ajustada é dada por

fator de confiabilidade  
de ajuste de vida

capacidade de  
vida para a  
confiabilidade  
ajustada

$$L_P = K_R L_{10}$$

$L_{10}$  corresponde a uma  
confiabilidade  $R = 90$ , ou  $10^6$   
revoluções

Freio



35



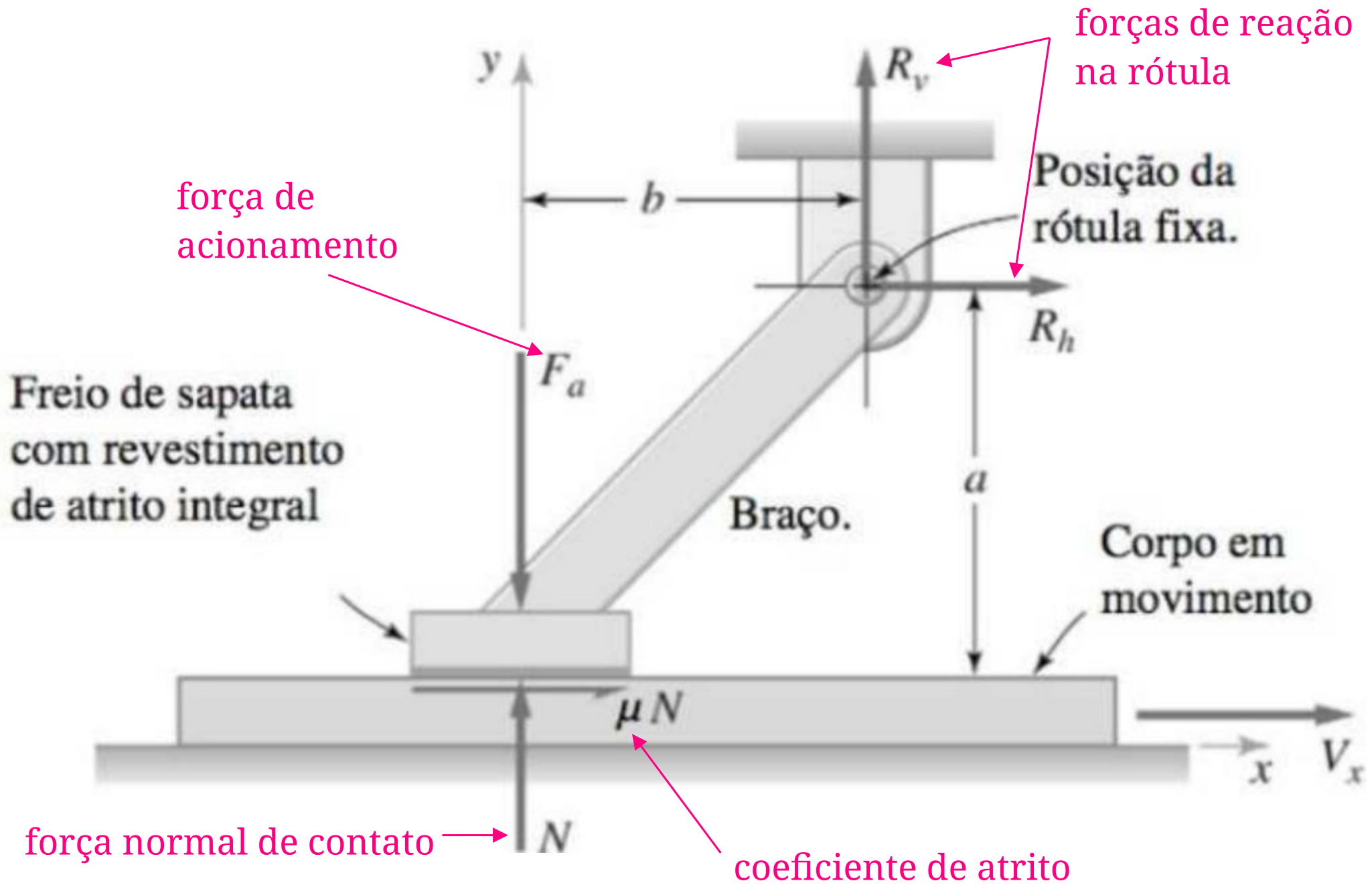
- O procedimento para análise e projeto de freios é fundamentalmente o mesmo para todos os tipos de freios e embreagens
- O início do projeto requer que o projetista escolha um freio que seja compatível com a aplicação
  - É importante que sejam consideradas restrições dimensionais do projeto



- O par de material com o qual o freio será manufaturado deverá ser escolhido com base
  - Nos prováveis modos de falha dominantes
  - Nas condições operacionais
  - No tempo de resposta de acionamento do freio

- O torque necessário para que se atinja (reduza) a velocidade necessária no tempo idealizado deve ser estimado
- Bem como a energia a ser dissipada na região de contato de atrito
- A distribuição de pressão sobre as superfícies de contato devem ser estimadas
- E a pressão na região de atrito deve ser determinada em função da máxima pressão

Figura 4.4 | Freio de sapata simples, de articulação estacionária, acionado contra um corpo plano em movimento



- Assumimos que a distribuição de pressão é uniforme em toda a superfície da sapata
- $p$  (pressão em qualquer ponto especificado) é igual a  $p_{\text{máx}}$  (máxima pressão na zona de contato)
- Como a pressão possui distribuição uniforme, a força normal  $N$  é dada por

$$N = p_{\text{máx}} A$$

em que  $A$  é a área de contato da superfície de atrito

- Construindo o diagrama de corpo livre e realizando a somatória de momentos em relação ao pino da rótula fixa, temos que

$$F_a b - Nb + \mu Na = 0$$

- A força atuante necessária  $F_a$  é dada por

força normal de contato      coeficiente de atrito      área de contato da superfície de atrito

força de acionamento

$$F_a = \frac{N(b - \mu a)}{b} = \frac{p_{\text{máx}} A(b - \mu a)}{b}$$

máxima pressão na zona de contato

- A reação da força  $R_h$  na rótula é dada pela somatória das forças horizontais

$$R_h + \mu p_{\text{máx}} A = 0$$

o que fornece

$$R_h = - \mu p_{\text{máx}} A$$

(o sentido da reação é para a esquerda)




- A reação da força  $R_v$  na rótula é determinada pela somatória de forças verticais

$$R_v = p_{máx} A \left[ \frac{b - \mu a}{b} - 1 \right]$$

# Freio autofrenante e freio autodinâmico

coeficiente de atrito

- Quando


$$\frac{(b - \mu a)}{b} \leq 0$$

nenhuma força de acionamento externa é necessária para que o freio seja acionado

- O contato entre as superfícies causa acionamento imediato e total devido ao momento de atrito

- **Autofrenante:** esse tipo de comportamento não é desejado, pois o acionamento pode se dar de forma abrupta e incontrolável
- **Autodinâmico :** é interessante aproveitar o momento gerado por atrito para redução do valor de  $F_a$  (força de acionamento)

- A determinação se um sistema vai ser **autodinâmico** sem ser **autofrenante** pode ser feita por meio da utilização do coeficiente de pseudo atrito  $\mu'$ , que é estimado como, aproximadamente

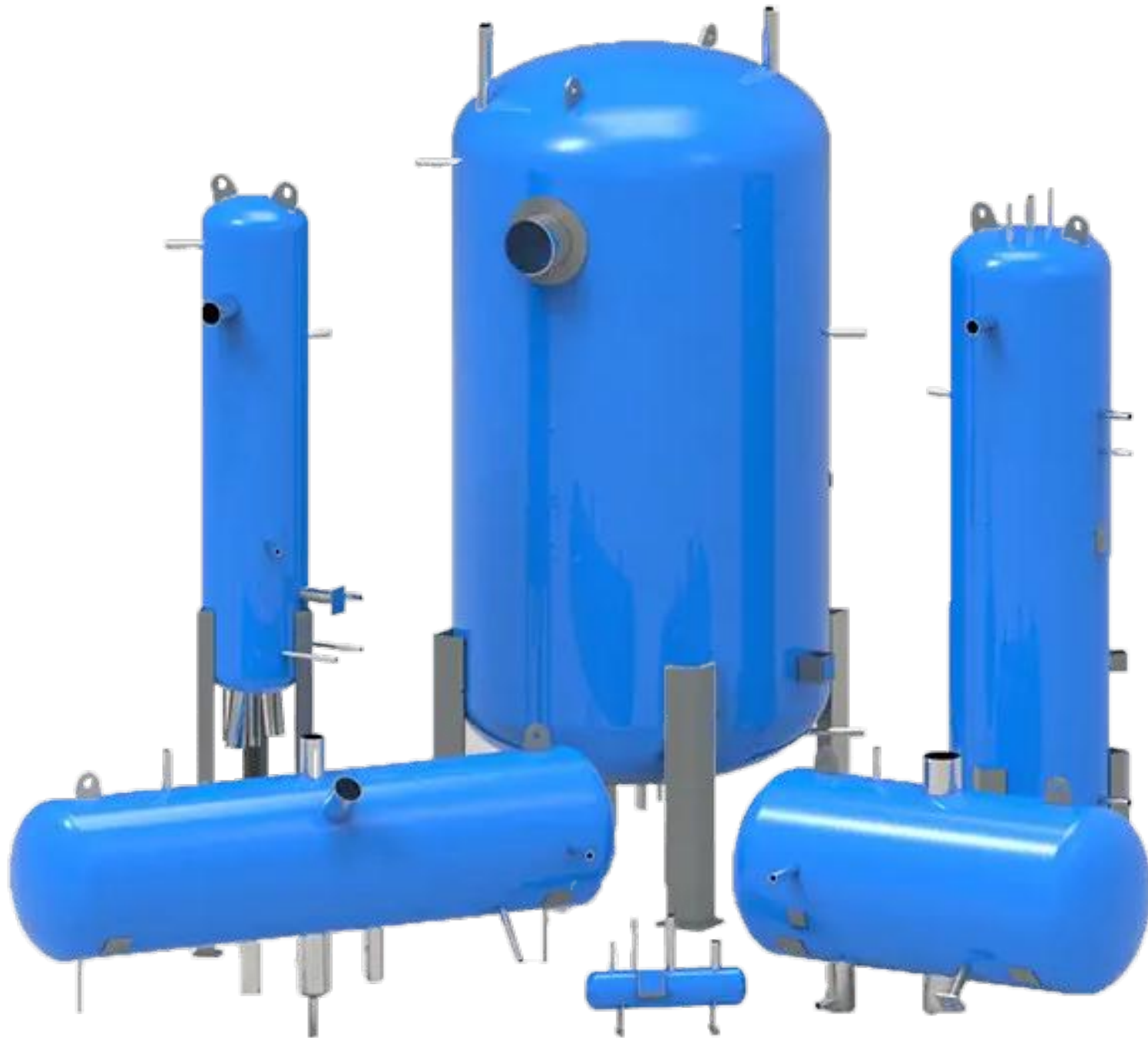
$$1,25 \mu \text{ a } 1,5 \mu$$

$\mu$  é o valor máximo do coeficiente de atrito especificado pelo fabricante do material do revestimento

# Vaso de pressão

# Alguns tipos

48







# Existem muitos tipos diferentes



# Vasos de pressão

- Os vasos de pressão são utilizados para armazenar fluidos pressurizados e podem assumir diversas formas ou combinações
- Esses elementos podem ser pressurizados internamente ou externamente, podem ser constituídos por paredes finas ou grossas e, também, podem ter as extremidades abertas ou fechadas
- São amplamente utilizados em tanques, dutos, **canos de armas**, atuadores hidráulicos ou pneumáticos, dentre outras aplicações

# Projeto de vaso de pressão

- As descontinuidades geométricas requerem atenção especial, assim como as regiões concentradoras de tensão
- Atenção às junções do vaso com os tampos, independentemente de sua forma geométrica
- Contempla o posicionamento de bocais, janelas de inspeção e limpeza, soldas de costura, regiões de aumento ou diminuição de espessura e suportes para flanges

- Nos Estados Unidos
  - **ASME** para Caldeiras e Vasos de Pressão (ASME Boiler and Pressure Vessel Code)
- No Brasil
  - **NR-13** do Ministério da Economia (funciona como uma lei federal)
  - **ABNT NBR 16528** define os requisitos mínimos que os fabricantes, usuários e organismos devem atender

- Os cilindros pressurizados ou vasos de pressão são classificados de acordo com a espessura de sua parede
  - Cilindros de paredes finas
    - Espessura da parede ( $t$ ) do cilindro  $\leq 10\%$  do seu  $\emptyset$
  - Cilindros de paredes grossas
    - Componentes de tensão radial  $\sigma_r$  e tangencial  $\sigma_t$  na parede não se distribuem de forma linear

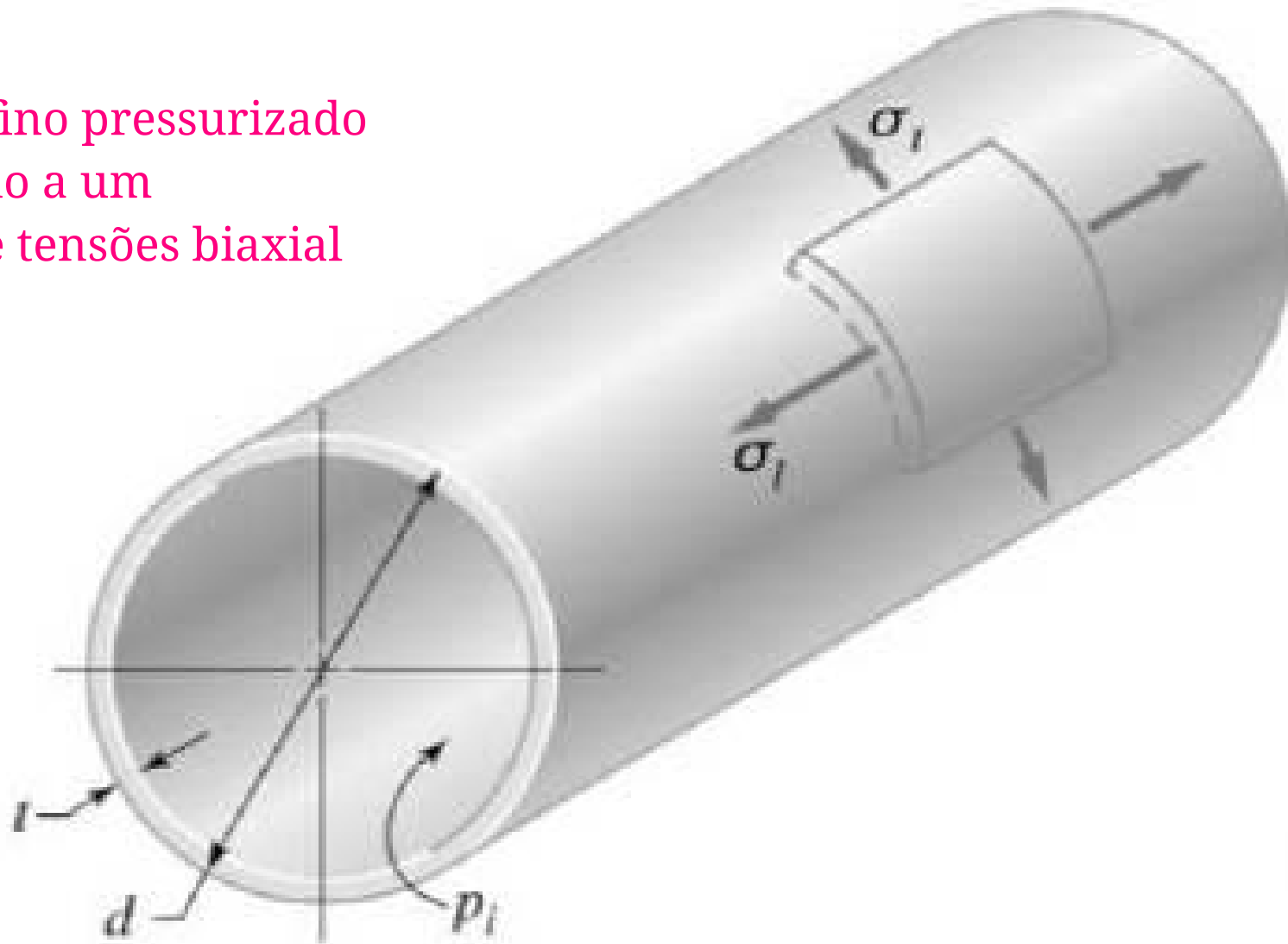


# Análise de um cilindro de paredes finas

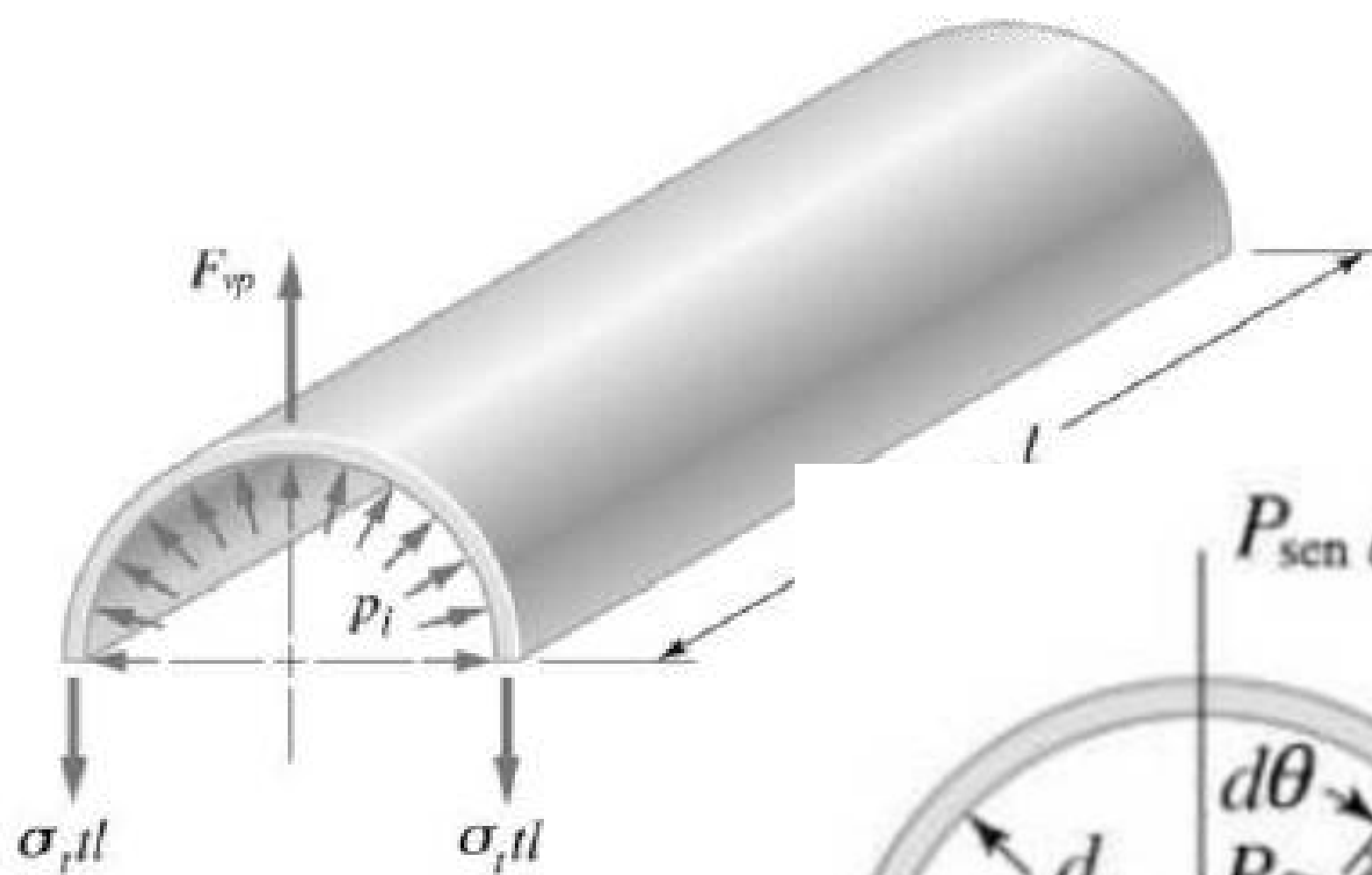
55

aberto nas extremidades

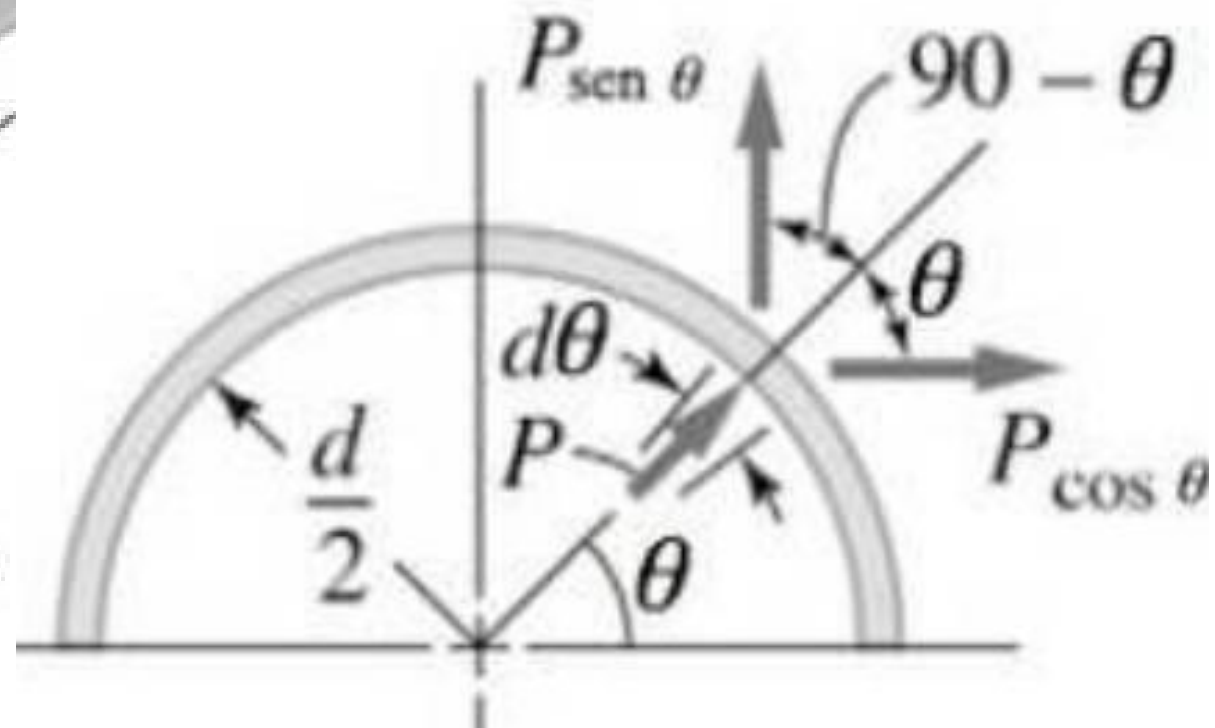
cilindro fino pressurizado  
submetido a um  
estado de tensões biaxial



(a) Cilindro fino pressurizado mostrando as tensões em um elemento de volume.



(b) Semicilindro representado como um corpo livre.



(c) Componentes da força induzidas pela pressão sobre um arco  $d\theta$  de uma casca fina.

(continua)

(continuação do slide anterior)

- Considerando a metade superior (Fig anterior, (c)), o equilíbrio de forças na vertical é dado por

componente vertical da força devido à pressão interna ( $p_i$ )

$$F_{vp} - 2(\sigma_t t l) = 0$$

espessura do cilindro

comprimento

componente de tensão tangencial

- $p_i$  : encontrada integrando a componente vertical da força sobre a superfície semicircular (**slide a seguir**)

(continuação do slide anterior)

Diagram illustrating the forces acting on a cylindrical shell element of thickness  $t$  and length  $l$ . The internal pressure  $p_i$  acts on the projected area  $dl$ . The tangential stress  $\sigma_t$  acts on the two vertical surfaces of the element, each with area  $tl$ . The equilibrium equation is:

$$p_i dl - 2(\sigma_t tl) = 0$$

Labels in the diagram:

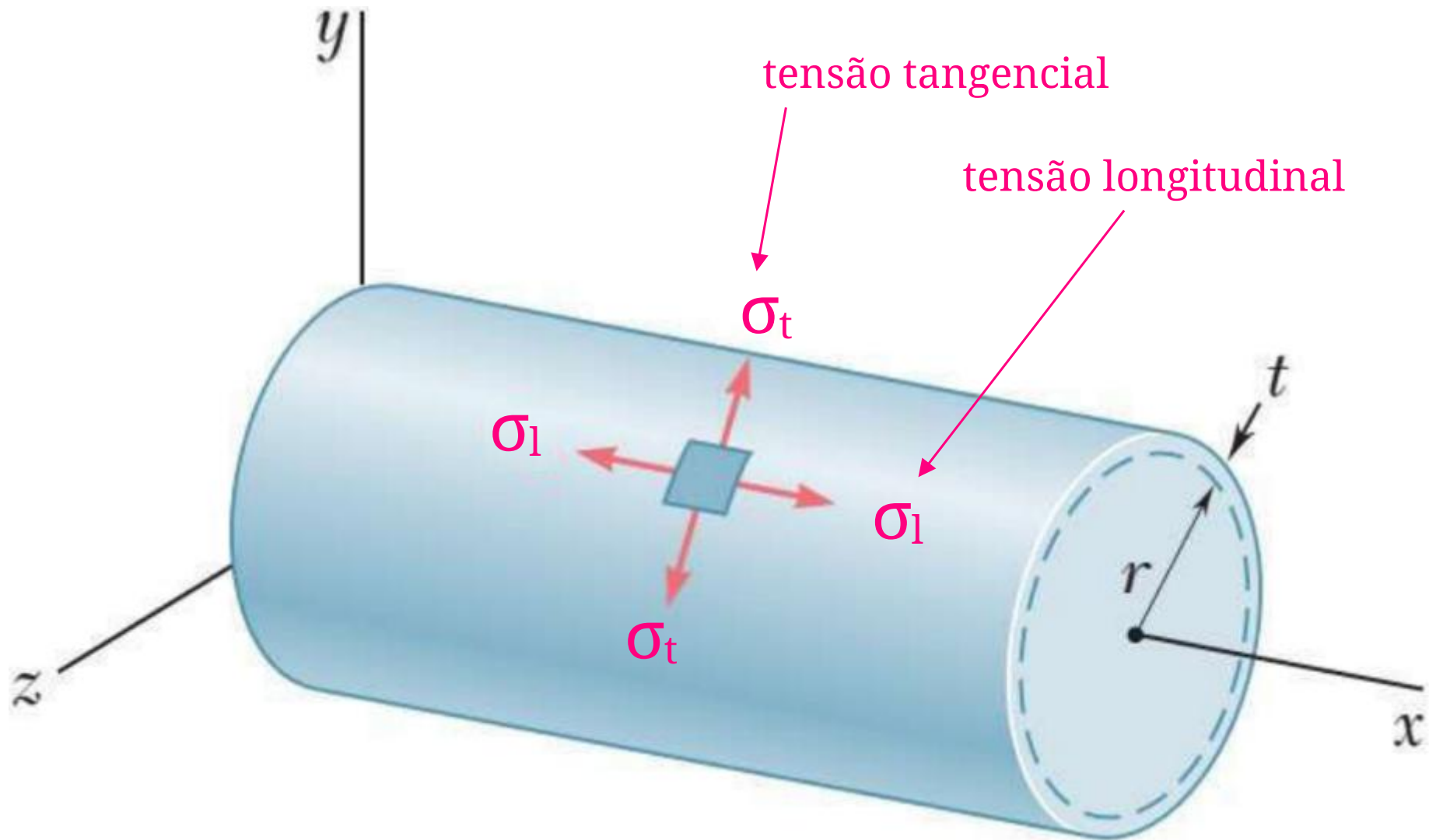
- pressão interna:  $p_i$
- área projetada:  $dl$
- espessura do cilindro:  $t$
- comprimento:  $l$
- componente de tensão tangencial:  $\sigma_t$

- substituindo, chega-se no componente tangencial de tensão

$$\sigma_t = \frac{p_i d}{2t}$$

# Cilindro fechado em suas extremidades

59



# Cilindro fechado em suas extremidades

60

- Componente de tensão longitudinal  $\sigma_l$
- Equilíbrio de forças axiais no plano que passa perpendicularmente ao eixo do cilindro

pressão interna  $\rightarrow$

$$p_i \left( \frac{\pi d^2}{4} \right) = \sigma_l (\pi d t)$$

$\rightarrow$  área projetada

$$\sigma_l = \frac{p_i d}{4t}$$

# Referências

BUDYNAS, R. G. Elementos De Maquinas De Shigley. 8ª edição. [S. l.]: AMGH, 2011.

COLLISN, J. A.; BUSBY, H. R.; STAAB, G. H. Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: uma Perspectiva de Prevenção da Falha. 2ª edição. [S. l.]: LTC, 2019.

LOBO, Y. R. de O.; JÚNIOR, I. E. de O.; ESTAMBASSE, E. C.; SHIGUEMOTO, A. C. G. Projeto de máquinas. Londrina: Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2019.

NORTON, R. L.; BOOKMAN, E.; STAVROPOULOS, K. D.; AGUIAR, J. B. de; AGUIAR, J. M. de; MACHNIEVSCZ, R.; CASTRO, J. F. de. Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada. 4ª edição. [S. l.]: Bookman, 2013.



APOSTILA  
do Prof. Eduardo

<https://github.com/efurlanm/teaching/>

Prof. Eduardo Furlan  
2023

