

---

# Podstawy Konstrukcji Maszyn

## Łożyska ślizgowe

---

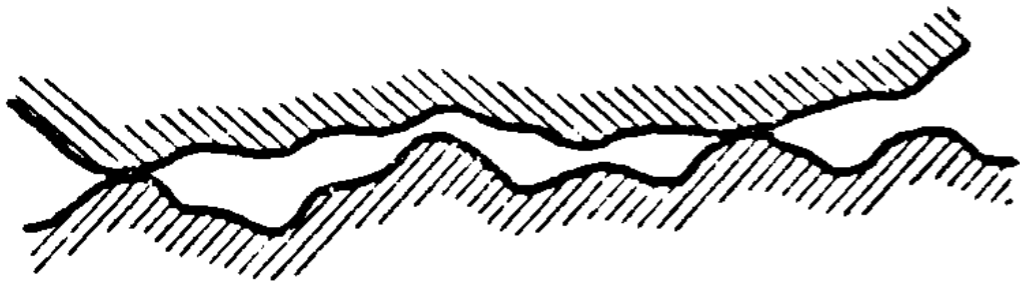
# Definicja tarcia

**Tarcie** – zjawisko fizyczne przeciwdziałające względnemu ruchowi dwóch stykających się ciał lub ruchowi ciała w ośrodku gazowym, lub ruchowi cieczy i gazu, w rezultacie którego powstają opory tarcia.

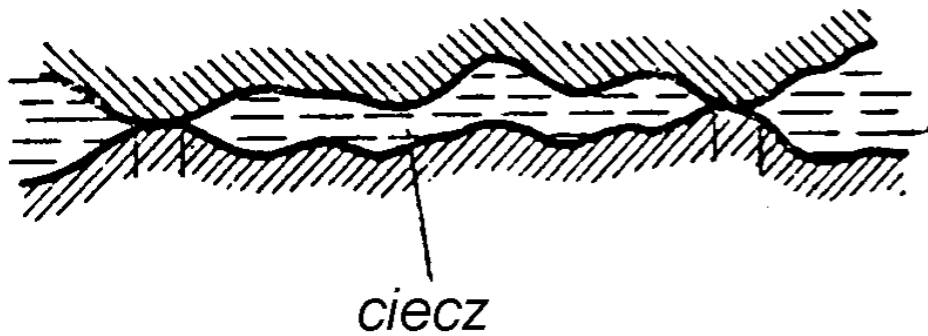
Rodzaje tarcia:

- **suche** ( $\mu = 0,3$  do  $0,8$ ) – brak smaru pomiędzy czopem a panwią,
- **półsuche** ( $\mu = 0,1$  do  $0,3$ ) – powstaje na skutek utleniania się czopa, a także innych zanieczyszczeń np. oleju,
- **płynne** ( $\mu = 0,001$  do  $0,005$ ) powstaje przy rozdzieleniu powierzchni ślizgowych warstewką smaru (film olejowy),
- **półpłynne/mieszane** ( $\mu = 0,005$  do  $0,1$ ) powstaje gdy grubość filmu olejowego jest za cienka aby całkowicie rozdzielić współpracujące elementy.

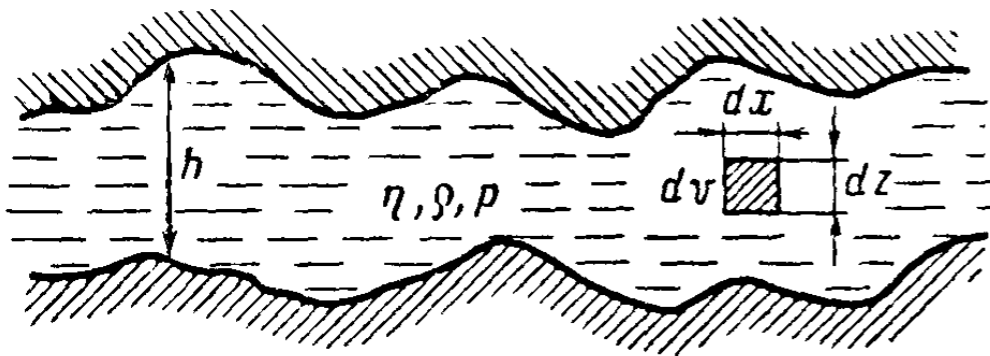
# Rodzaje tarcia



**Tarcie suche**



**Tarcie półpłynne**



**Tarcie płynne**

# Właściwości smaru

Podstawową cechą smaru jest:

- Lepkość,
- Smarowość,
- Temperatura krzepnięcia i zapłonu

Rozróżnia się smary:

- **Stale** (sproszkowany grafit, dwusiarczek molibdenu, azotek boru, siarczek srebra, wermikulit),
- **Plastyczne** (głównie na bazie mydeł np. towot),
- **Ciekłe** (oleje mineralne oleje syntetyczne)

---

# Łożyska ślizgowe

---

# Podział łożysk ślizgowych

Ze względu na stosowane medium smarowe łożyska ślizgowe dzieli się na:

- **suche** – okresowo smarowane smarem plastycznym lub niesmarowane, używane są w łożyskowaniach mniej obciążonych i mniej odpowiedzialnych.
- **powietrzne** (gazowe), w których dystans między wałem a panewką utrzymywany jest przez poduszkę powietrzną wytworzoną przez sprężone powietrze.
- **magnetyczne**, w których wykorzystuje się zjawisko lewitacji magnetycznej; cechuje je brak tarcia, brak medium smarującego.
- **olejowe**, w których w czasie ruchu wału pomiędzy jego powierzchnią a panewką tworzy się cienka warstewka oleju (film olejowy); można je podzielić na:
  - **hydrodynamiczne**, w których film olejowy tworzy się samoczynnie wskutek zjawisk hydrodynamicznych zachodzących w szczelinie,
  - **hydrostatyczne**, w których do panewki dostarczany jest dodatkowo olej pod ciśnieniem,
- **samosmarowe**, zawierające w strukturze panwi środek smarowy.

# Zalety stosowania łożysk ślizgowych:

- do przenoszenia dużych obciążeń,
- do przenoszenia obciążeń uderowych,
- przy konieczności stosowania dużych średnic,
- gdy konieczne jest tłumienie drgań wału,
- w przypadku konieczności dzielenia łożysk w płaszczyźnie osi wału,
- gdy wymagana jest cichobieżność
- przy dużych prędkościach obrotowych wału ( $v > 30 \text{ m/s}$ )

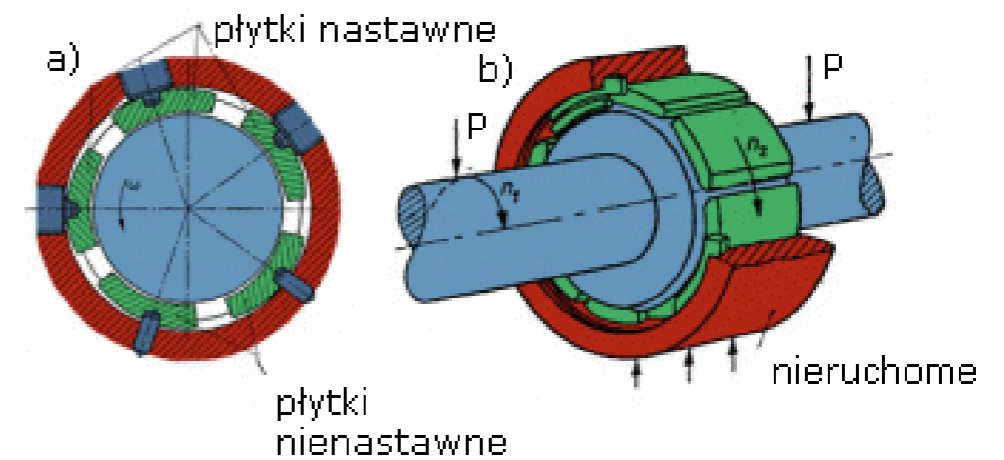
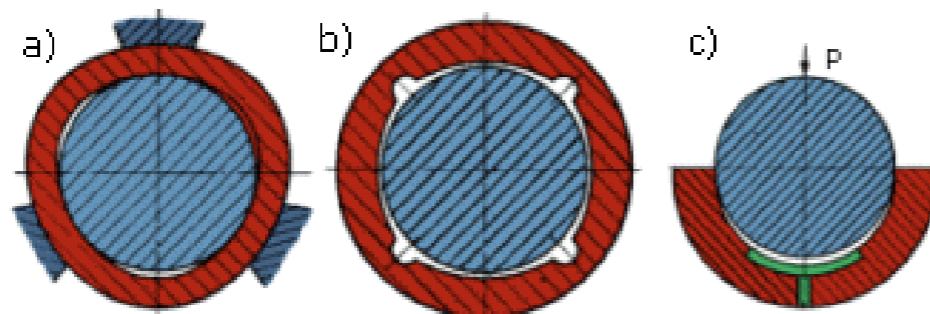
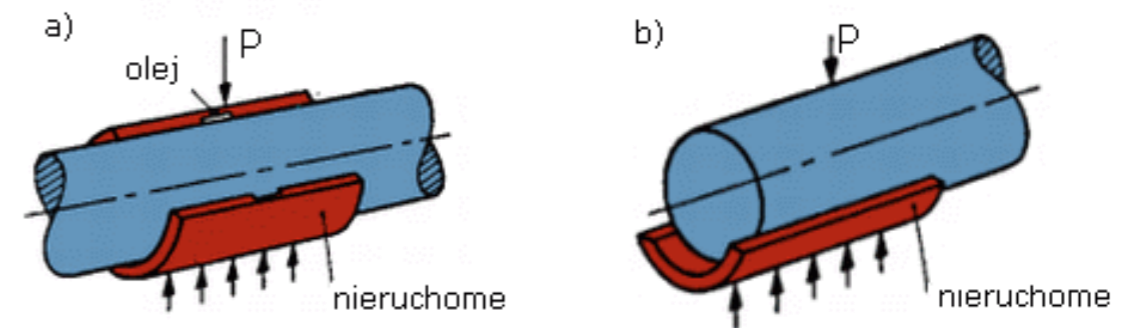
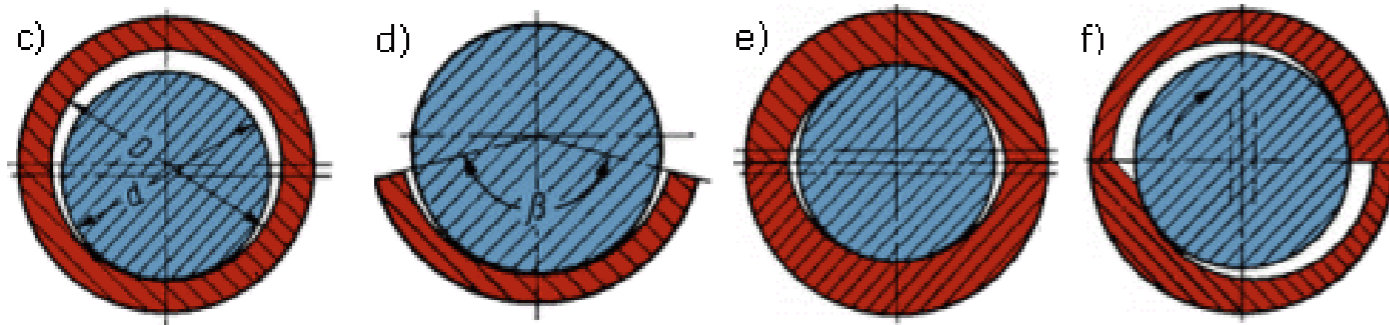
# Wady łożysk ślizgowych

Do wad łożysk ślizgowych należą:

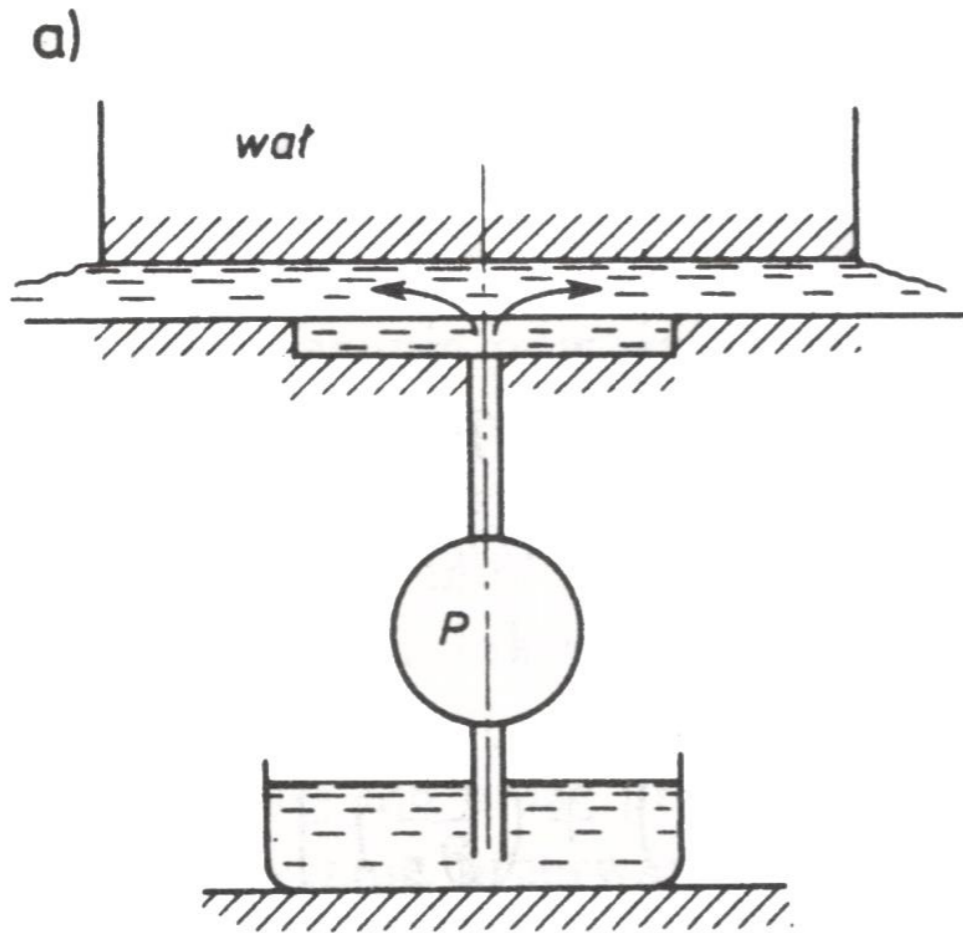
- Mała, w porównaniu łożyskami tocznymi, nośność,
- złe warunki pracy przy małych prędkościach obrotowych,
- wymagają ciągłego smarowania,
- zmienna nośność zależna od temperatury pracy,



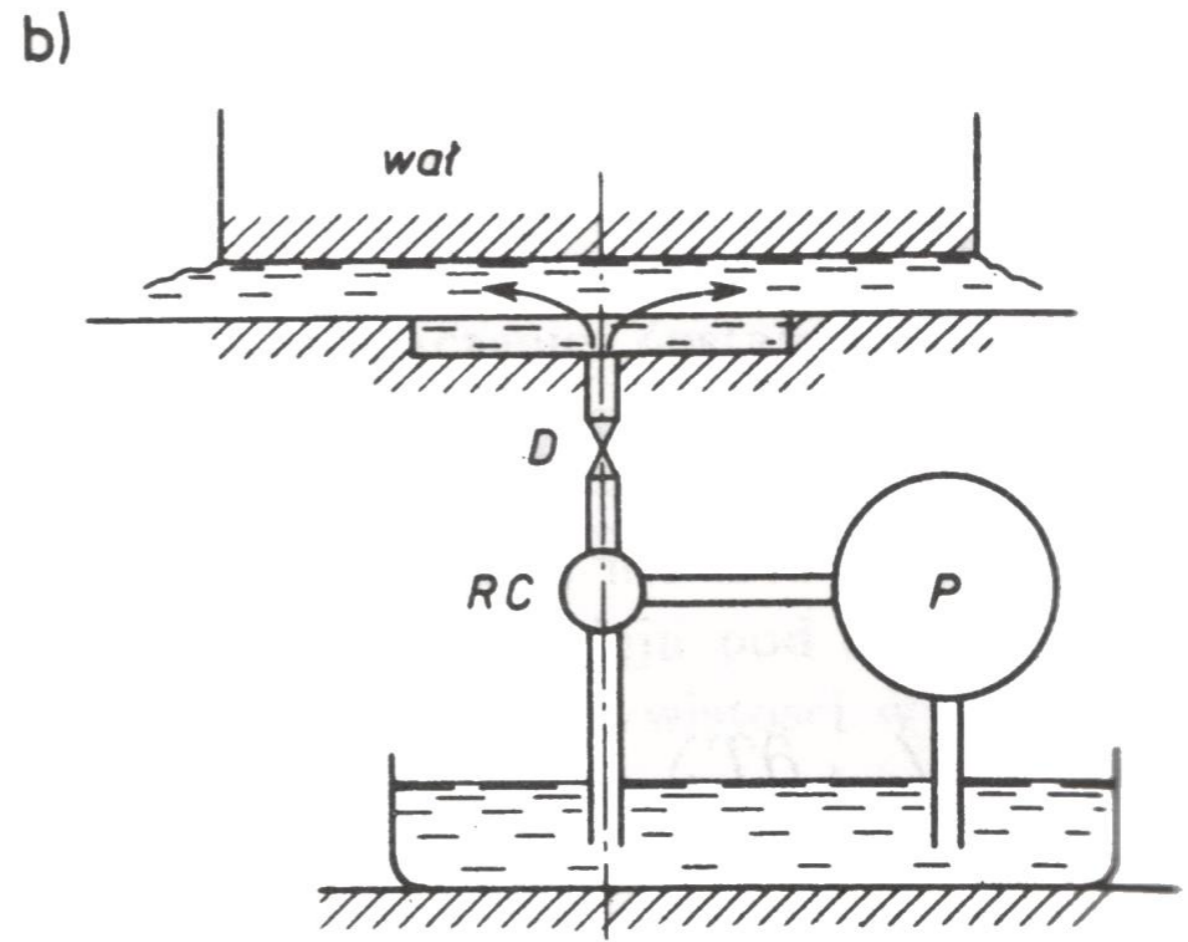
# Odmiiany łożysk ślizgowych poprzecznych



# Łożysko hydrostatyczne

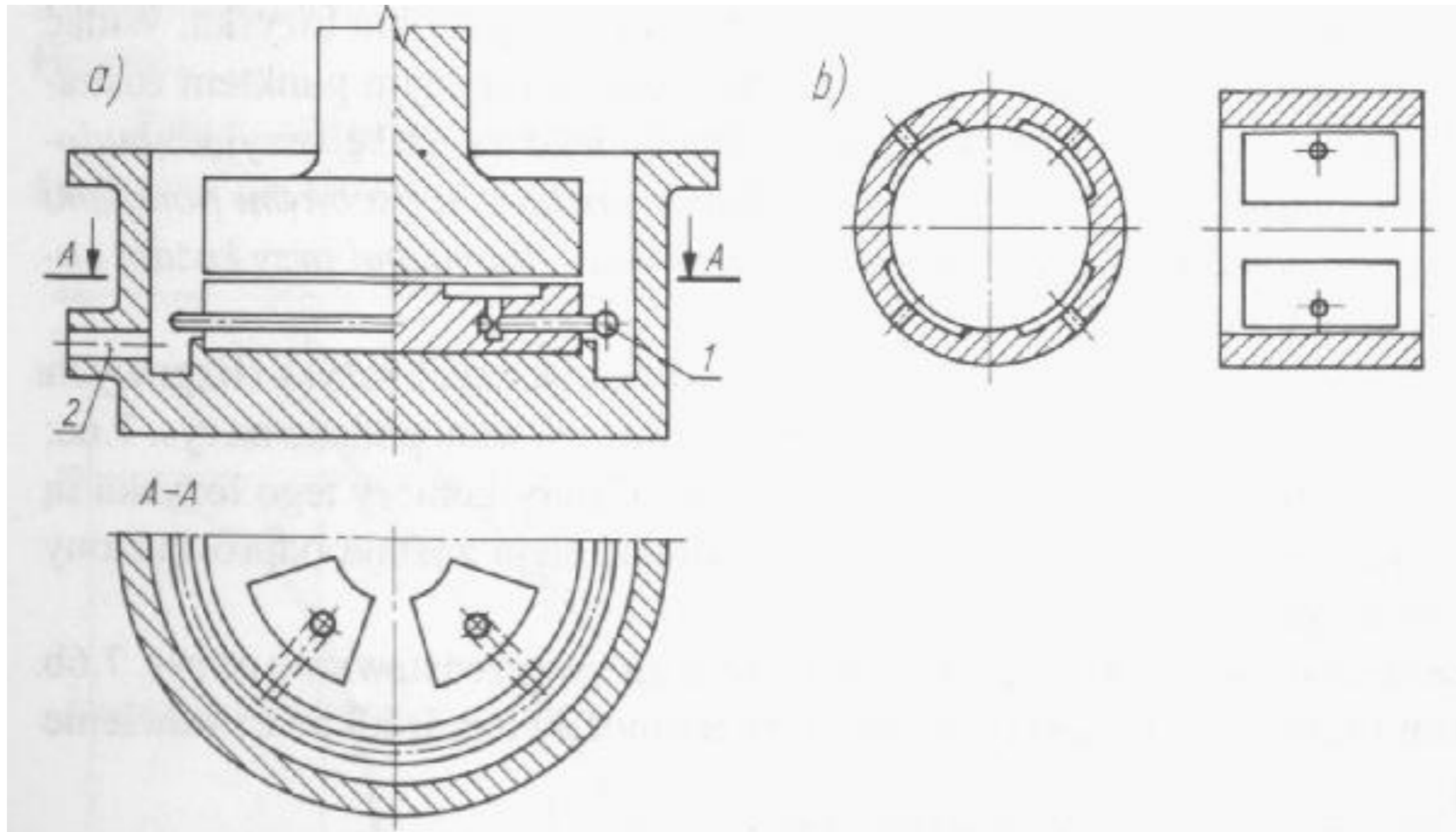


Łożysko o stałym  
wydatku  $Q$

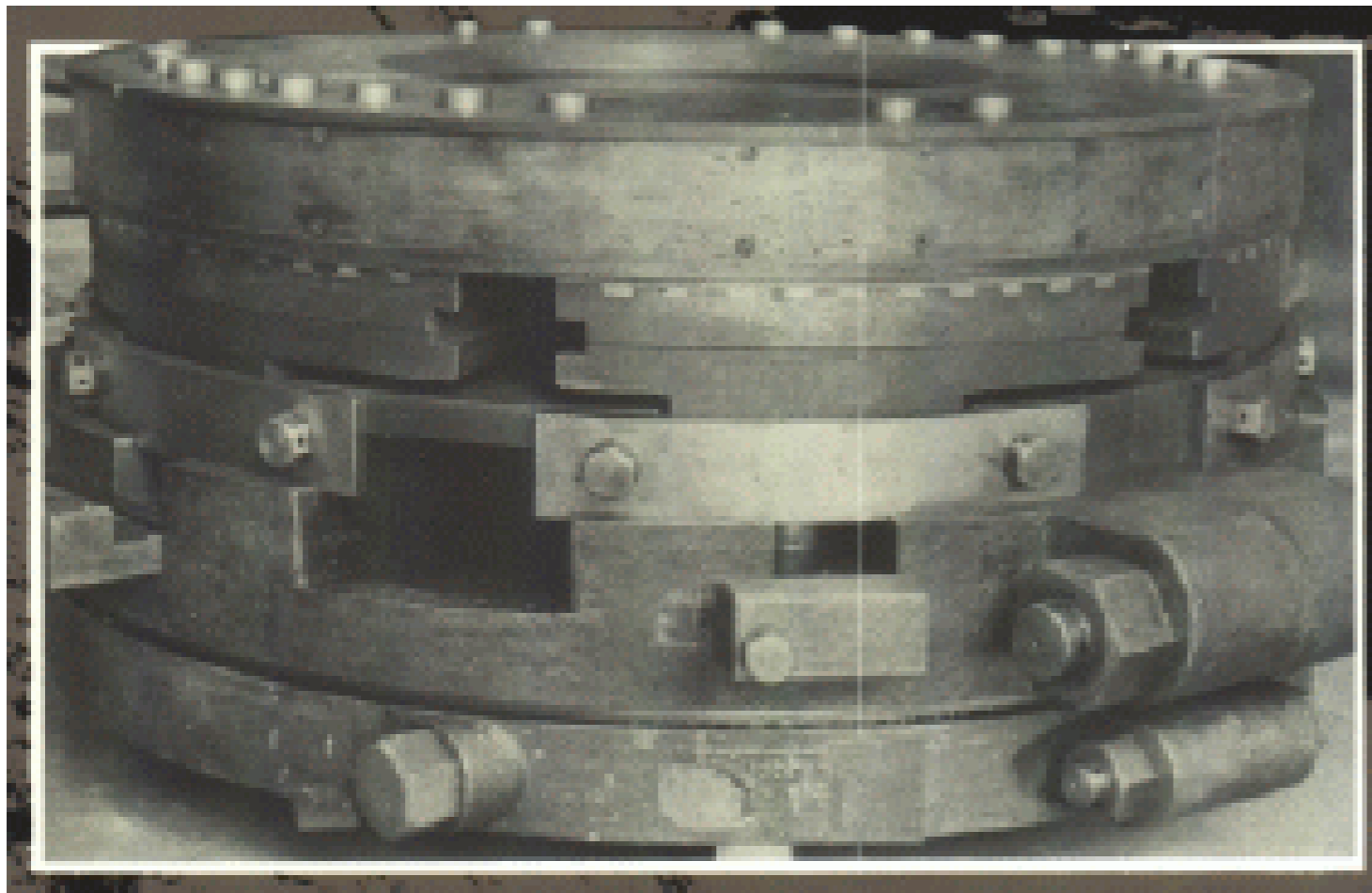


Łożysko o stałym  
ciśnieniu  $p$

# Łożysko hydrostatyczne



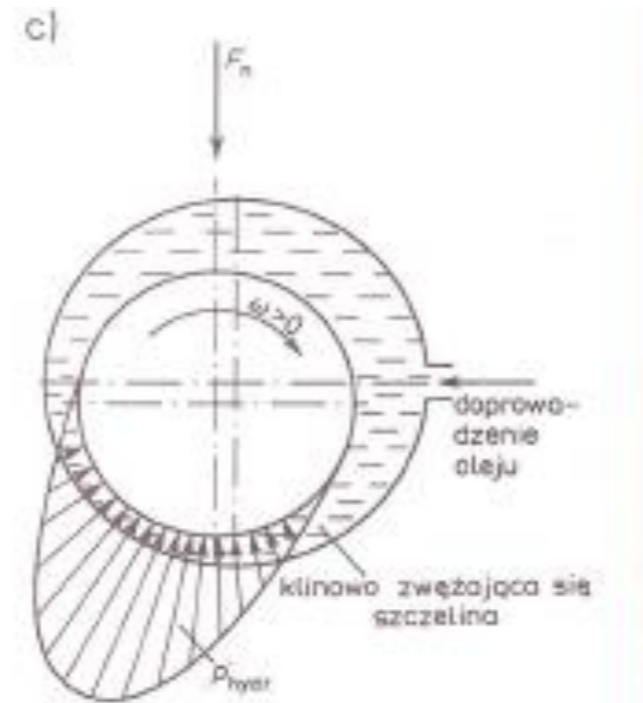
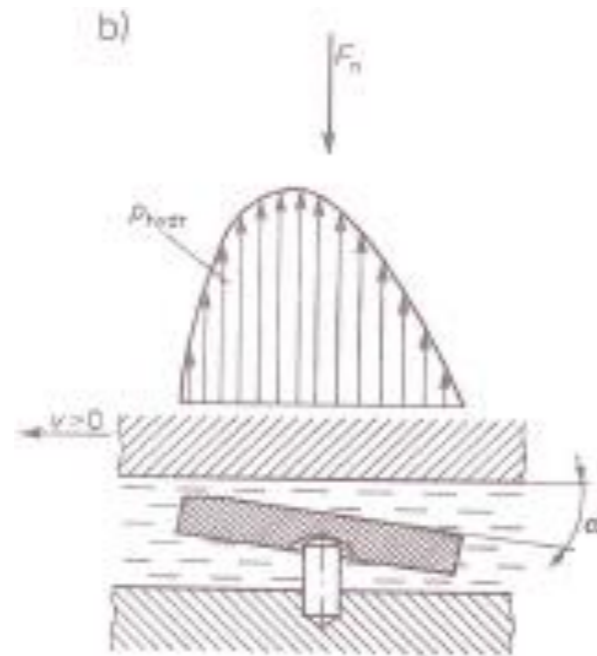
# Łożyska ślizgowe hydrodynamiczne



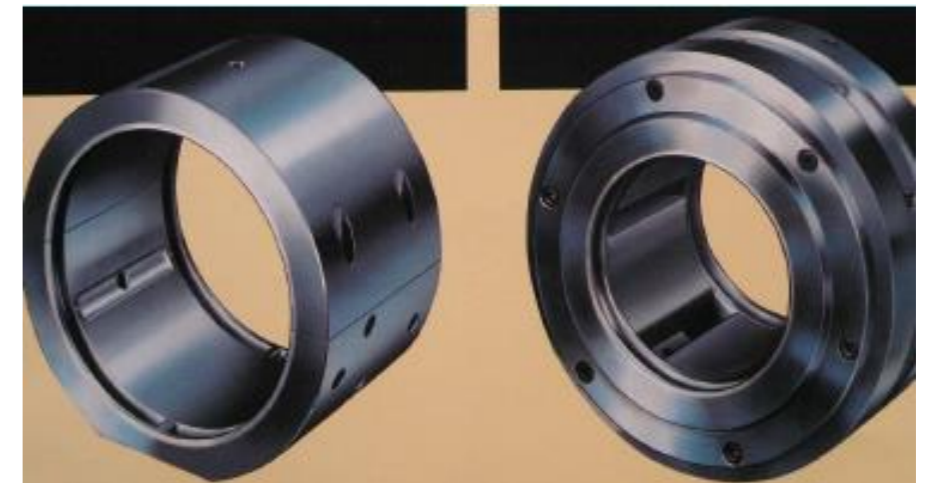
Albert Kingsbury

# Łożyska hydrodynamiczne

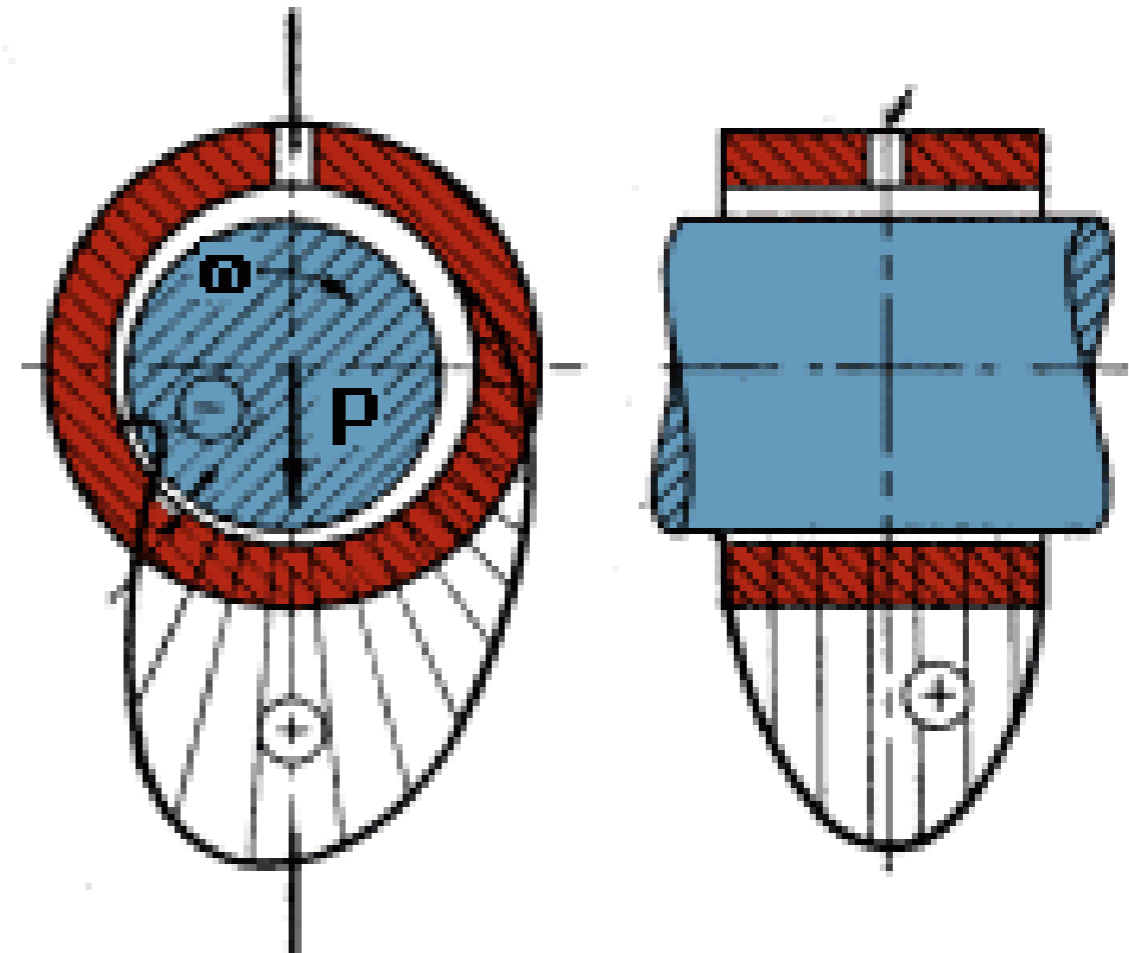
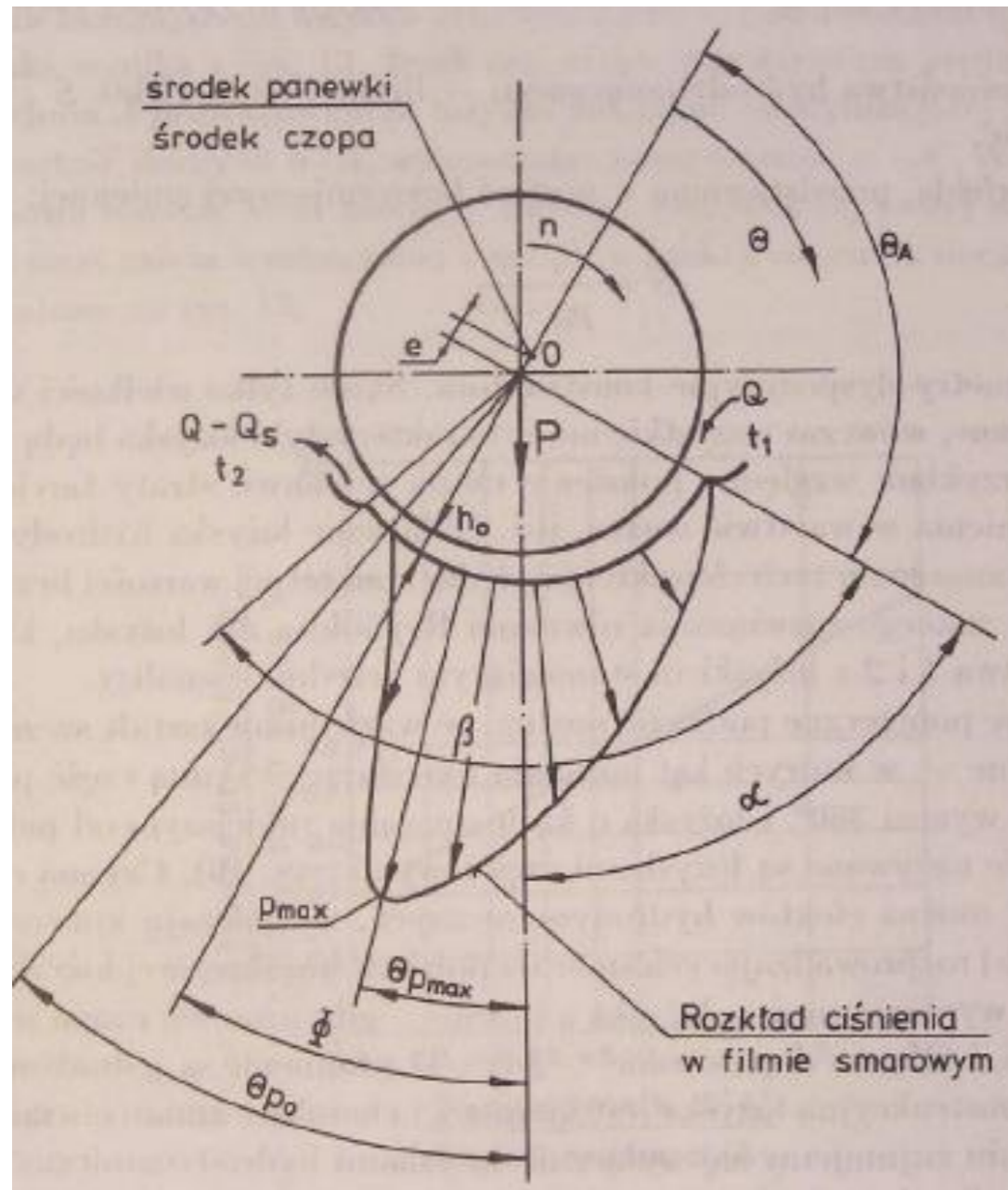
**Łożyska  
wzdłużne**



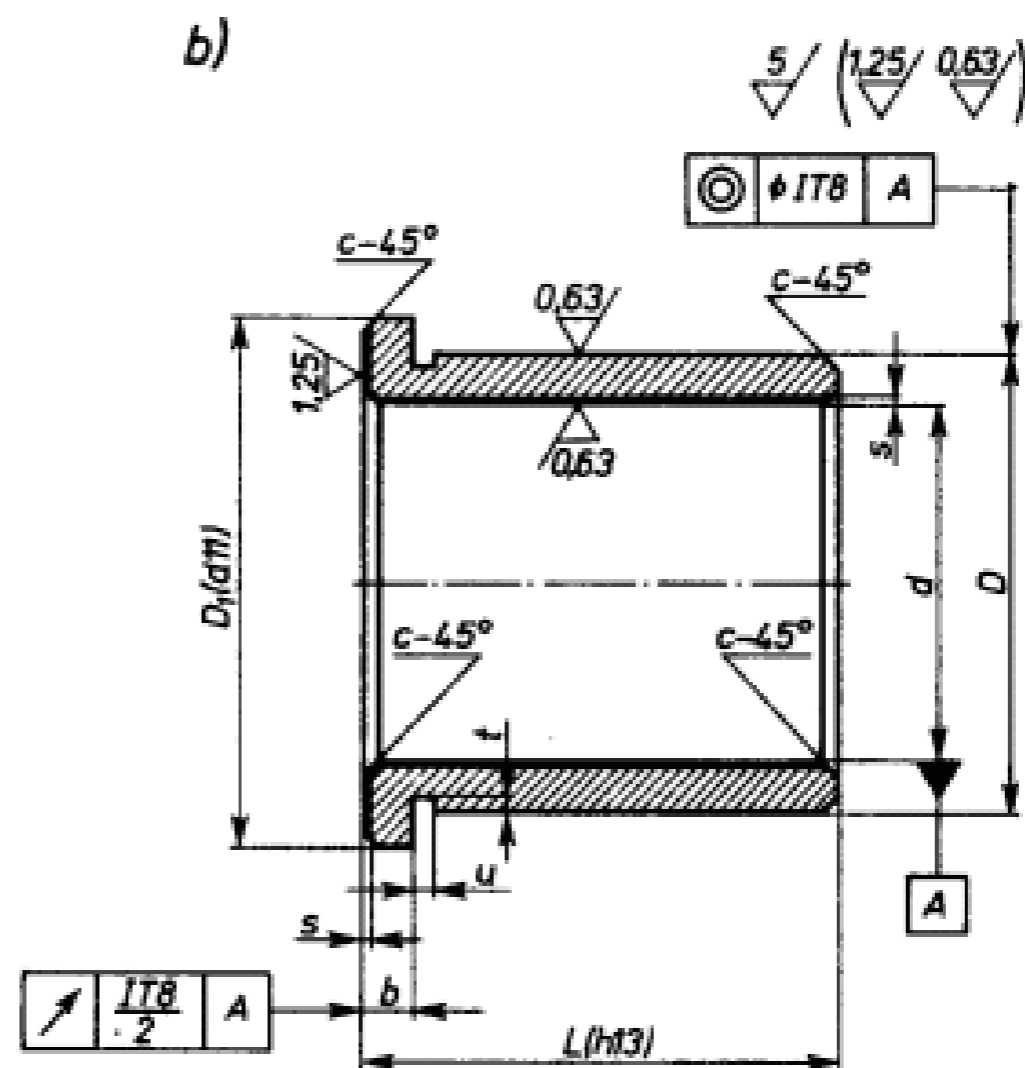
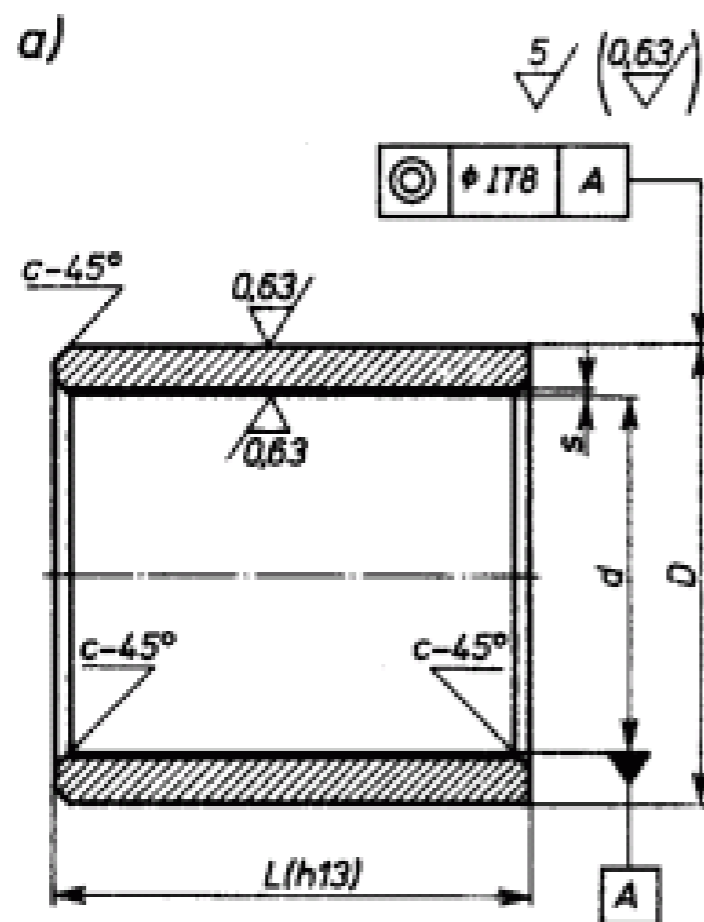
**Łożyska  
poprzeczne**



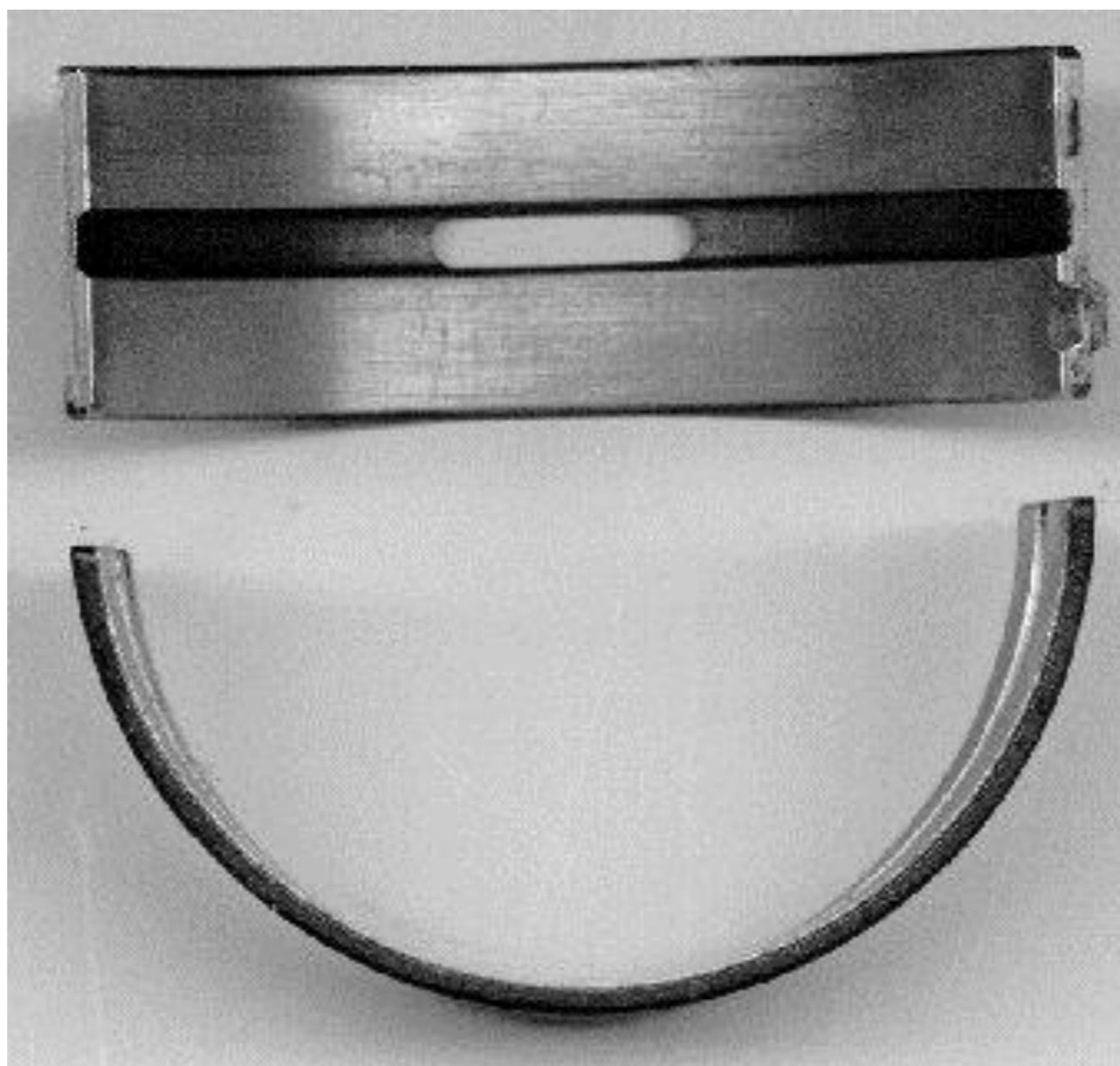
# Hydrodynamiczne łożysko poprzeczne



# Przykład panewki niedzielonej



# Przykład panewki dzielonej

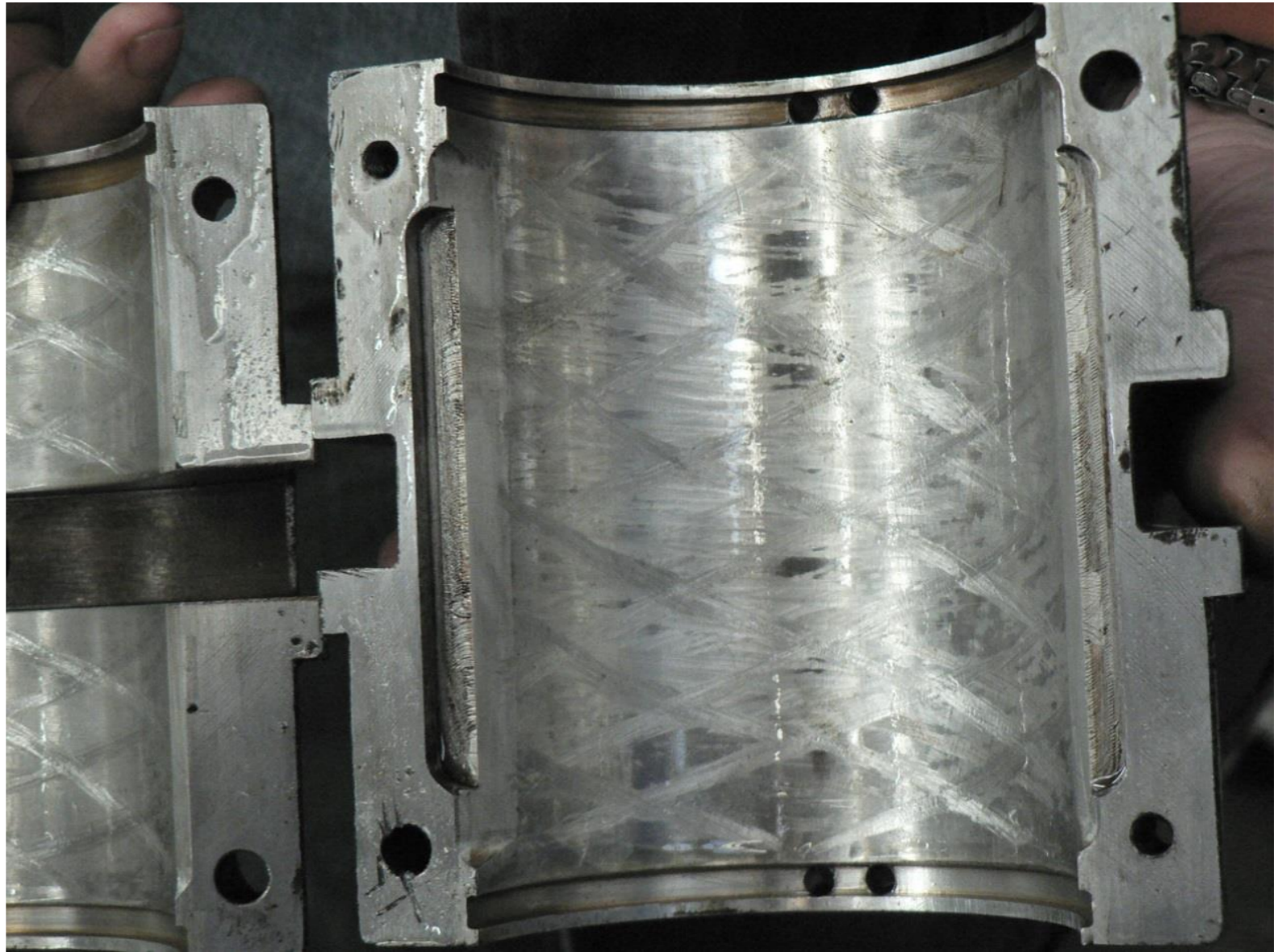
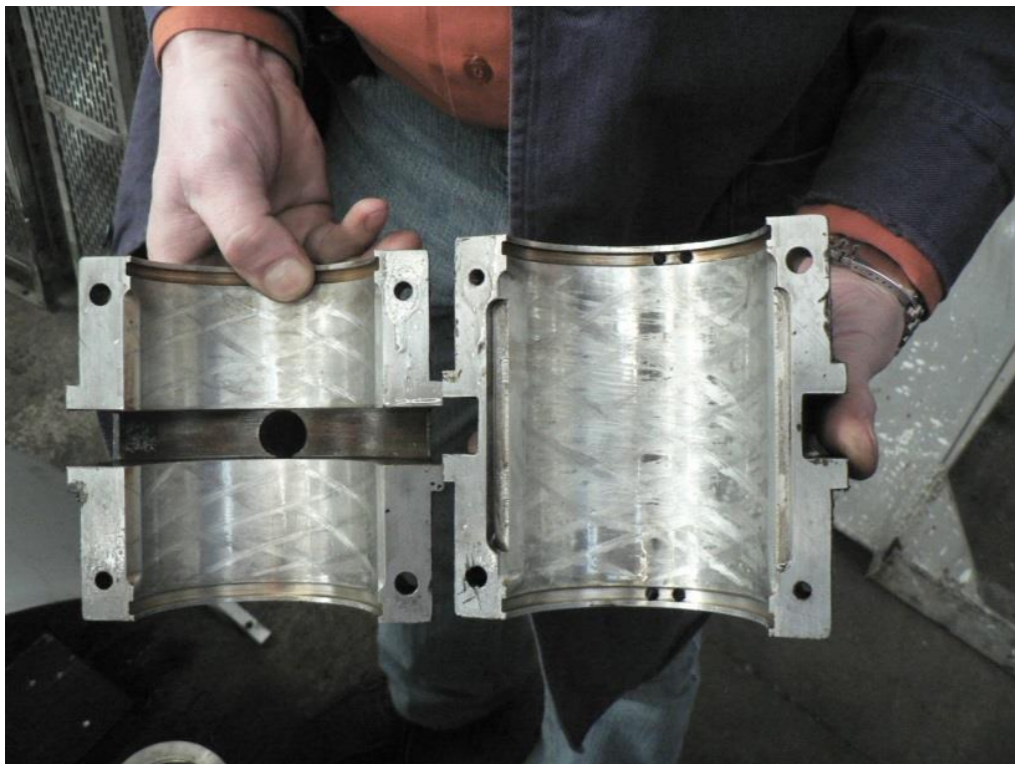




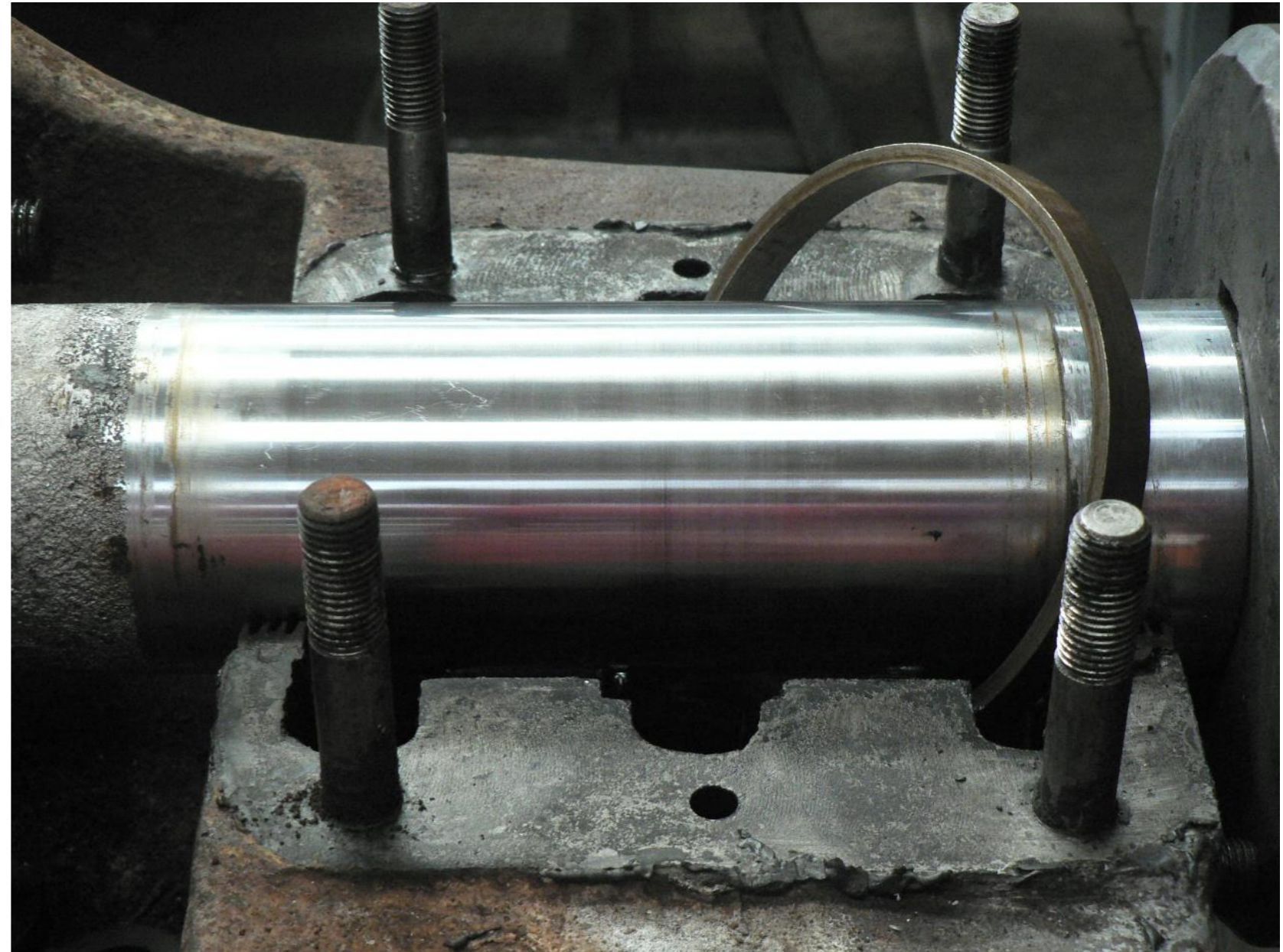
# Przykład łożyska ślizgowego poprzecznego



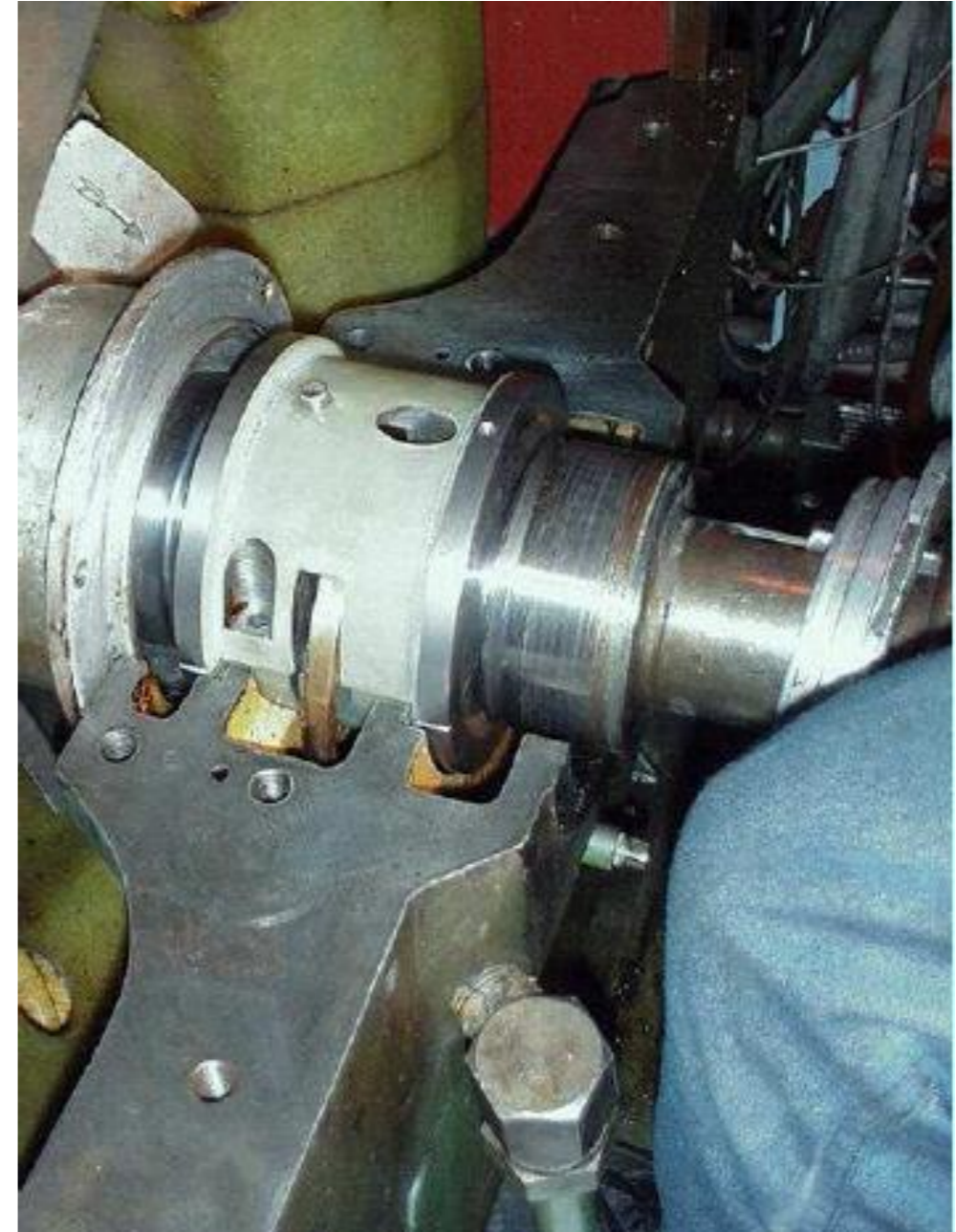
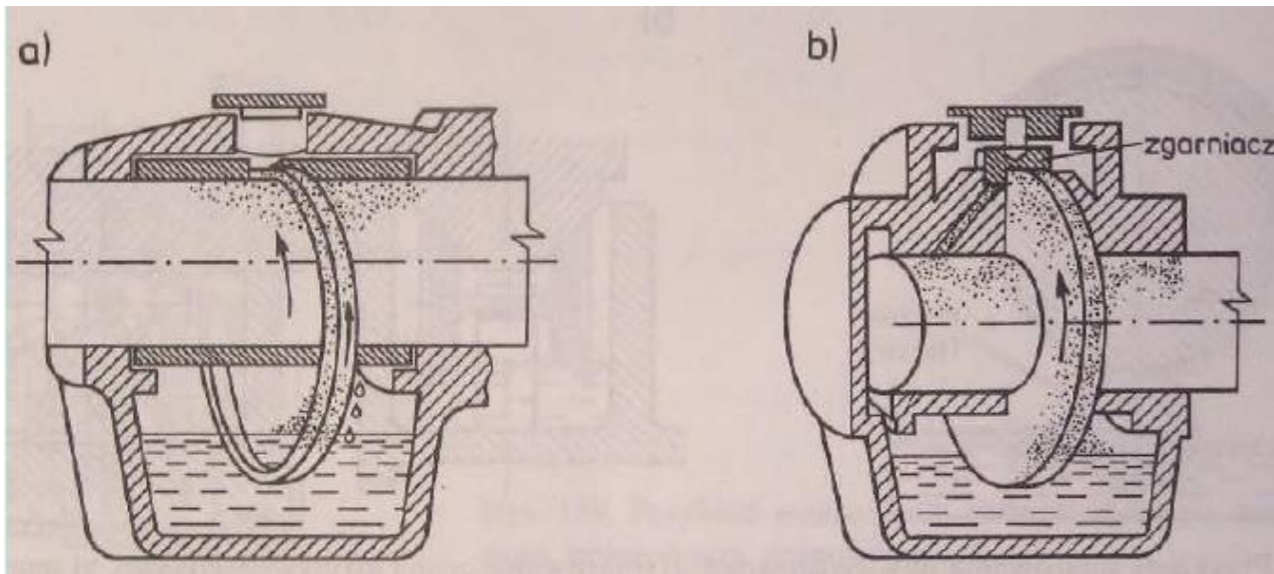
# Przykład łożyska ślizgowego poprzecznego



# Przykład łożyska ślizgowego poprzecznego



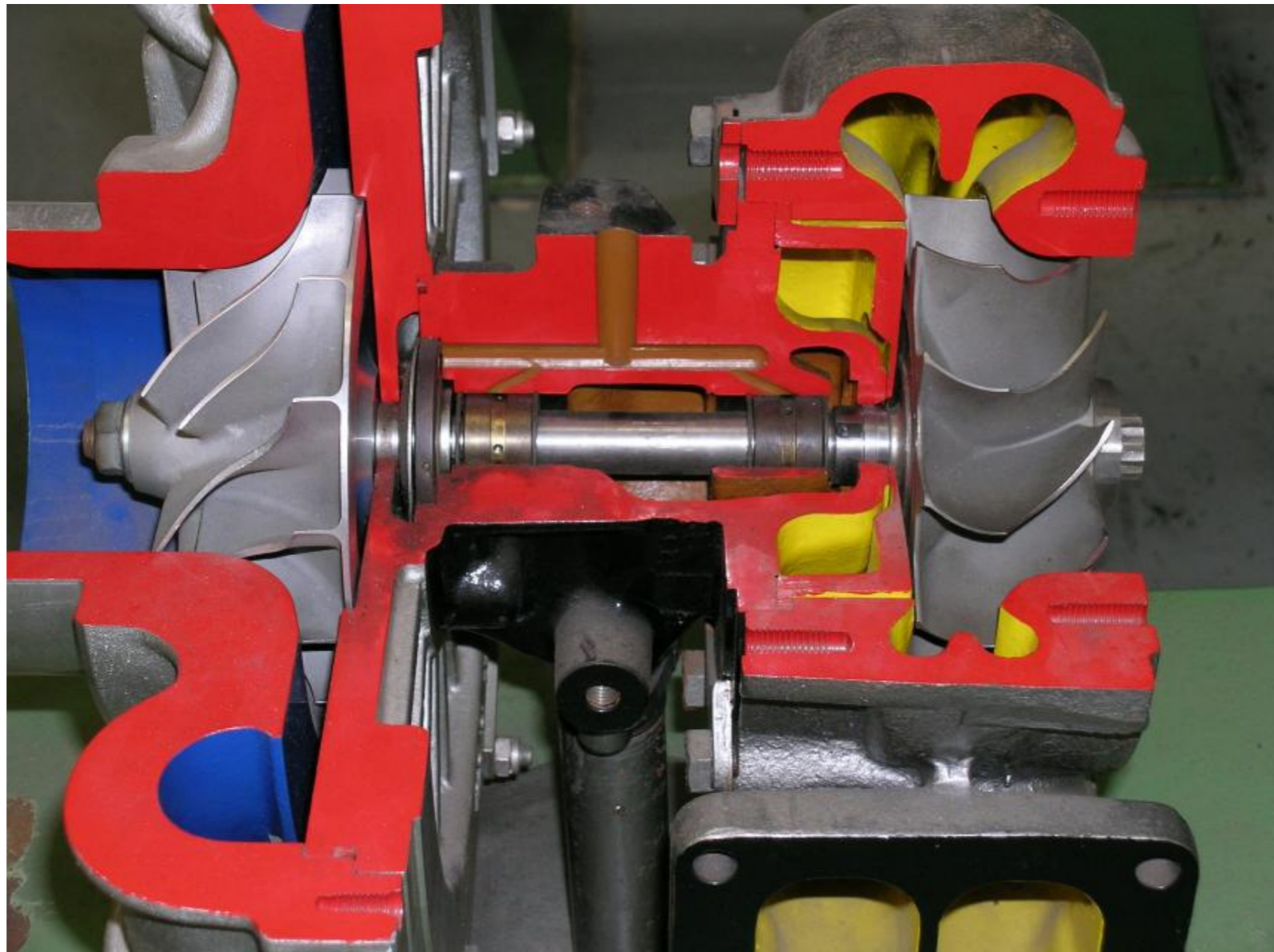
# Przykład łożyska ślizgowego poprzecznego



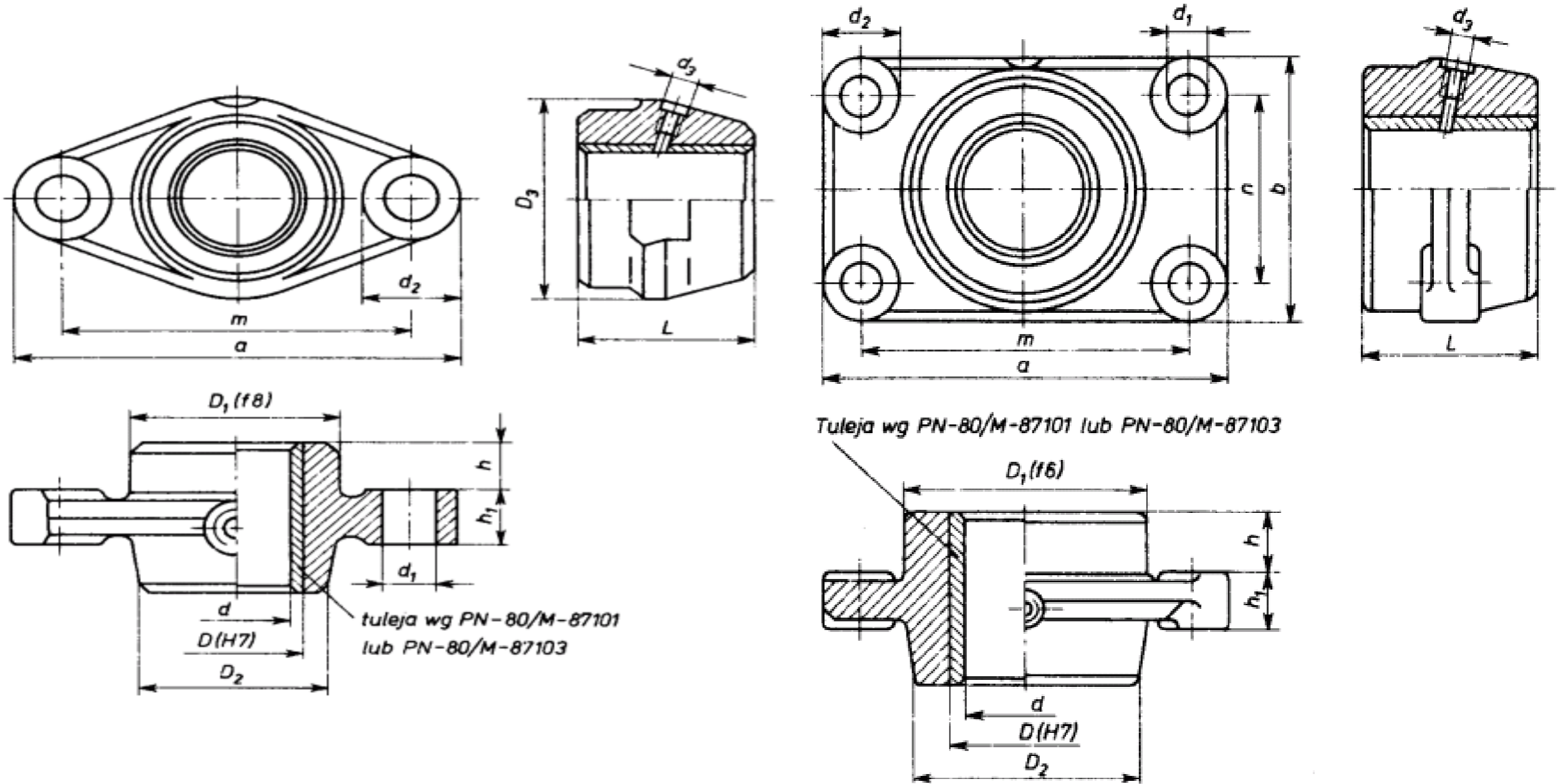
# Przykład łożyska ślizgowego poprzecznego



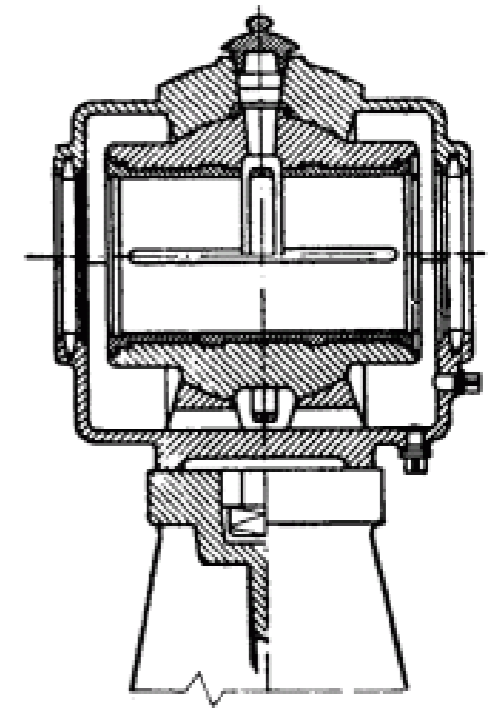
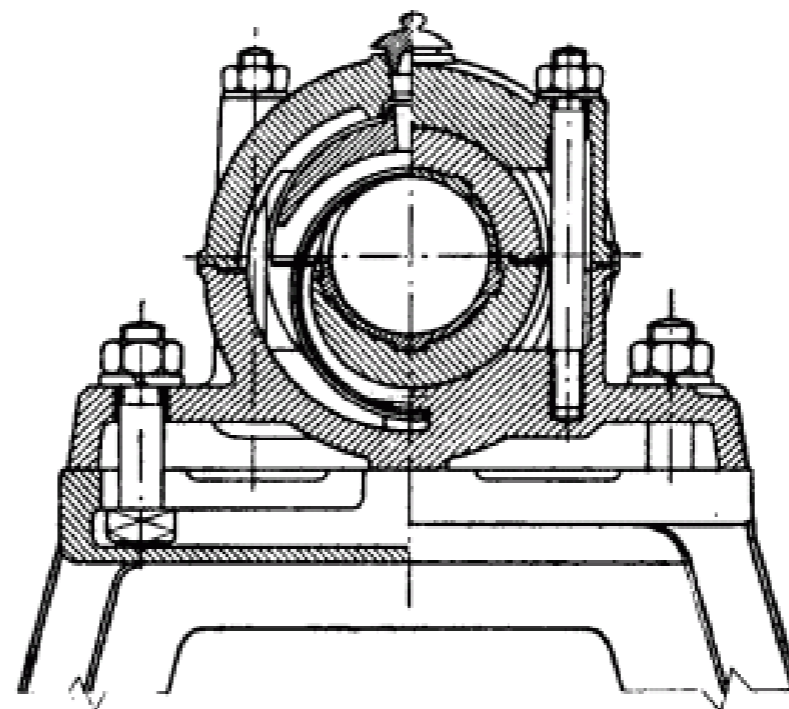
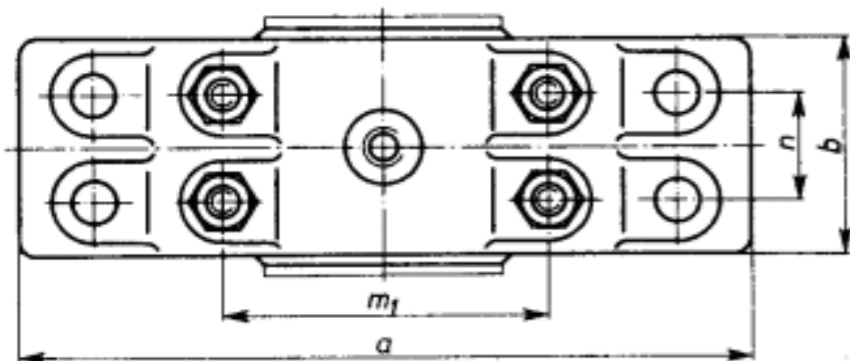
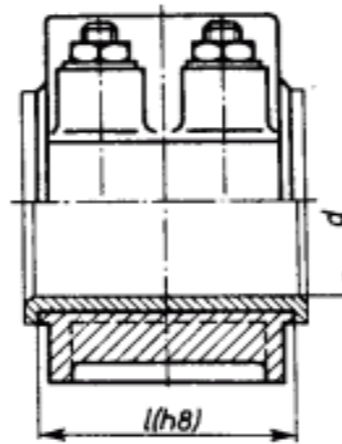
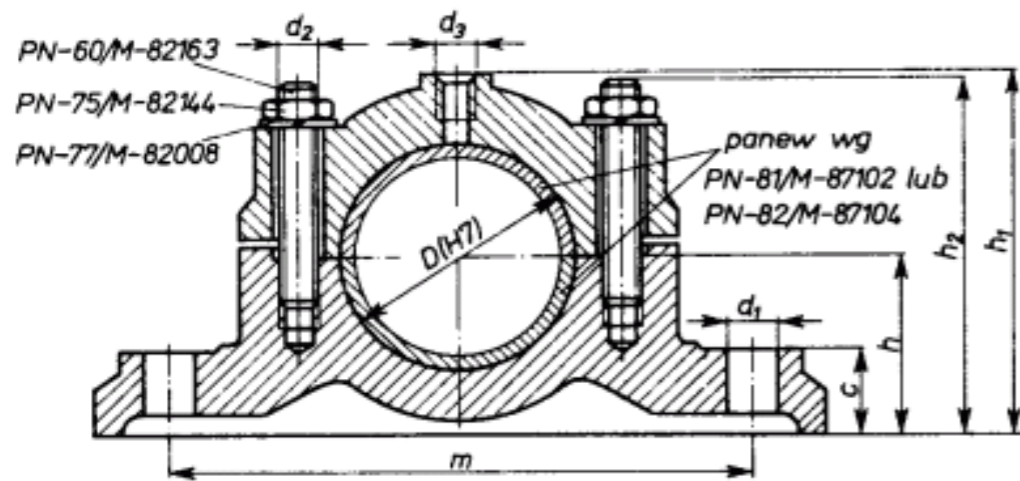
# Przykład łożyska ślizgowego poprzecznego



# Przykłady łożysk ślizgowych poprzecznych

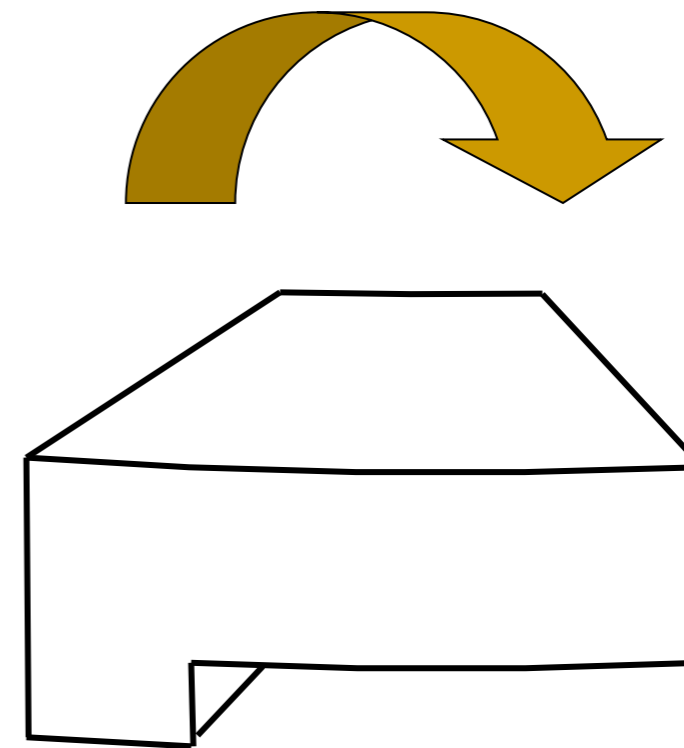
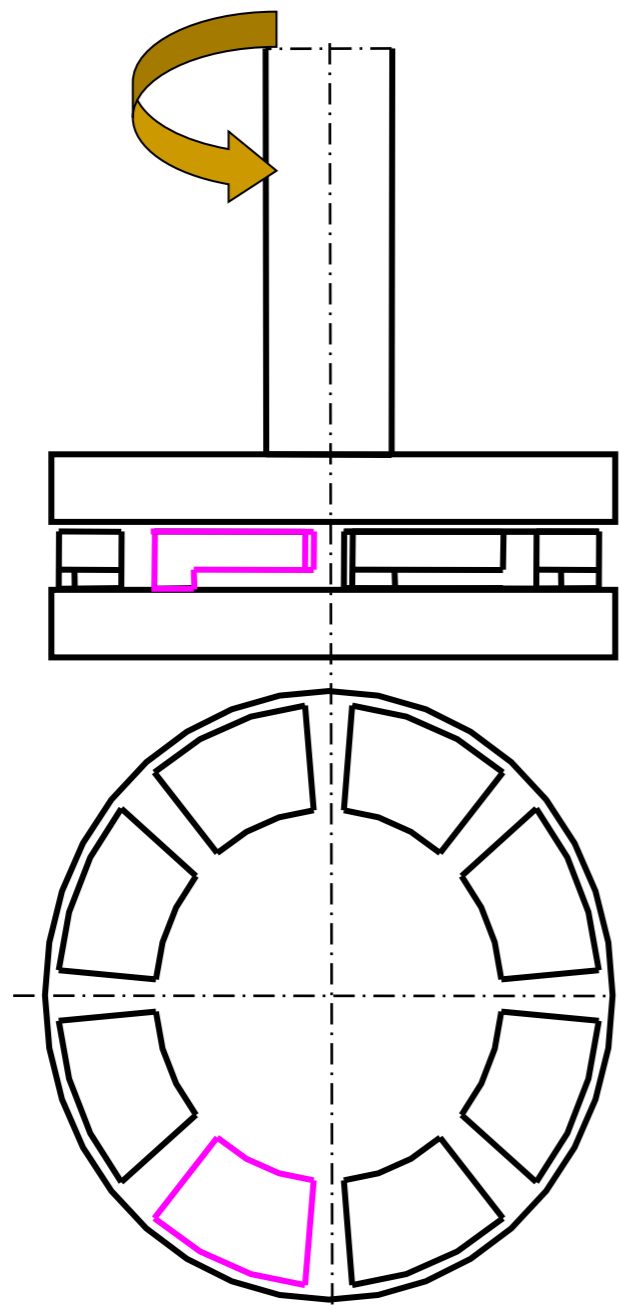


# Przykłady łożysk ślizgowych poprzecznych



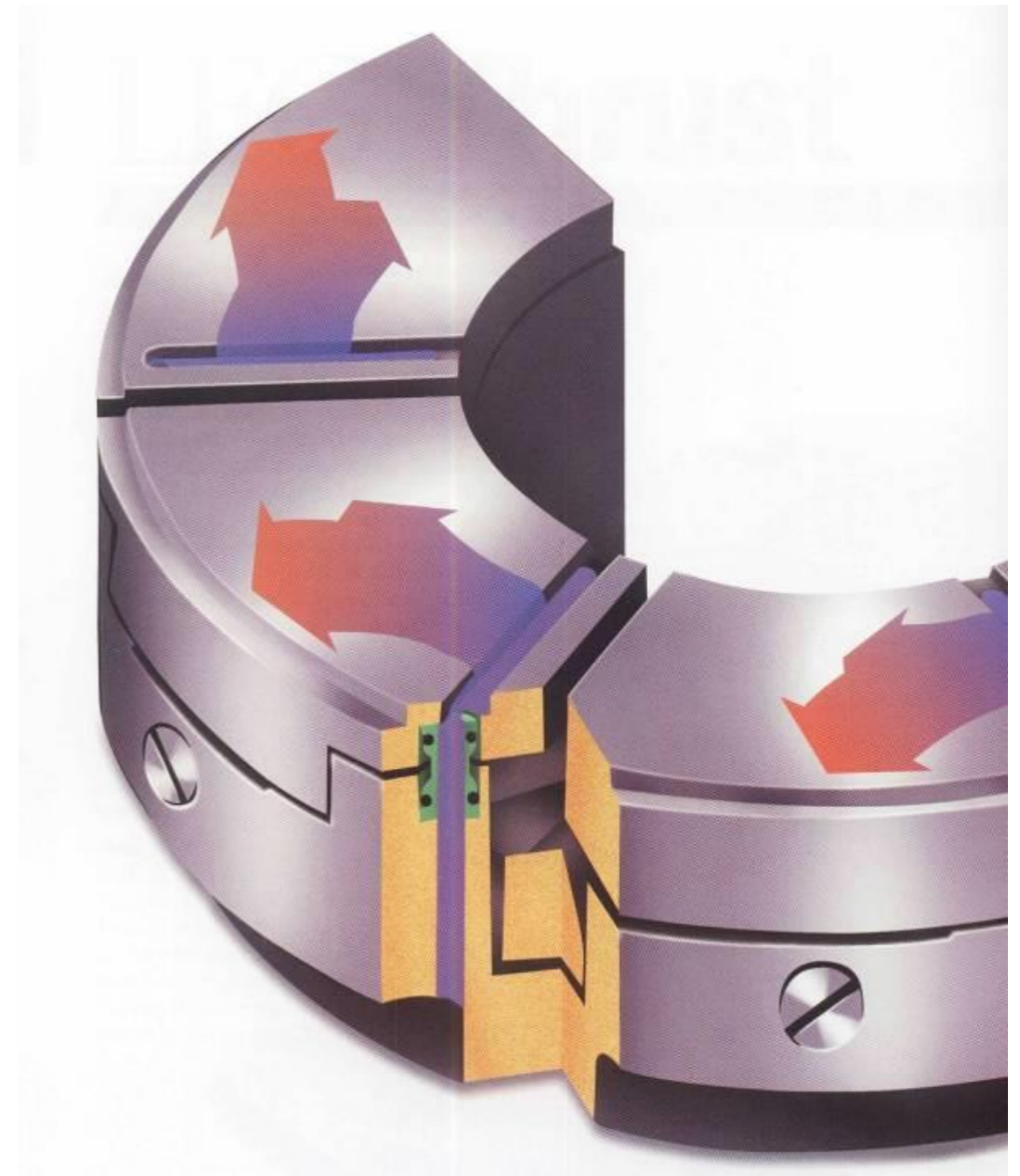
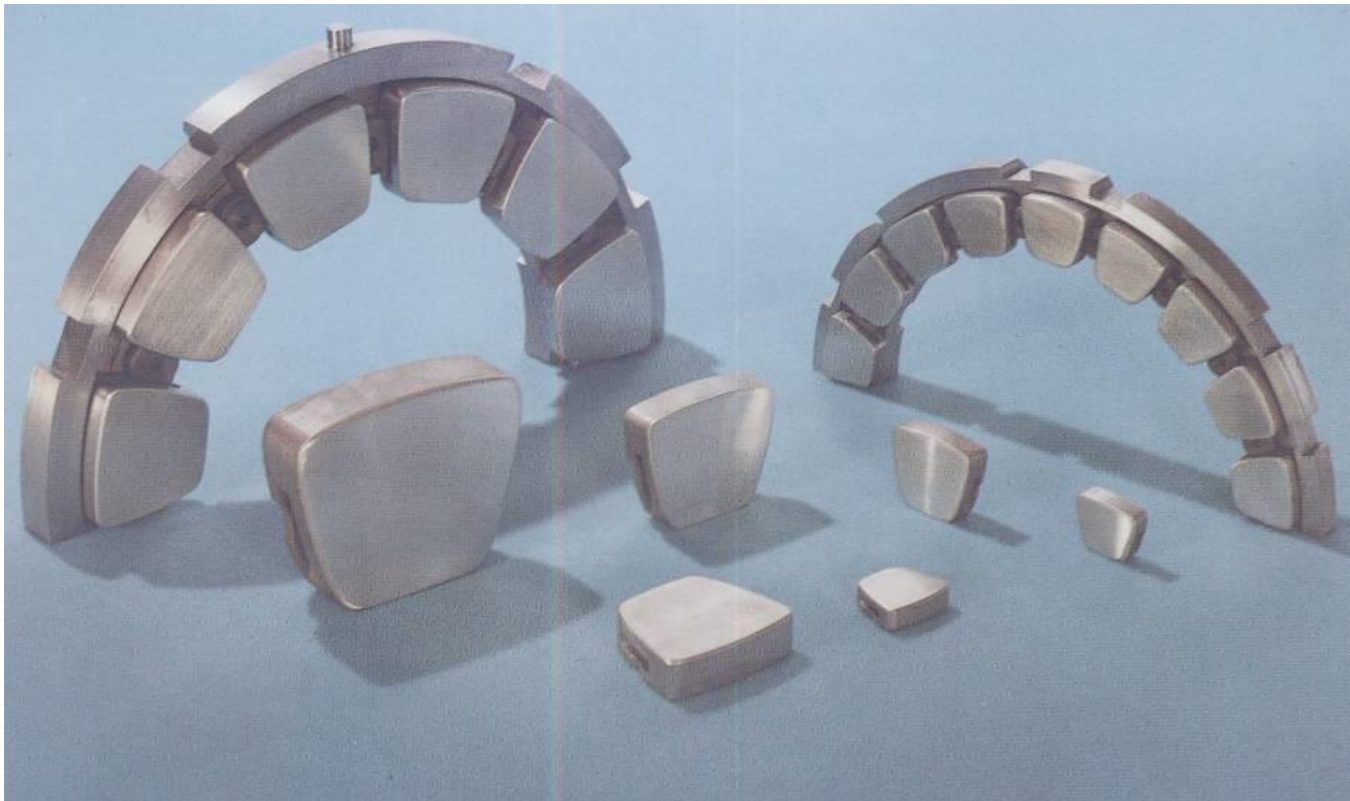


# Łożysko wzdluzne oporowe



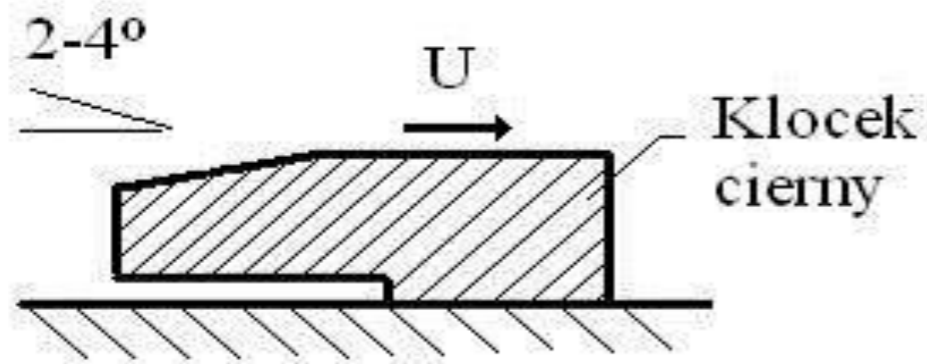
Płytki wahliwa

# Przepływ oleju przez łożysko wzdluzne

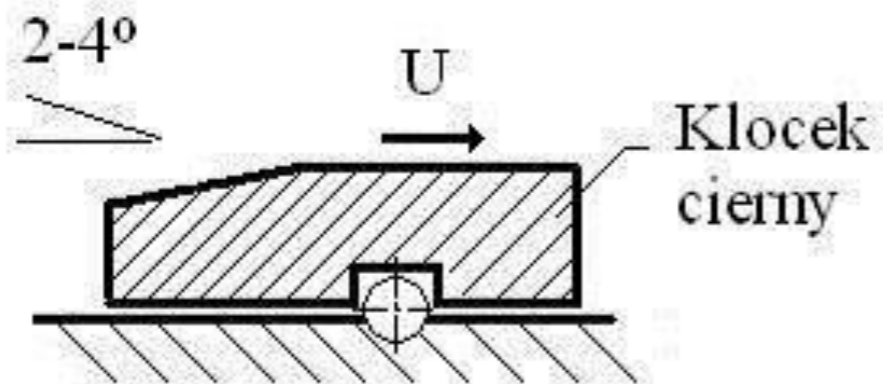


# Rozwiązania konstrukcyjne podparcia płytek wahlowych

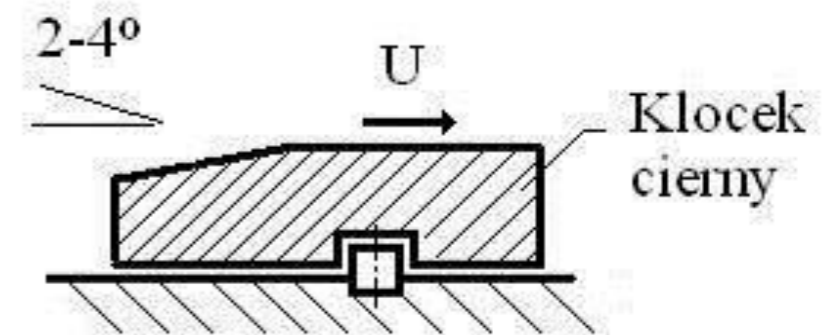
## Michella



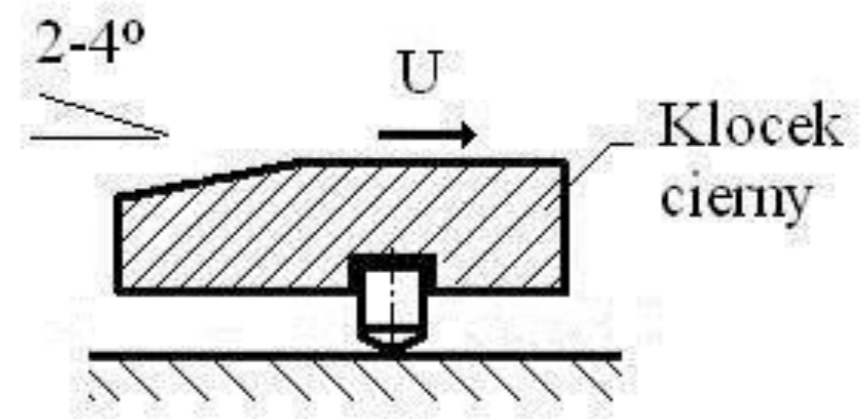
na kuli



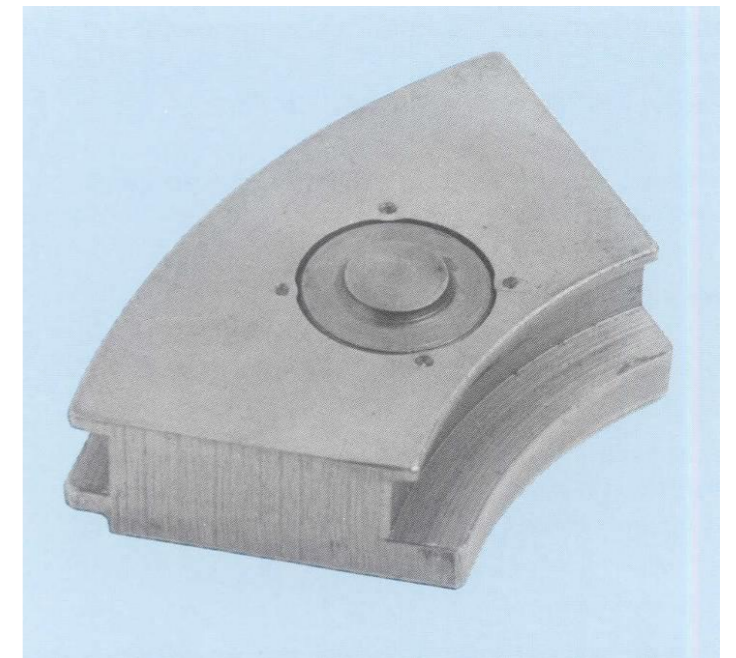
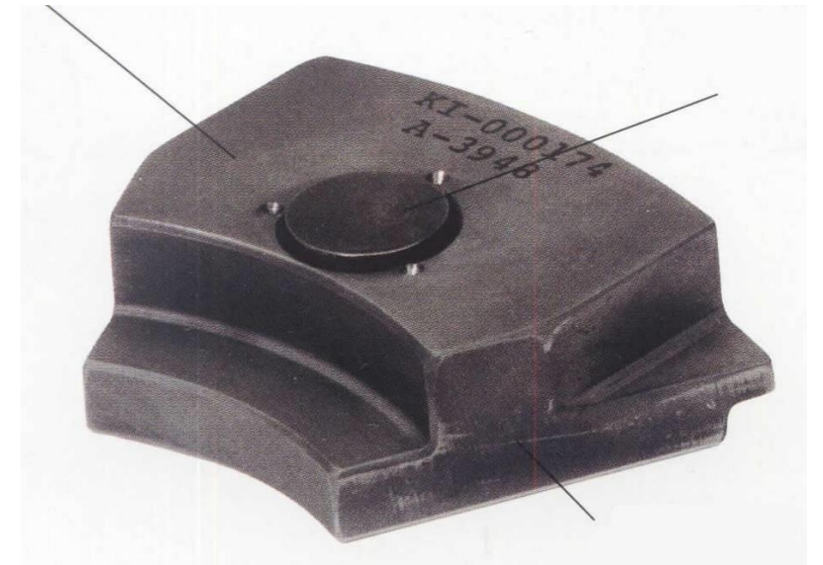
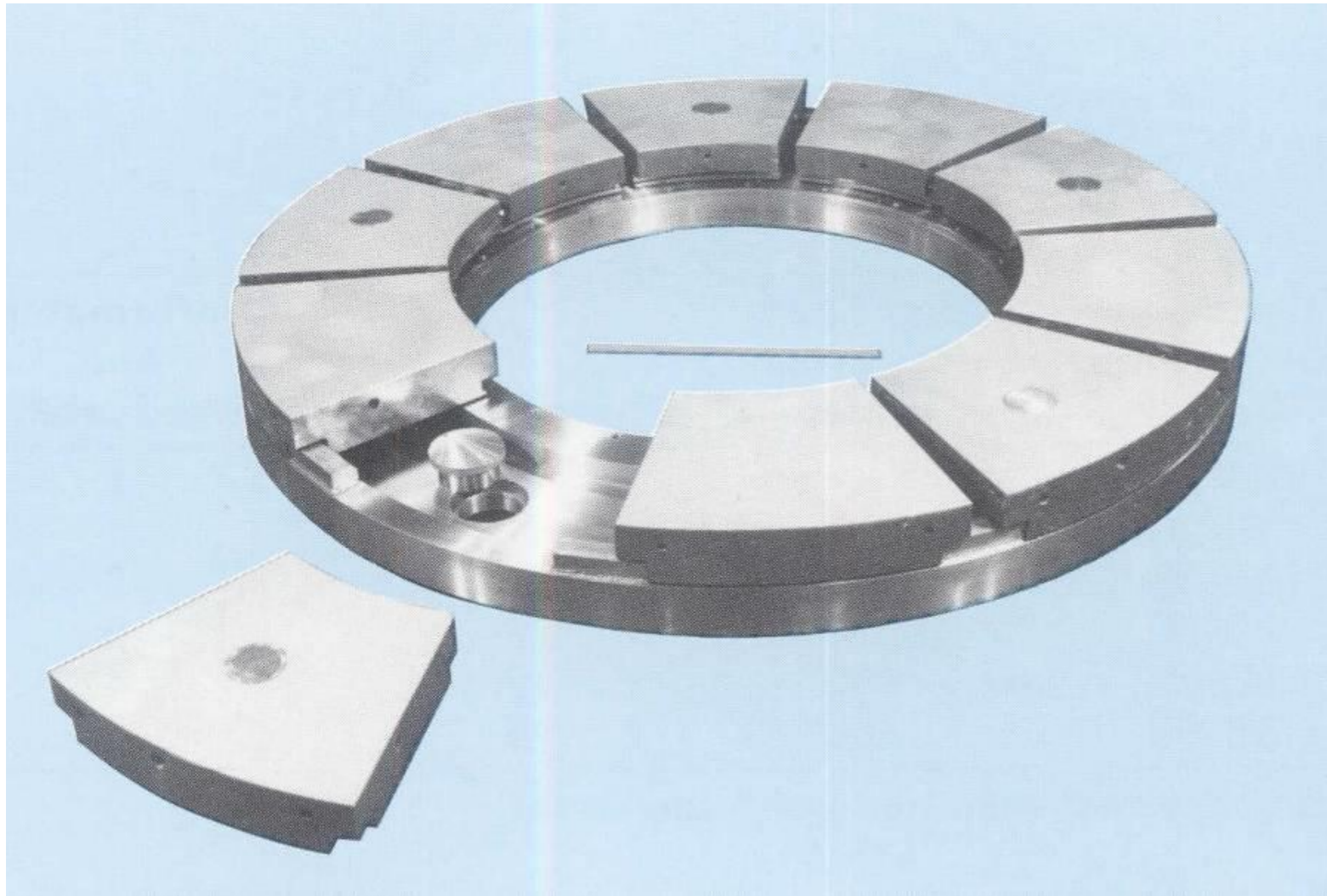
## Kingsbury



na czaszy kulistej



# Rozwiązanie konstrukcyjne panewki z płytkami wahliwymi



# Ustalenie wału w łożyskach ślizgowych

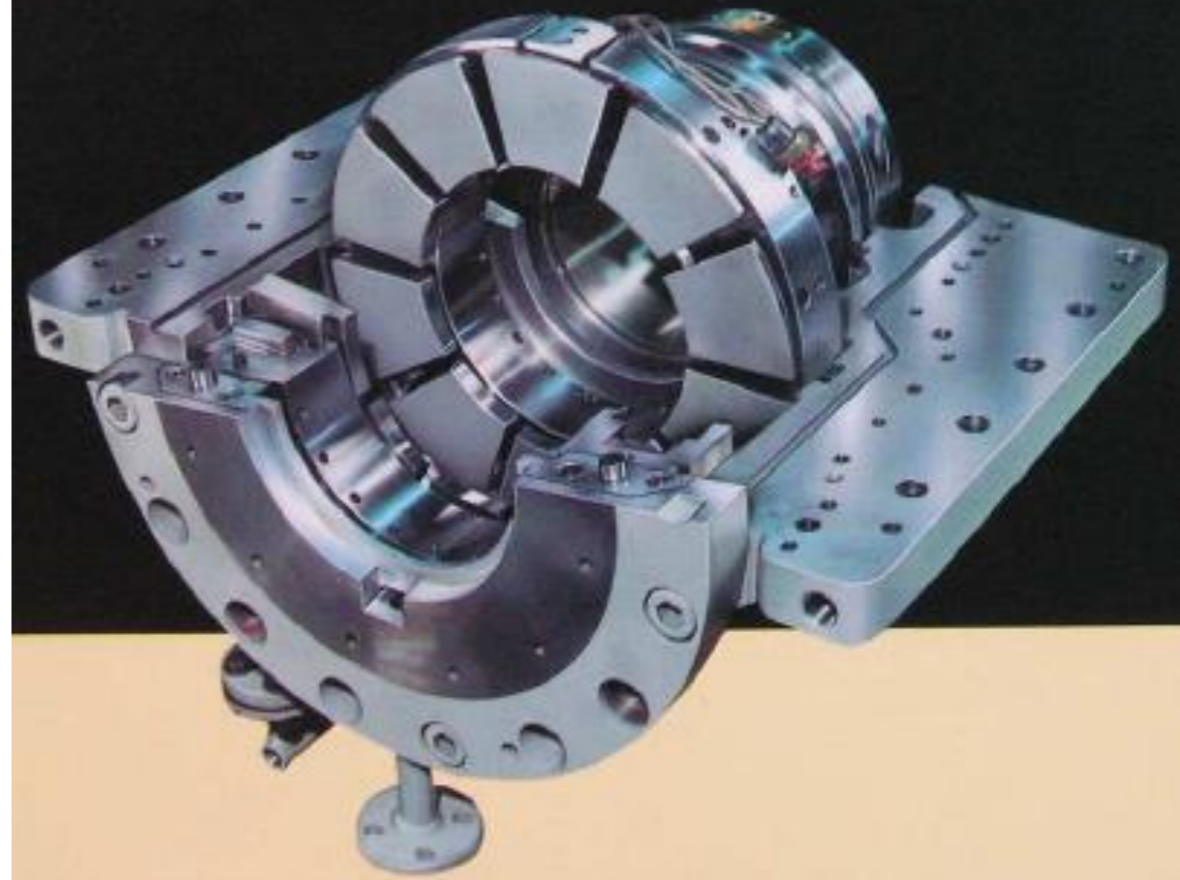
## LINE SHAFT BEARINGS

Waukesha line shaft bearings are known for quality and reliability. Standard units are of the self-aligning, disc lubricated design, with shafts from 14 to 36 inches in diameter. Other sizes and design features are available for special applications.

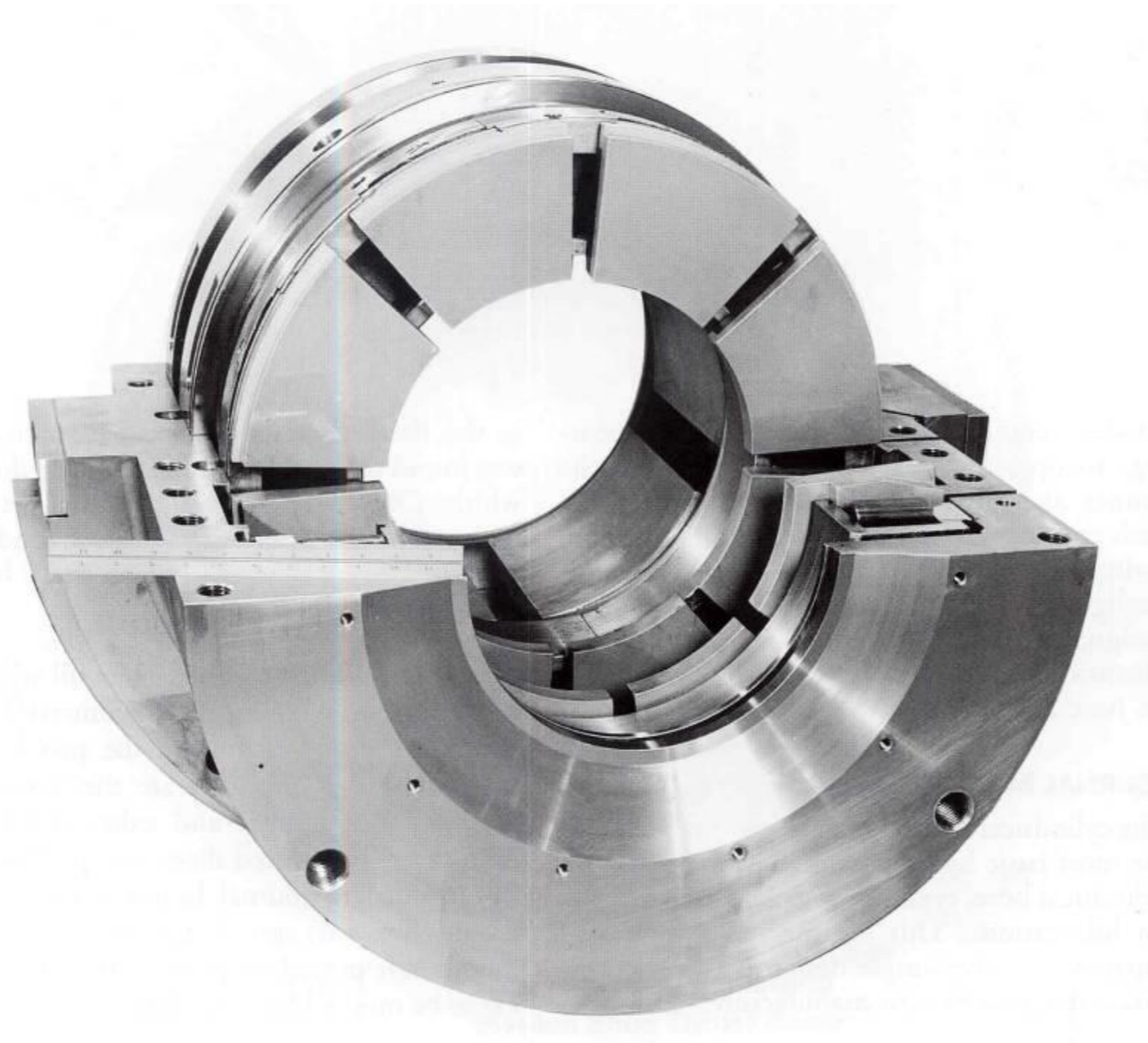


## COMBINATION BEARING

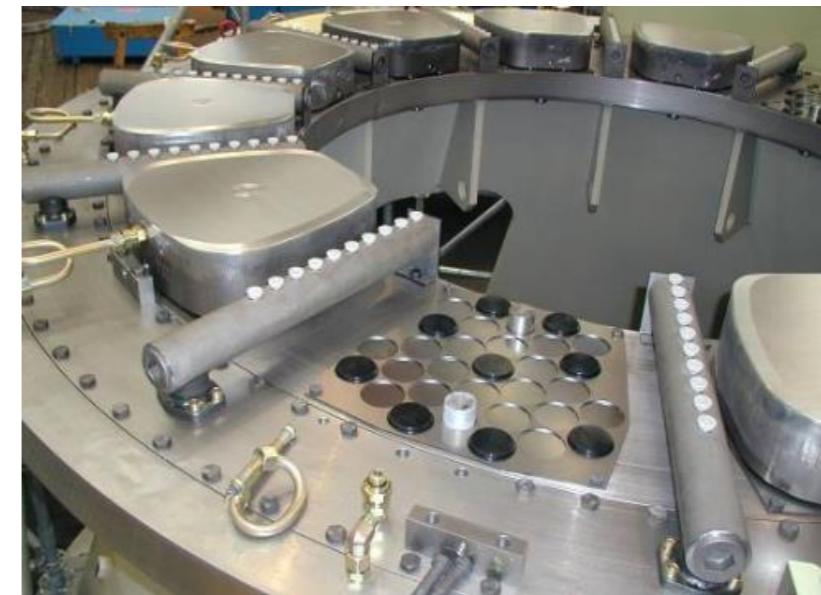
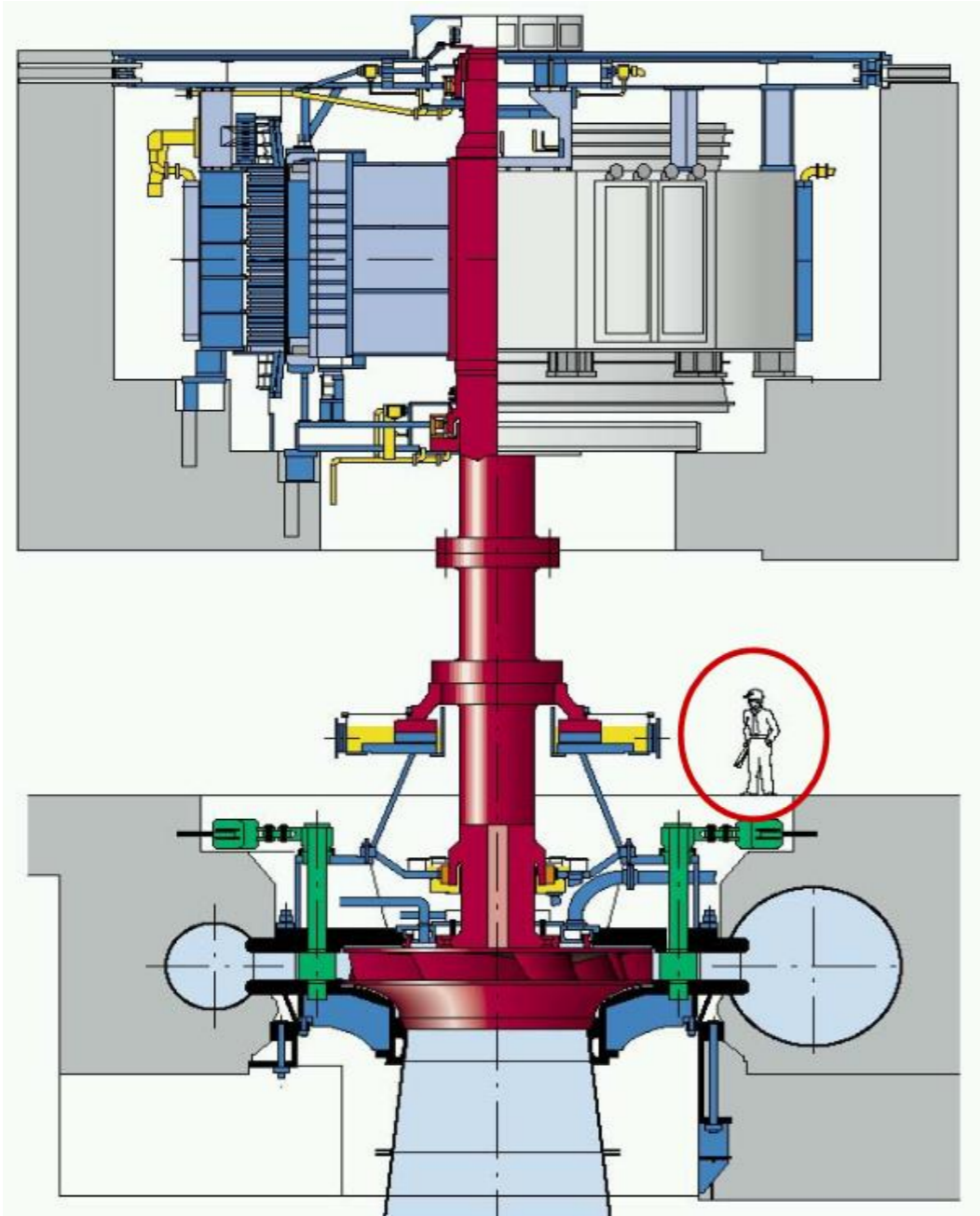
Designed to carry radial loads and axial thrust in one housing. Applications include generator, motor and hydroturbine installations. Waukesha's combination bearing can be equipped with temperature and load sensing devices.



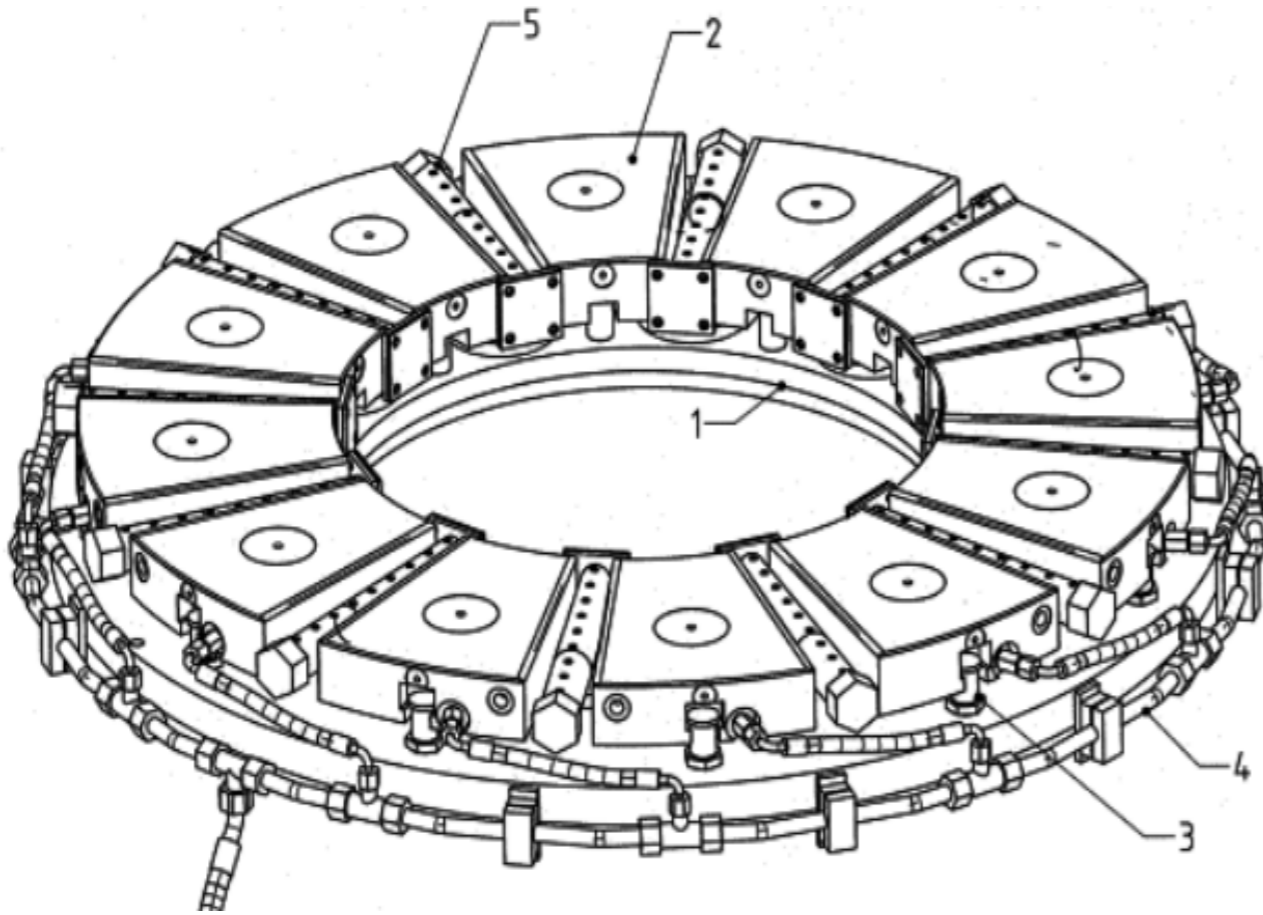
# Łożysko ślizgowe poprzeczno-wzdłużne



# Hydrodynamiczne łożysko wzdłużne

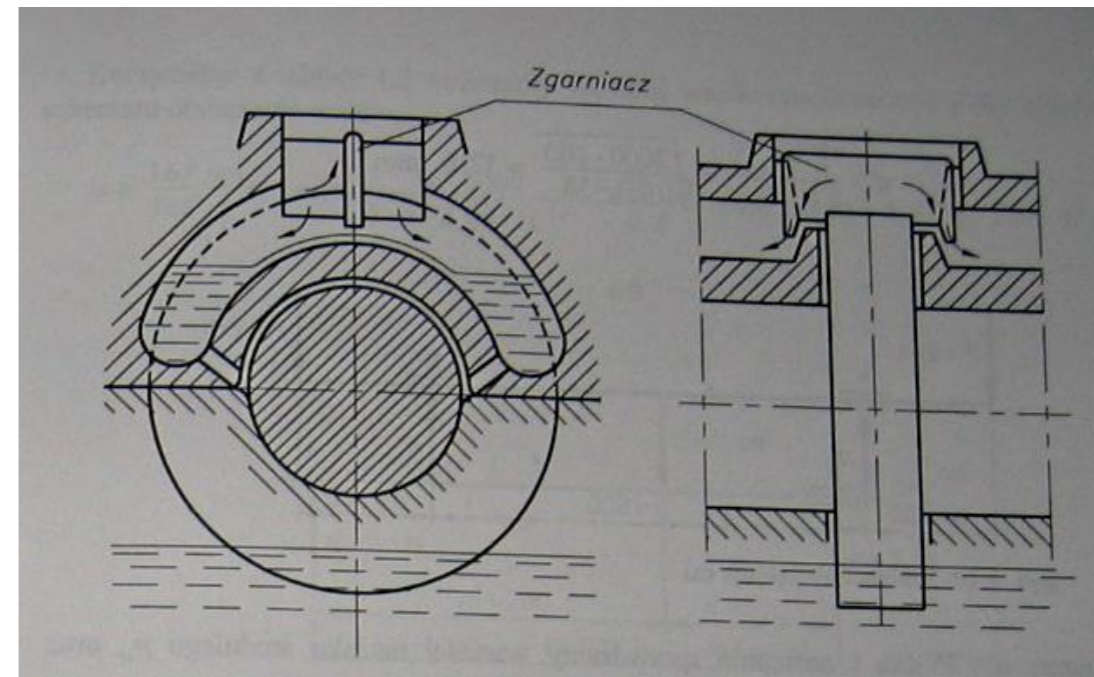
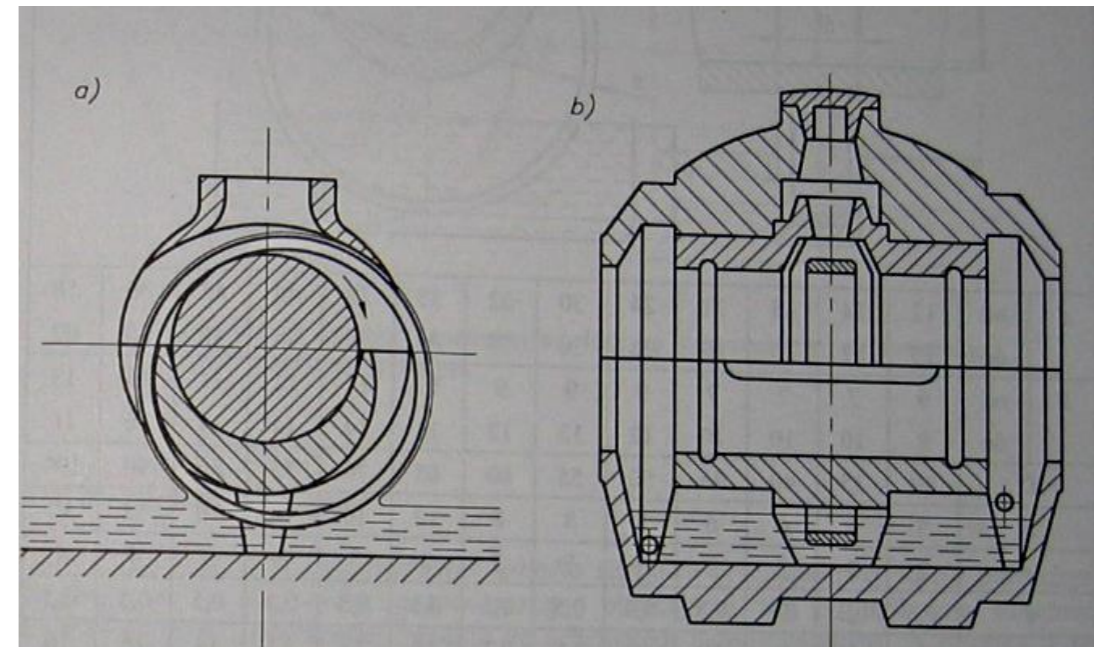
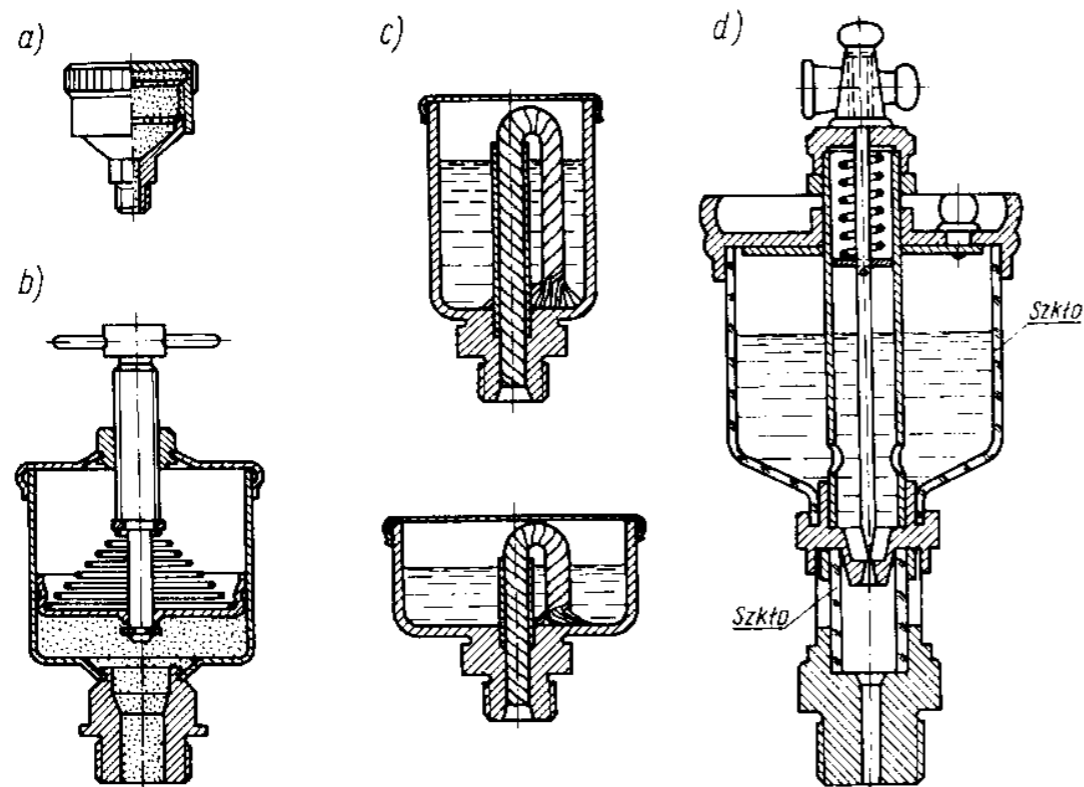


# Hydrodynamiczne łożysko wzdłużne





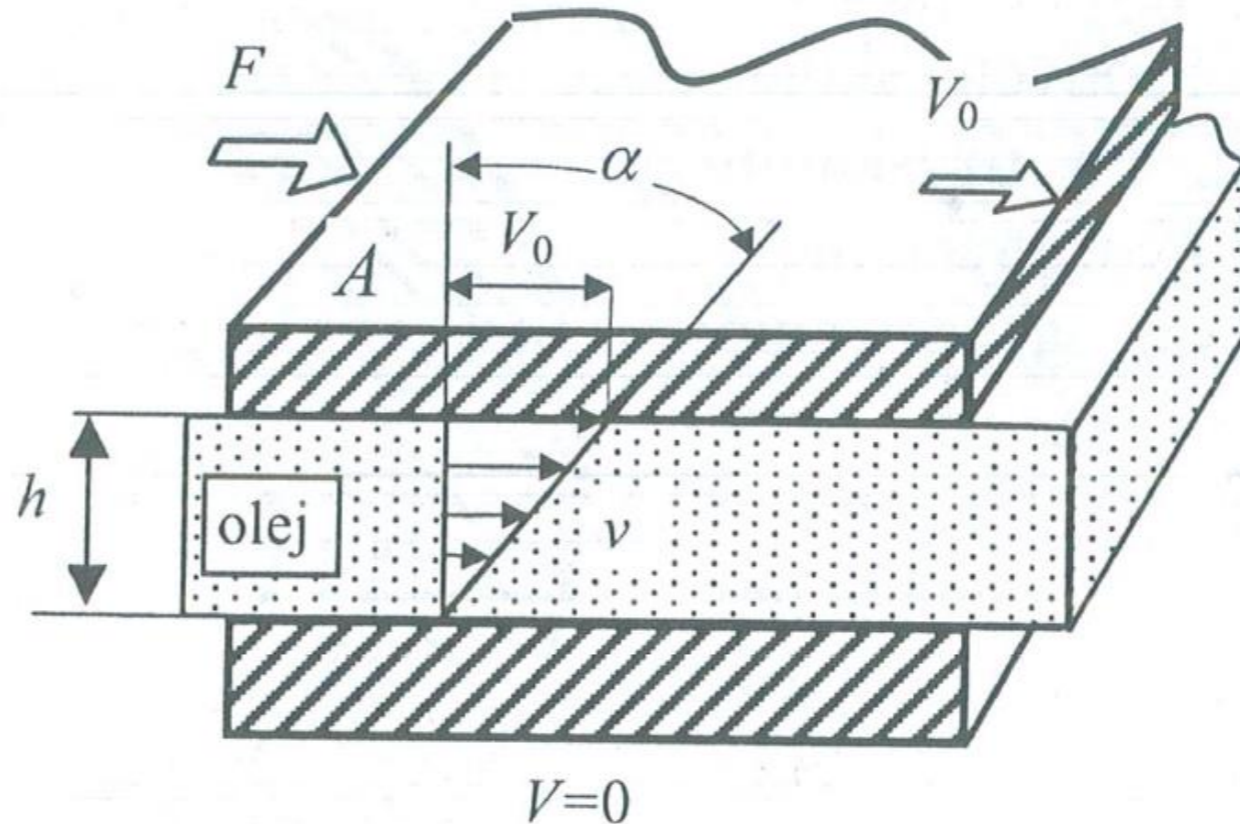
# Rodzaje smarowania



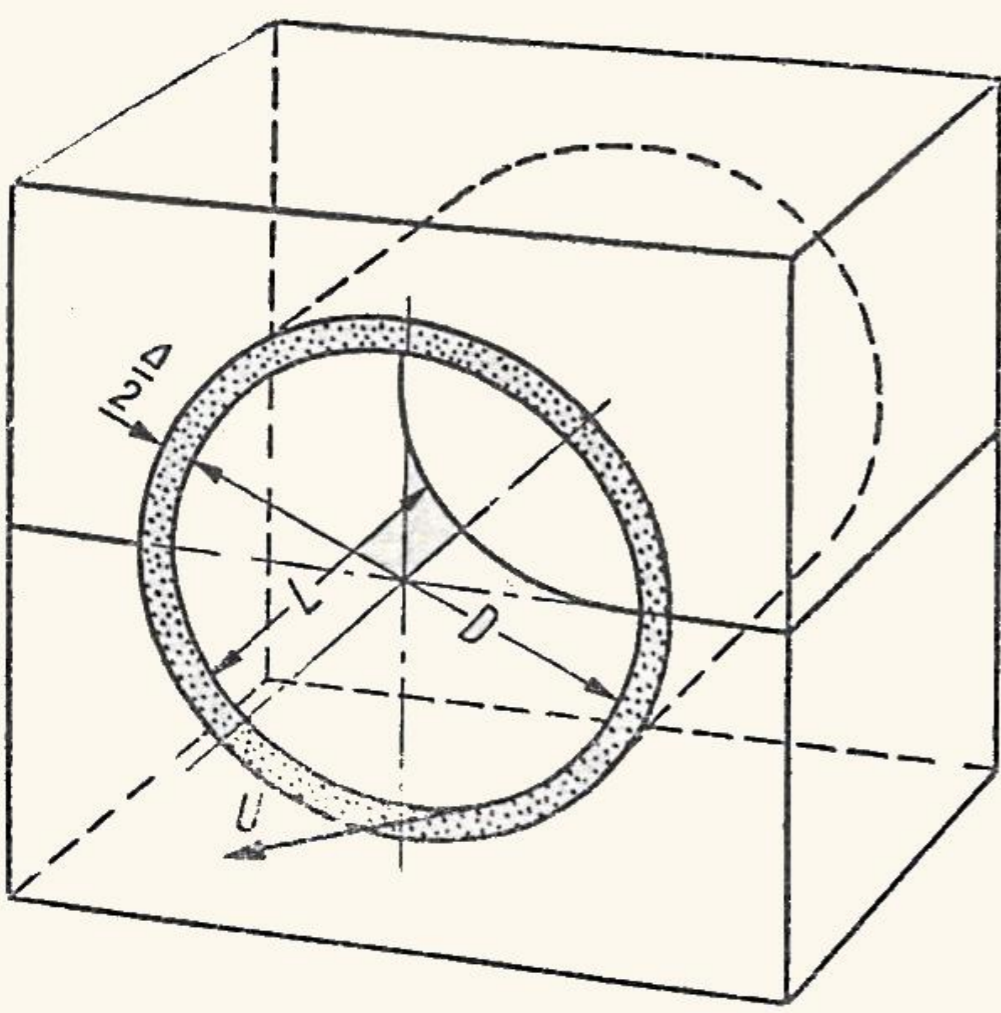
# Podstawy teorii smarowania

Przepływ oleju przez łożysko można opisać procesem ścinania cieczy z zależności Newtona:

$$\tau = -\eta \frac{du}{dh}$$



# Hydrodynamiczna teoria smarowania



$$U = \frac{D}{2} \omega \quad h = \frac{\Delta}{2} \quad \psi = \frac{2h}{D}$$

$$\tau = -\eta \frac{U}{h} = \frac{T}{\pi D L} \Rightarrow T = -\pi D L \eta \frac{U}{h}$$

$$p_{sr} = \frac{P}{L D} \Rightarrow P = p_{sr} L D$$

$$\mu = \frac{T}{P} = \frac{\pi D L \eta \omega D}{2 h L D p_{sr}} = \frac{\pi \omega D}{2 h p_{sr}}$$

$$\mu = \pi \frac{\eta \omega}{\psi p_{sr}}$$

**Równanie  
Pietrowa**

# Podobieństwo hydrodynamiczne łożysk ślizgowych

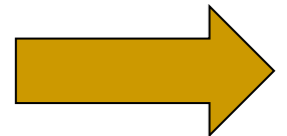
Podobieństwo hydrodynamiczne oznacza zbliżone warunki pracy dwóch łożysk, tzn.:

- zbliżoną wartość względnego współczynnika tarcia  $\mu/\Psi$ ,
- podobne położenie czopa w panewce.

$$\frac{\mu}{\Psi} = \pi \frac{\eta \omega}{\Psi p_{sr}}$$

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

$$\frac{\mu}{\Psi} = \pi \frac{\eta 2\pi n'}{\Psi p_{sr}} = S \cdot 2\pi^2$$



$$S = \frac{\eta n'}{p_{sr} \Psi^2}$$

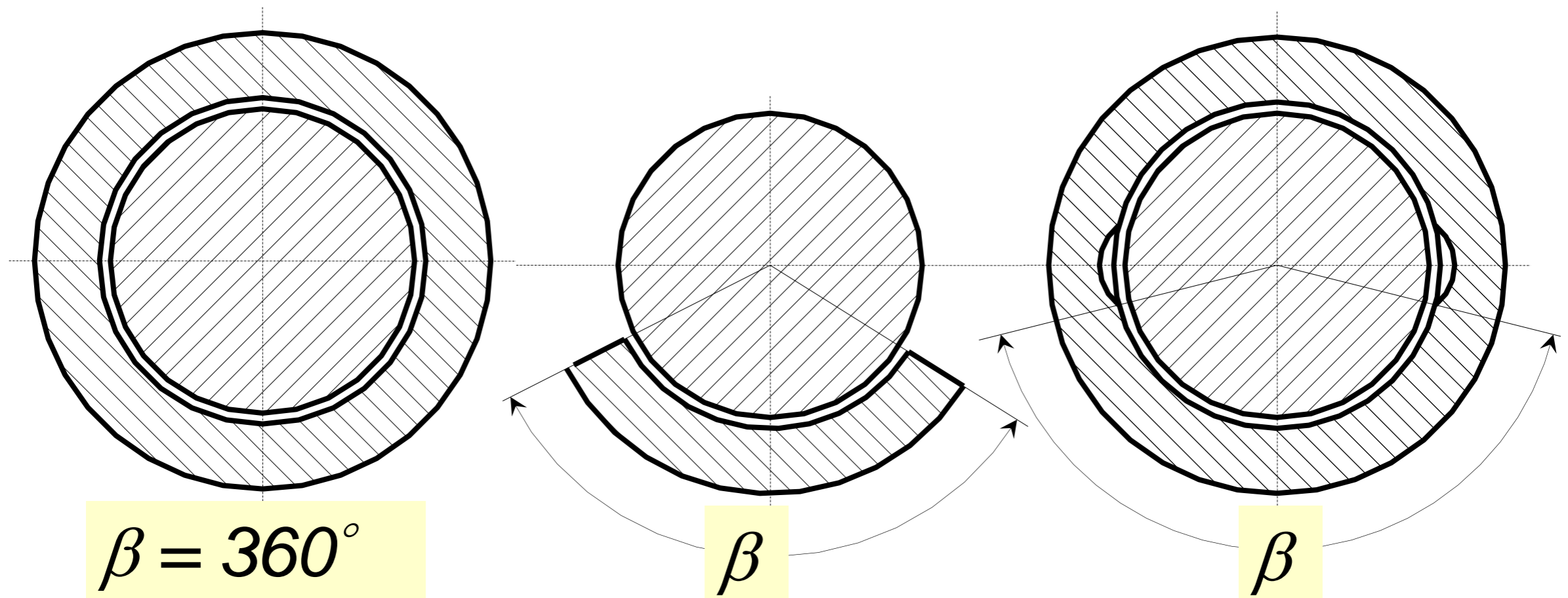
$$S_o = \frac{1}{2\pi S} = \frac{p_{sr} \Psi^2}{\eta \omega}$$

Dla cylindrycznych łożysk poprzecznych, konstrukcyjnie podobnych, parametrem podobieństwa jest liczba Sommerfelda. Stosuje się ją do obliczenia strat tarcia słabo obciążonych łożysk o dużej prędkości obrotowej

Łożyska są konstrukcyjnie do siebie podobne, gdy mają takie same wartości:

- stosunek długości czopa do jego średnicy  $L/D$ ,
- kąt opasania  $\beta$ .

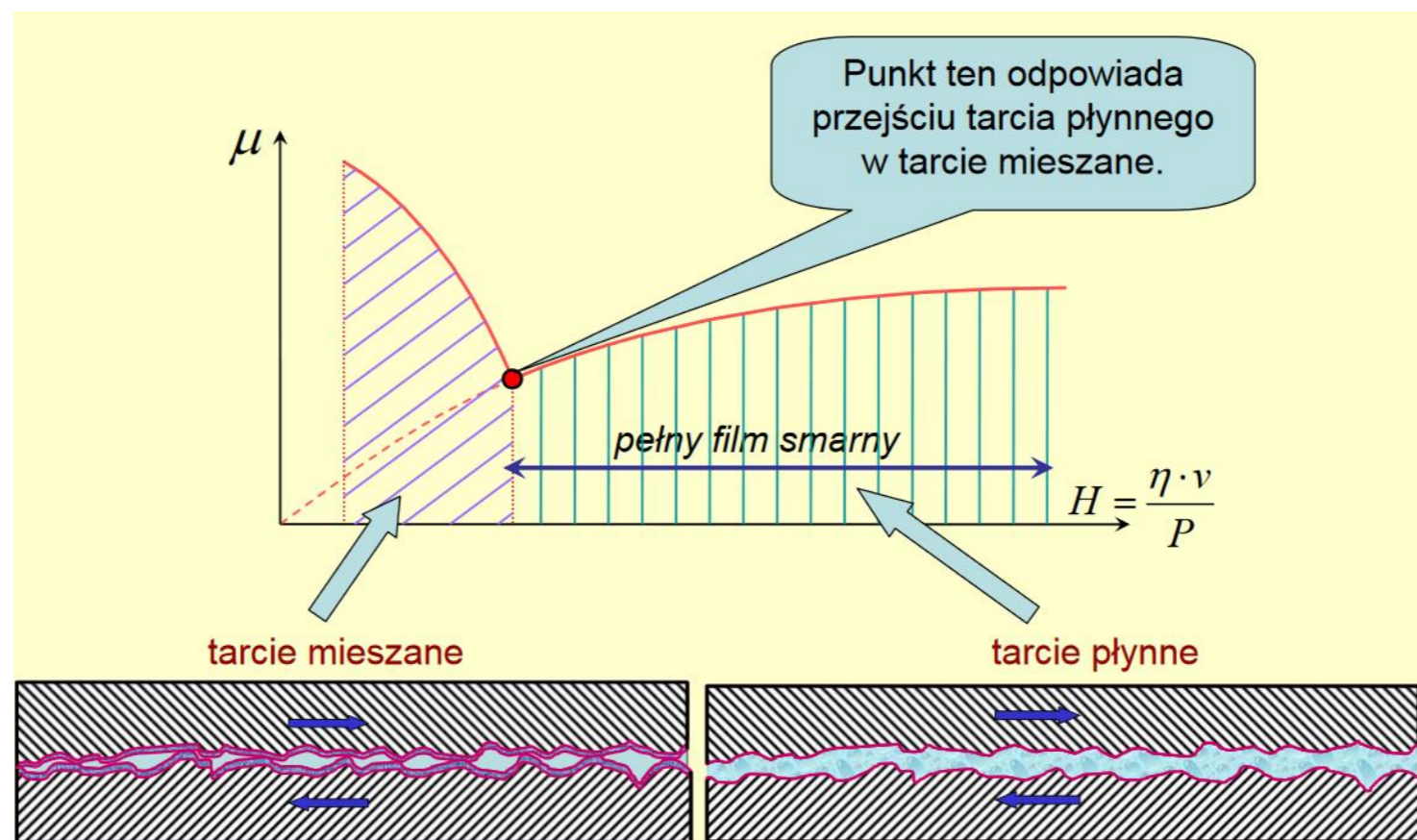
# Kaḡ opasania



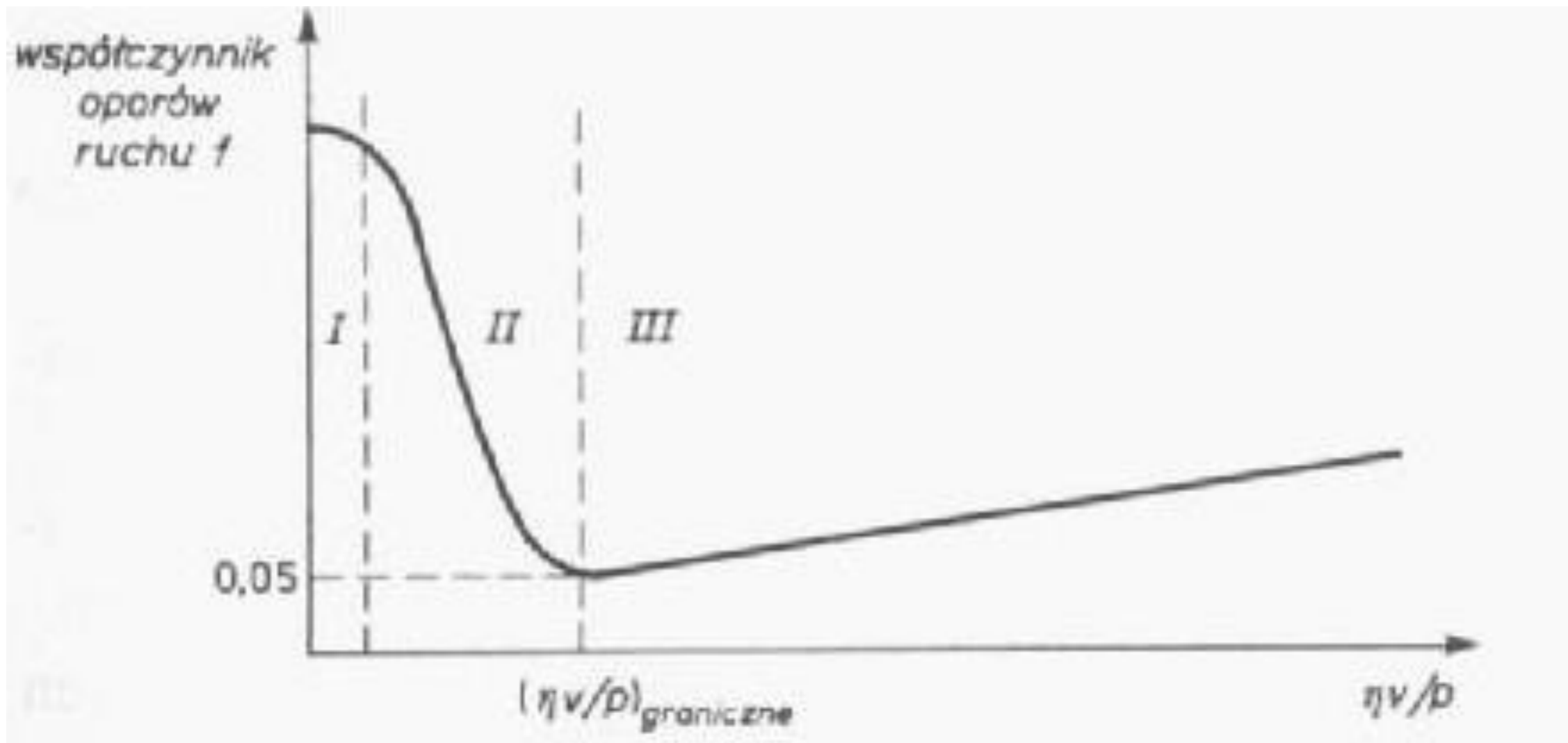
# Tarcie graniczne

Przebieg tarcia w łożyskach ślizgowych poprzecznych w funkcji prędkości obrotowej badali Stribeck i Hersey wprowadzając bezwymiarowy parametr zwany liczbą Herseya.

$$\lambda = \eta \frac{n}{P_{sr}}$$



# Wykres Herseya



# Przykład obliczeniowy

**Dane łożyska w osiowym kompresorze silnika odrzutowego:**

Obciążenie poprzeczne łożyska:  $P = 500N$

Średnica czopa wału:  $D = 50mm$

Długość panwi:  $L = 50mm$

Luz promieniowy:  $\delta = \frac{\Delta}{2} = 0,050mm$

Prędkość obrotowa:  $n = 20000 \frac{obr}{min}$

Lepkość dynamiczna oleju:  $\eta = 0,06Pa \cdot s$  - w temperaturze warstewki oleju podczas pracy  $t = 68^\circ C$



# Przykład obliczeniowy

## Obliczenia:

$$\text{Średni nacisk stykowy: } p_{sr} = \frac{P}{LD} = \frac{500}{0,05 \cdot 0,05} = 200000 Pa$$

$$\text{Prędkość kątowna: } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 20000}{30} = 2093 \frac{1}{s}$$

$$\text{Względny luz łożyskowy: } \psi = \frac{\Delta}{D} = \frac{0,1}{50} = 0,002$$

$$\text{Liczba Sommerfelda: } S = \frac{\eta n''}{p_{sr} \psi^2} = \frac{0,06 \cdot 333,3}{200000 \cdot 0,002^2} = 25$$

$$\text{Współczynnik tarcia: } \mu = 2S\pi^2\psi = 2 \cdot 25 \cdot (3,14)^2 \cdot 0,002 = 0,985$$

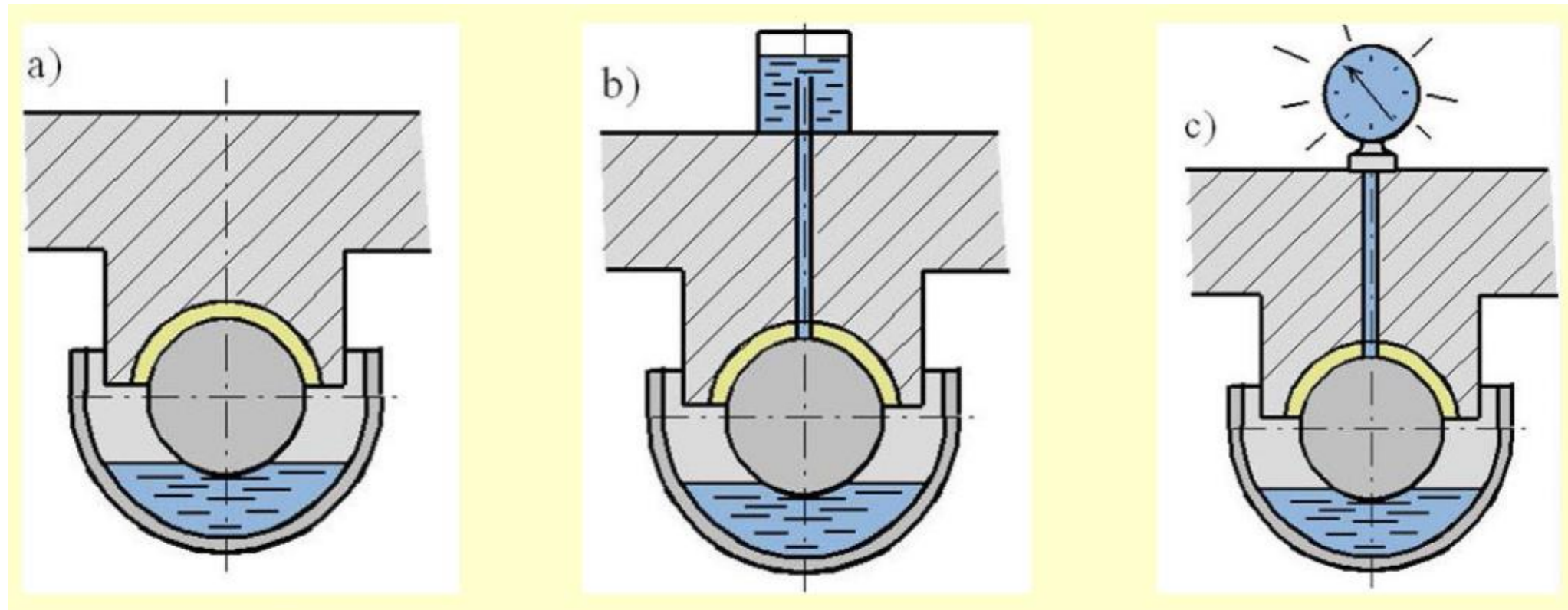
$$\text{Siła tarcia: } T = P\mu = 500 \cdot 0,985 = 493 N$$

$$\text{Moment tarcia: } M_T = T0,5D = 493 \cdot 0,5 \cdot 0,05 = 12,3 Nm$$

$$\text{Moc tarcia: } P_T = M_T\omega = 12,3 \cdot 2093 = 25,795 kW$$

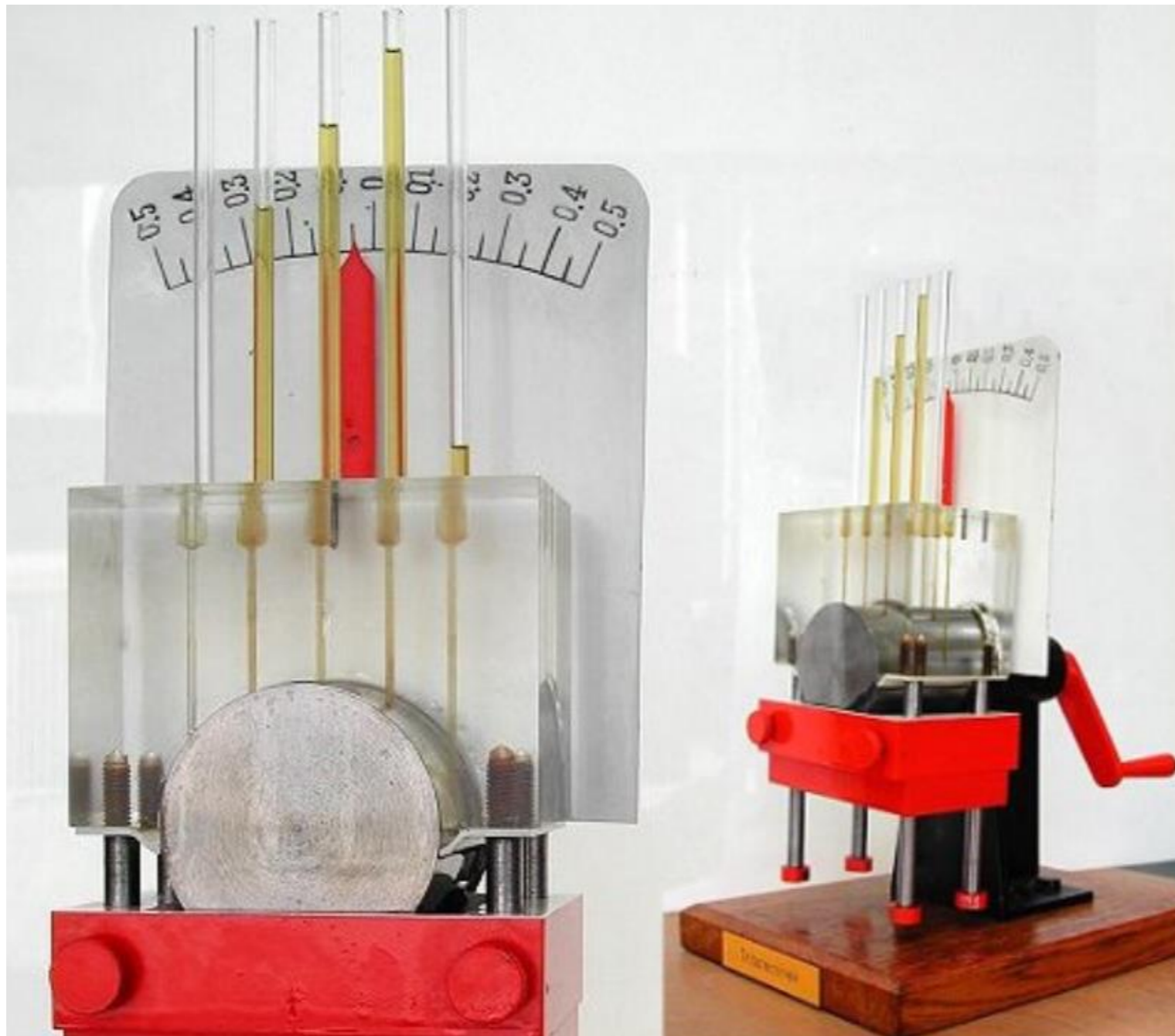
# Eksperyment Towera

Rozkład ciśnienia w łożysku ślizgowym



# Eksperyment Towera

Rozkład ciśnienia w łożysku ślizgowym



# Hydrodynamiczna teoria smarowania

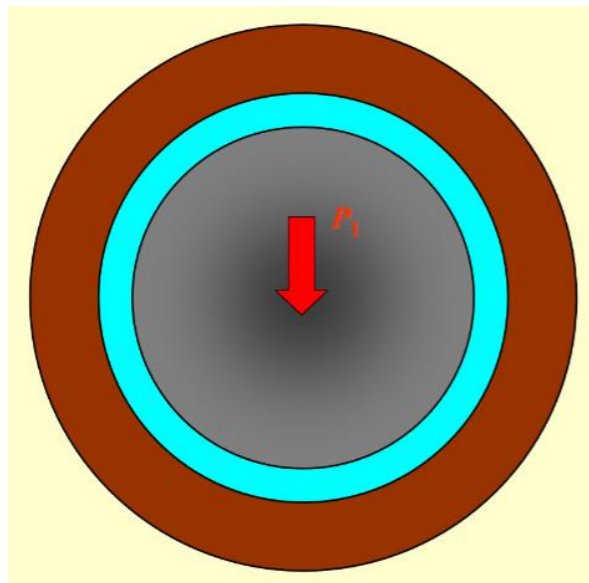
## Warunki niezbędne do powstania klina smarnego

- Płyn musi być lepki,
- Płyn musi zwilżać powierzchnię,
- Wał musi się obracać,
- Szczelina musi być zbieżna,
- Prędkość wirowania wału musi być w kierunku zbieżności szczeliny.

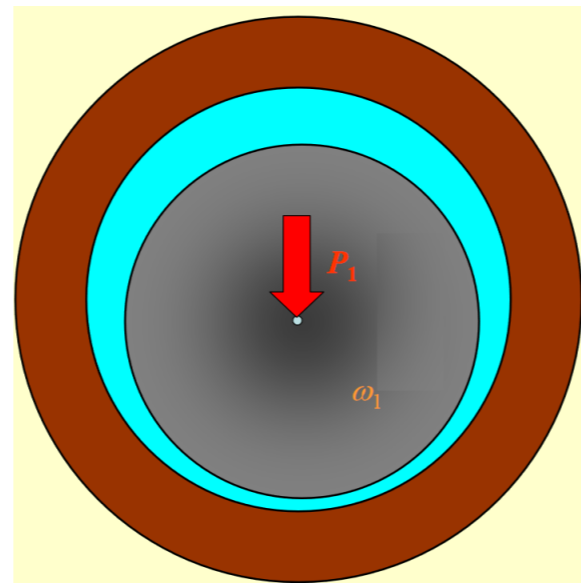
# Równanie Reynoldsa

Reynolds na podstawie doświadczenia Towera wyprowadził zależność opisującą rozkład ciśnienia w łożysku ślizgowym poprzecznym ze szczelina zbieżną w kierunku wirowania wału.

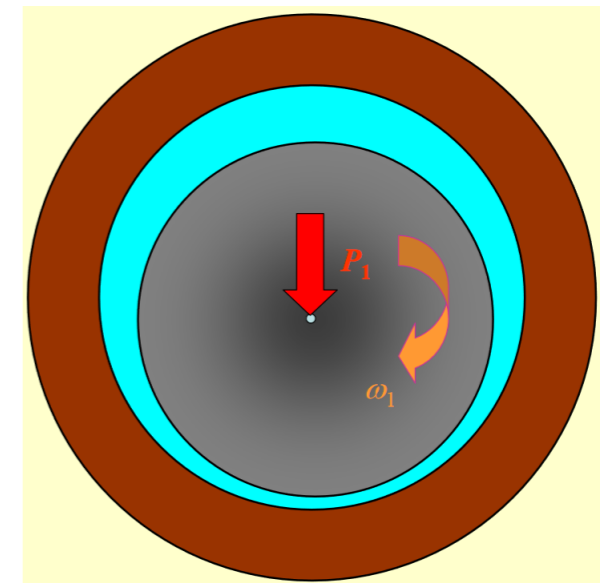
$P=0$



$P>0, \omega=0$

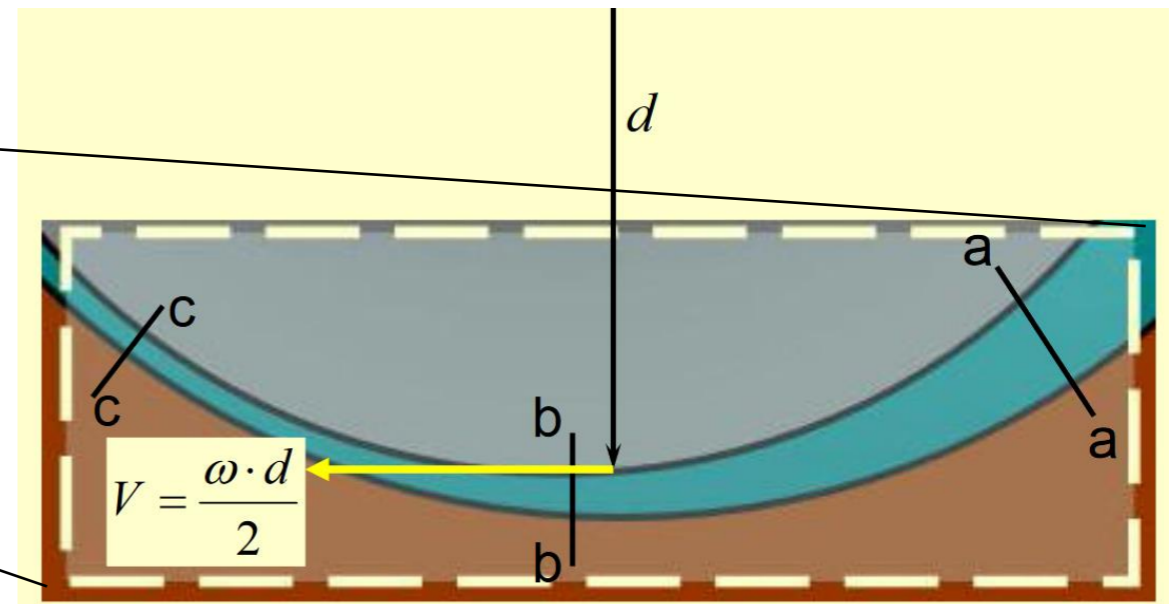
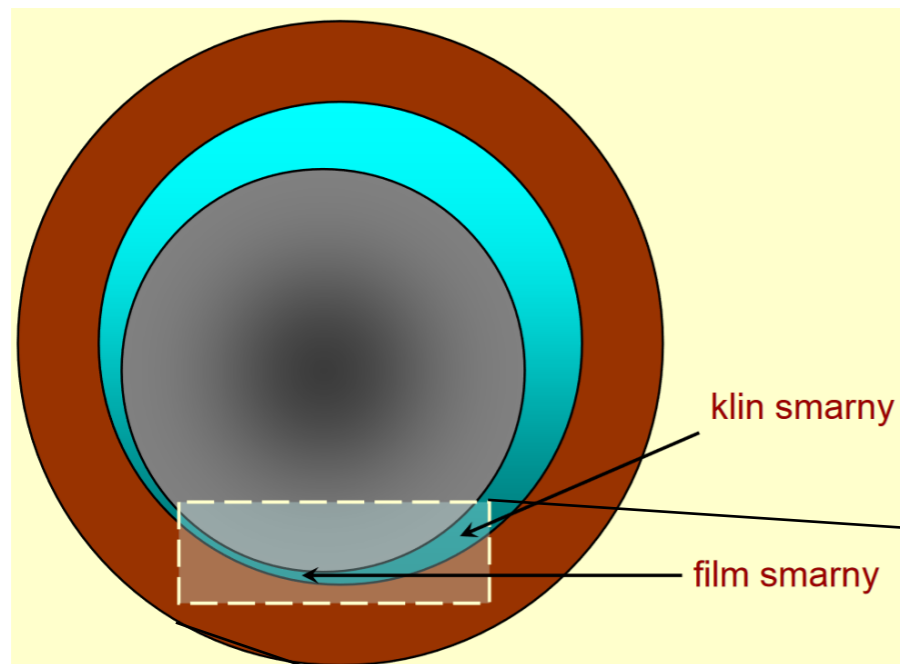


$P>0, \omega>0$

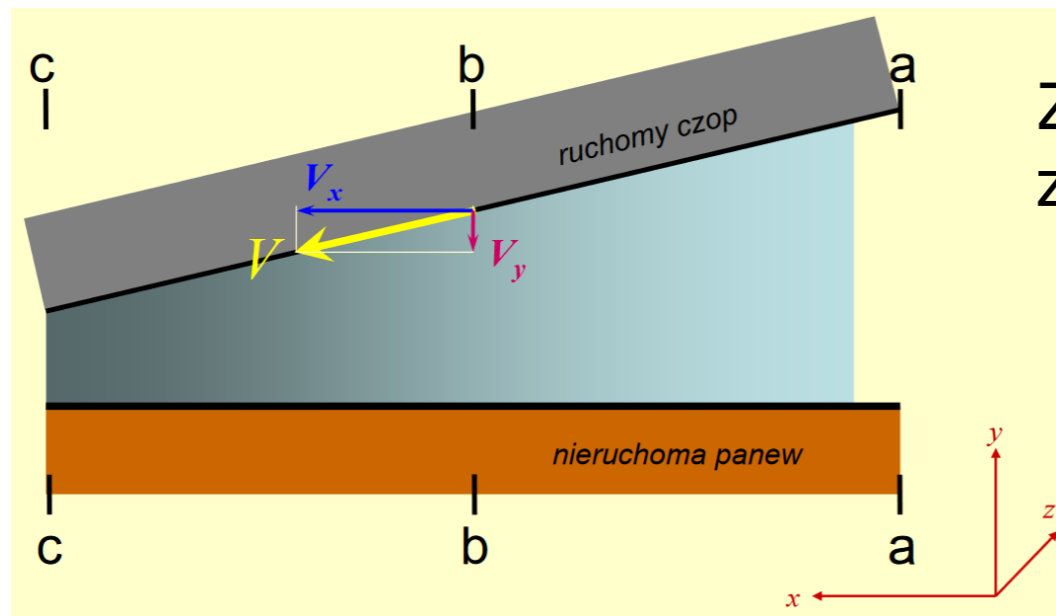


# Równanie Reynoldsa

Klin smarny

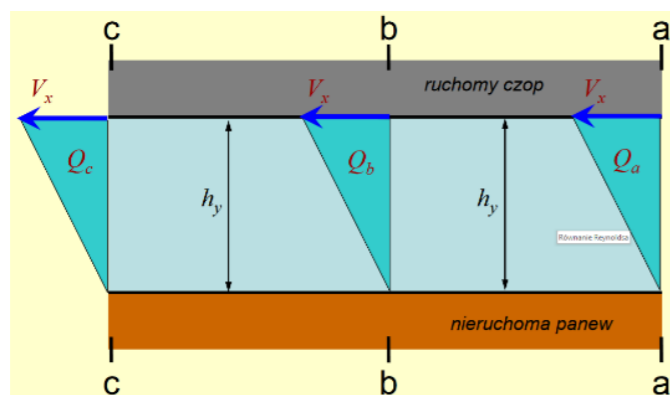


# Równanie Reynoldsa

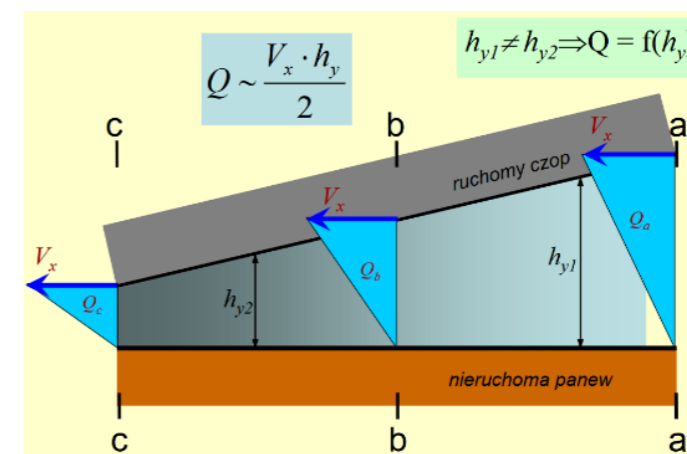


Założenie: brak przepływu w kierunku osi z (łożysko o nieskończonej długości).

Rozkład prędkości dla dwóch równoległych płyt

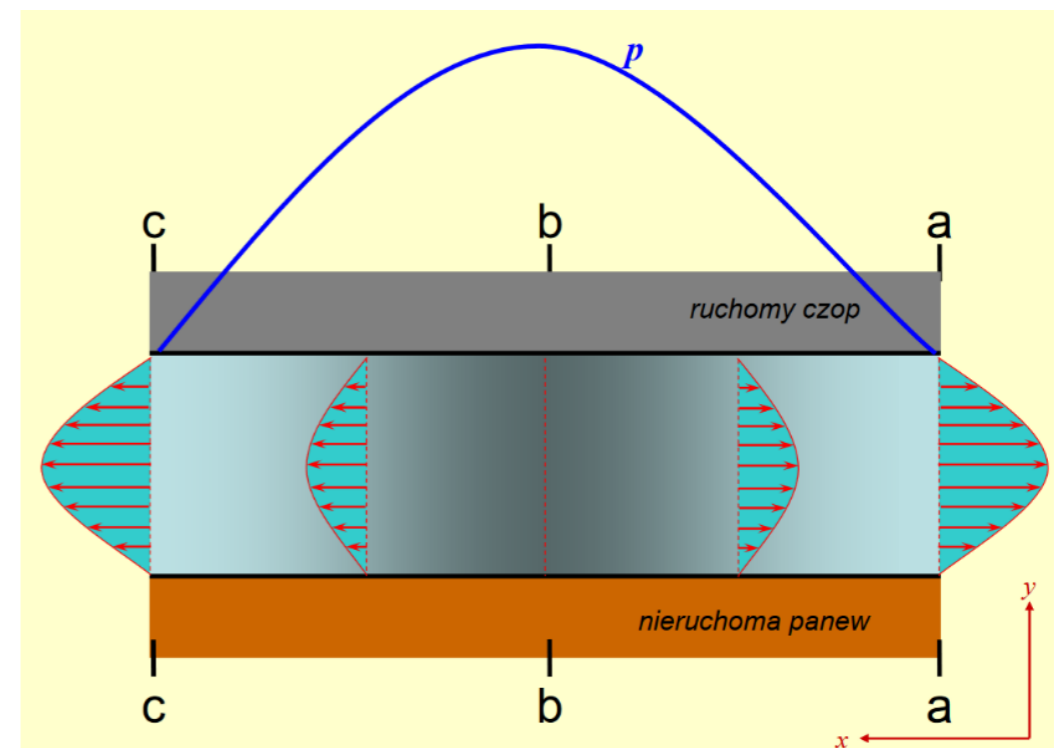
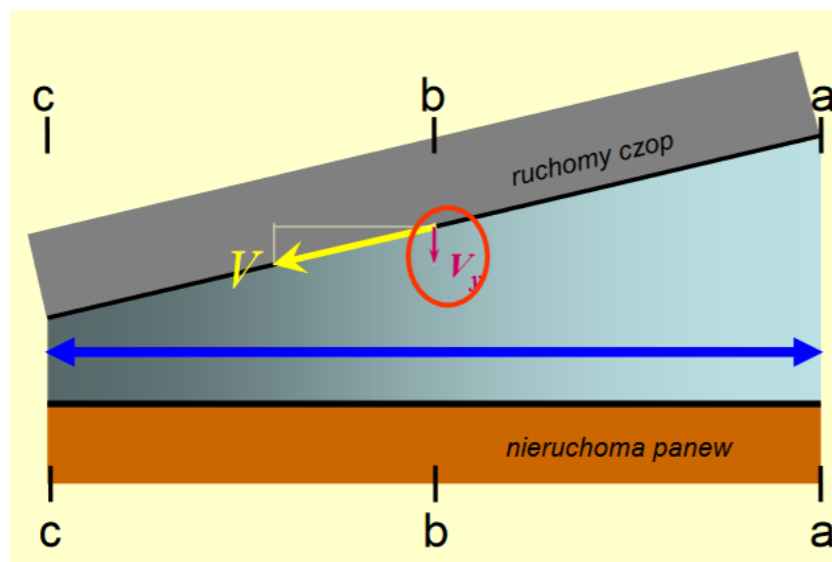


Rozkład prędkości w przypadku pochylenia jednej płyty



# Równanie Reynoldsa

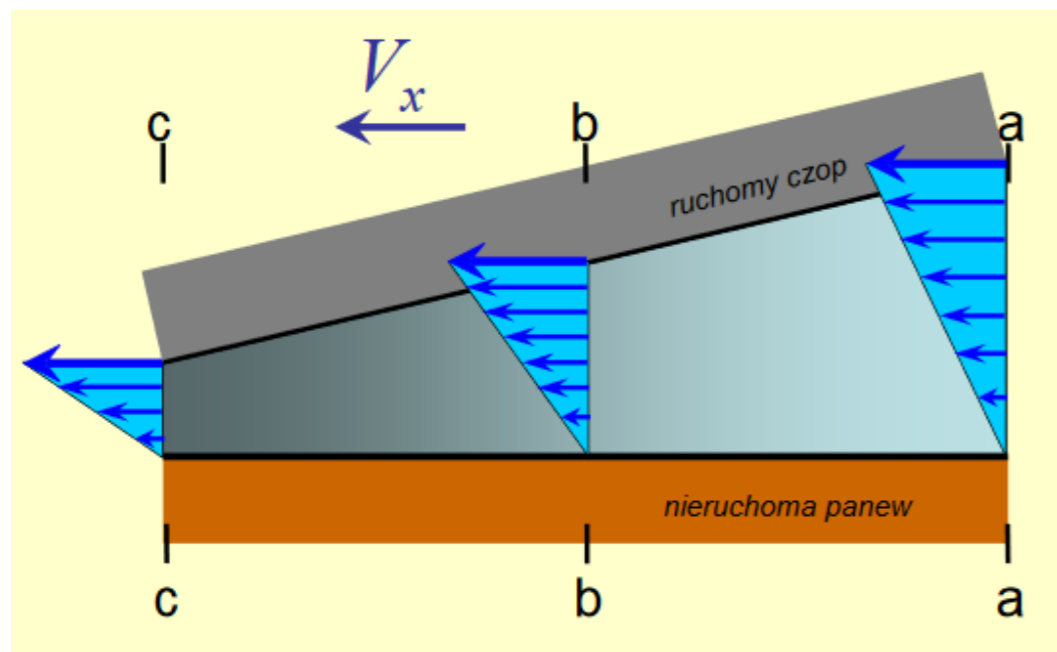
## Przepływ wyrównawczy



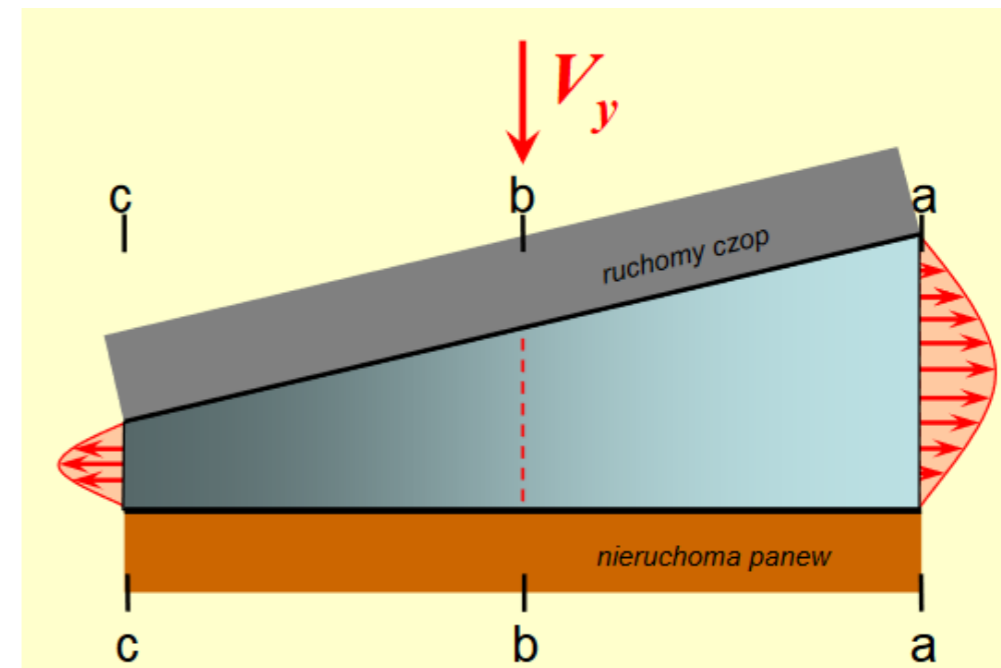


# Równanie Reynoldsa

Przepływ wynikający ze składowej  $V_x$

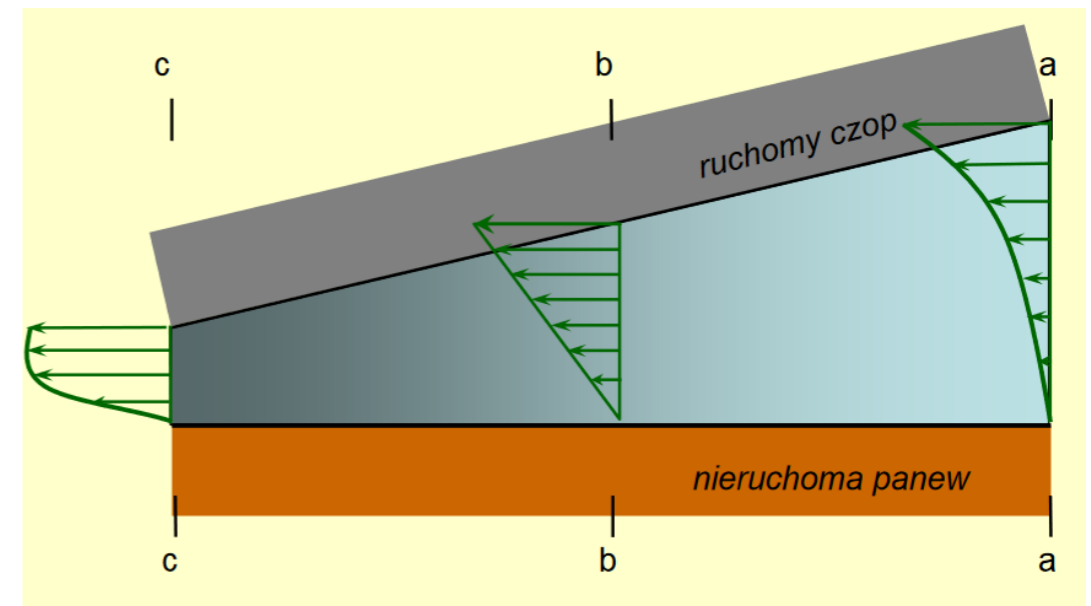
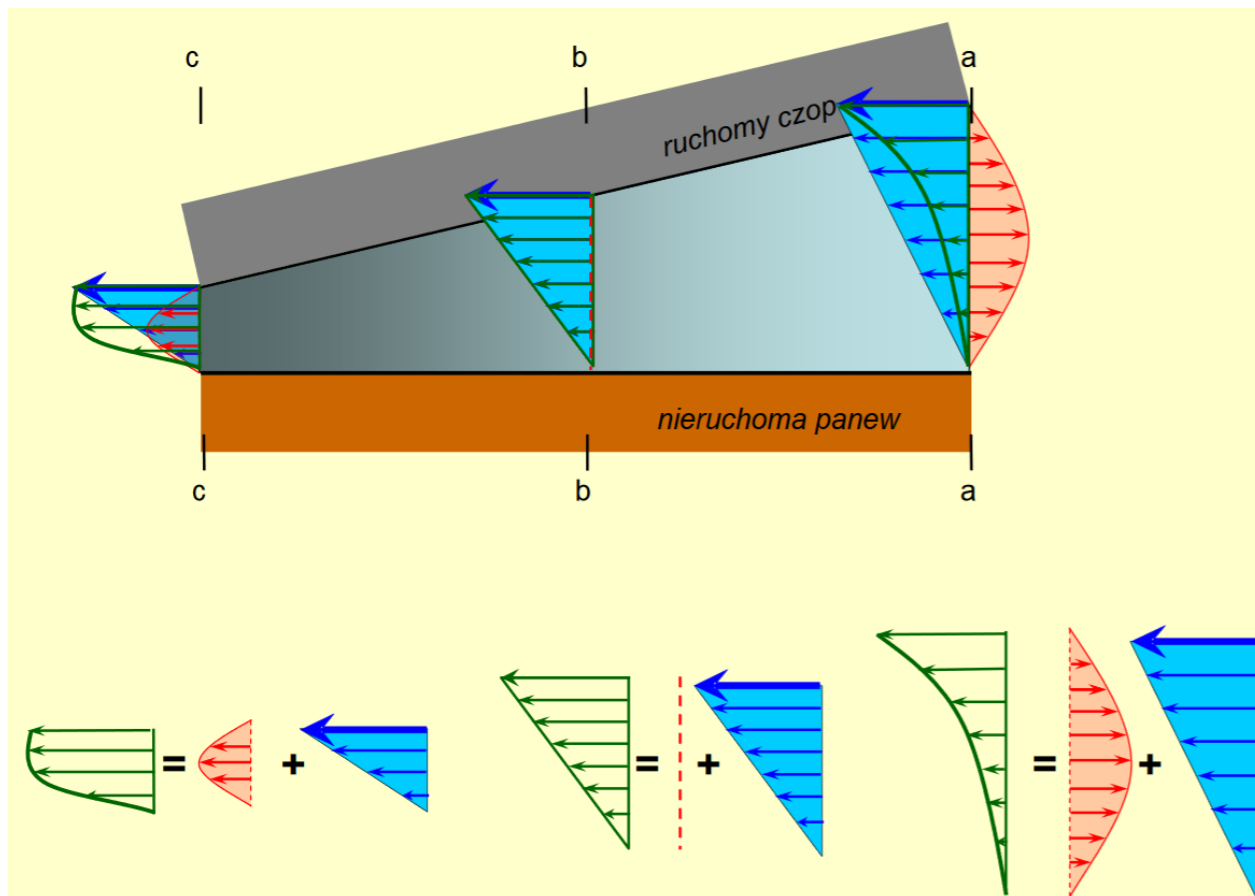


Przepływ wynikający ze składowej  $V_y$



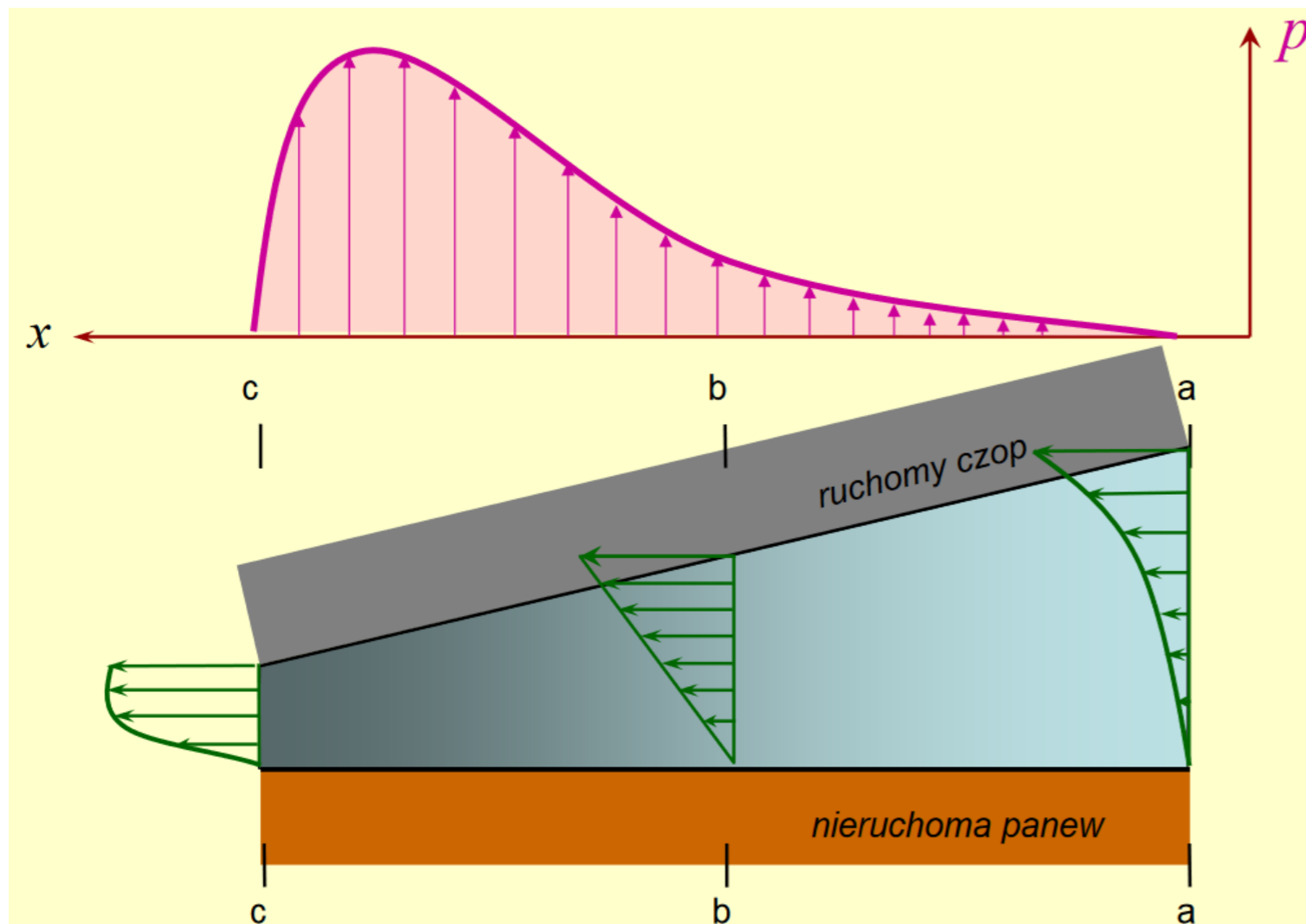
# Równanie Reynoldsa

Sumaryczny przepływ wynikający ze składowych  $V_x$  i  $V_y$



# Równanie Reynoldsa

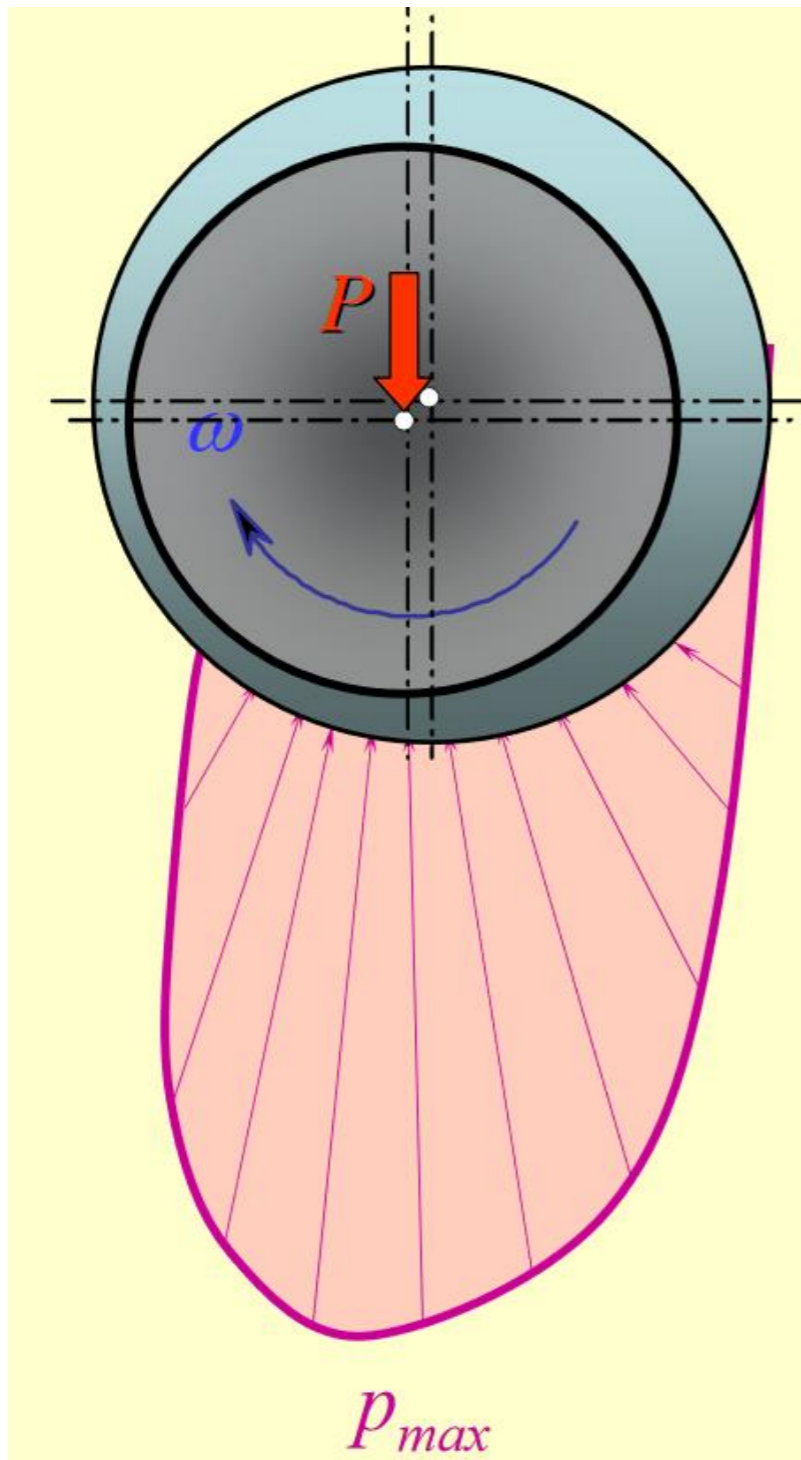
Profil ciśnienia wzdłuż klina smarnego



Równanie Reynoldsa dla przepływu dwukierunkowego

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

# Równanie Reynoldsa



Profil ciśnienia wzdłuż klina smarnego w łożysku ślizgowym poprzecznym

# Materiały łożyskowe

- **Stopy cyny** – (83% lub 91% cyny, z dodatkiem antymonu i miedzi) wykazuje dużą wytrzymałość zmęczeniową i udarową, łatwiej się docierają i mają dużą przyczepność do stalowej panewki. Są drogie.
  - **Krajowy stop Ł 83** – 83% cyny, 11% antymonu, 3% lub 6% miedzi.
- **Stopy ołowiowe** – (6% lub 10% cyny lub bezcynowe) są stosowane najczęściej – nie ustępują stopom cynowym, a są znacznie tańsze.
  - **Krajowy stop Ł 16** – 16% cyny, 16% antymonu, 2% miedzi, reszta ołów.
- **Brązy odlewnicze** – cynowe lub ołowiowe. Duża twardość i wytrzymałość zmęczeniowa. Zastosowanie – gdy własności wytrzymałościowe są ważniejsze od ślizgowych.
  - **Brąz ołowiowy** – typowy skład to 70% miedzi i 30% ołów + cyna, nikiel, srebro.
  - **Brąz cynowy** – 80% miedzi, 10% cyny, 10% ołowiu.
- **Mosiądz** – ma niższą wytrzymałość ale lepszą odporność na pracę w podwyższonej temperaturze.
- **Stopy aluminiowe**
  - **Odmiana miękka** – 79% cyny, 1% miedź, 1% nikiel, reszta glin. Forma cienko wykonanych warstw na podłożu stalowym.
  - **Odmiana twarda** – 12% krzem, 1% miedź, 1% magnez, 1% nikiel, reszta glin. Używane w formie lanych panewek.
- **Żeliwa** – forma lanych panewek. Najlepsze żeliwo perlityczne.
- **Stal** – jako materiał łożyskowy, gdy występują bardzo wysokie naciski.
- **Brązy spiekane** – 8 ÷ 10% cyny, reszta miedź. Stosujemy dodatki ołowiu, kosztem miedzi nawet do 30% i 1% grafitu.
- **Łożyska ze srebra** – stosowane w łożyskach lotniczych. Warstwa od 0,5 ÷ 0,75 mm srebra, naniesiona galwanicznie.
- **Drewno** – gwajak, dąb – uszlachetnione przez nasycenie żywią syntetyczną. Łożyska te chłodzimy wodą.
- **Inne** – tworzywa sztuczne, guma, grafit, kamienie szlachetne (rubin, szafir), szkło.

# Zmienne projektowe

## Niezależne

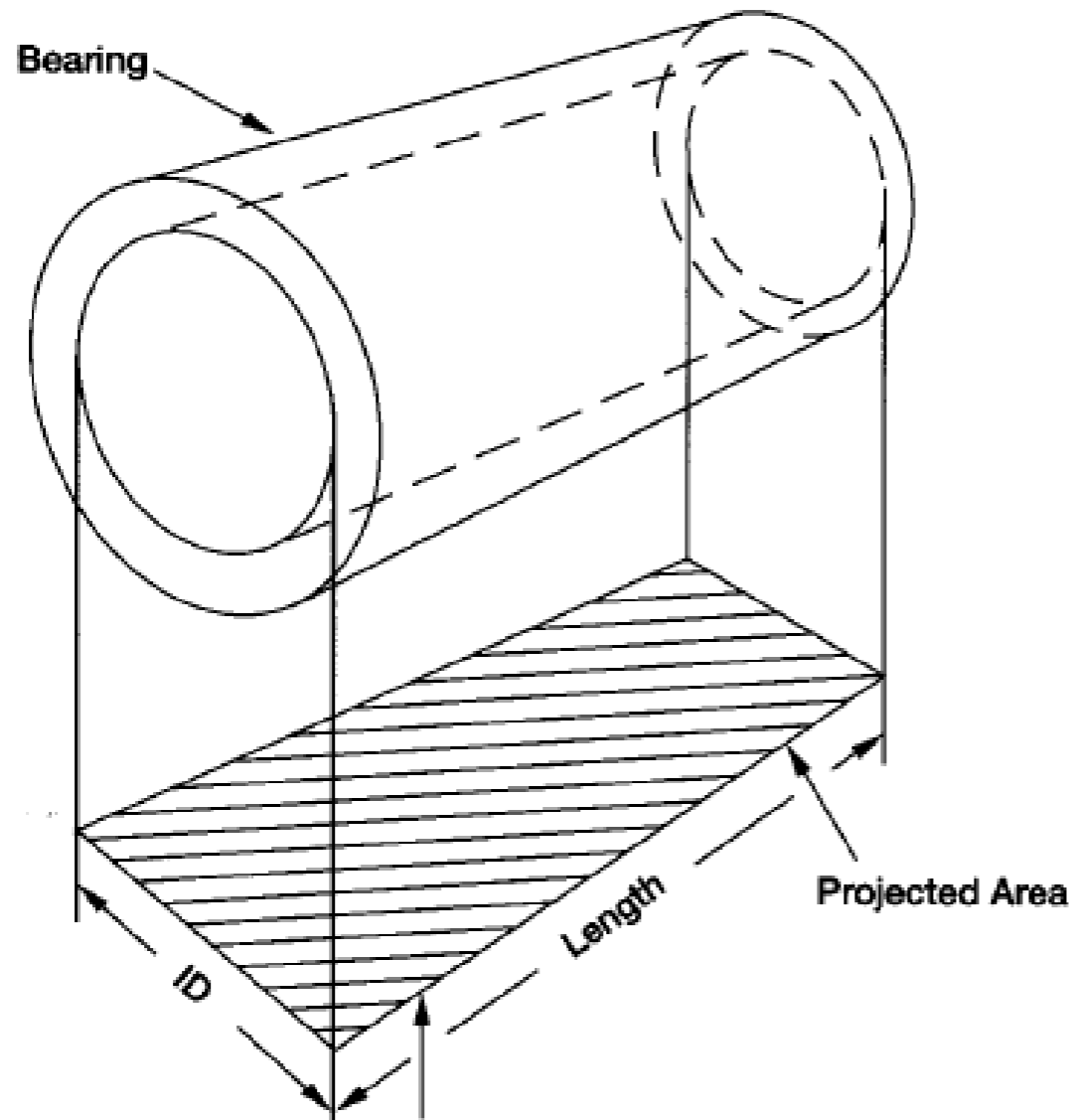
- Lepkość
- Obciążenie
- Prędkość kątowa
- Wymiary ( $r, c, \beta, L$ )

## Zależne

- Współczynnik tarcia
- Wzrost temperatury
- Strumień objętości
- Minimalna grubość filmu olejowego

Celem inżyniera konstruktora jest taki dobór zmiennych niezależnych, aby otrzymać konstrukcję spełniającą wymagane kryteria pracy. Zmienne zależne będą zdeterminowane przez określone zmienne niezależne.

# Obliczanie łożysk ślizgowych poprzecznych



$$p = \frac{F}{d \cdot L} \leq p_{dop}$$

gdzie:

$F$  – siła obciążająca

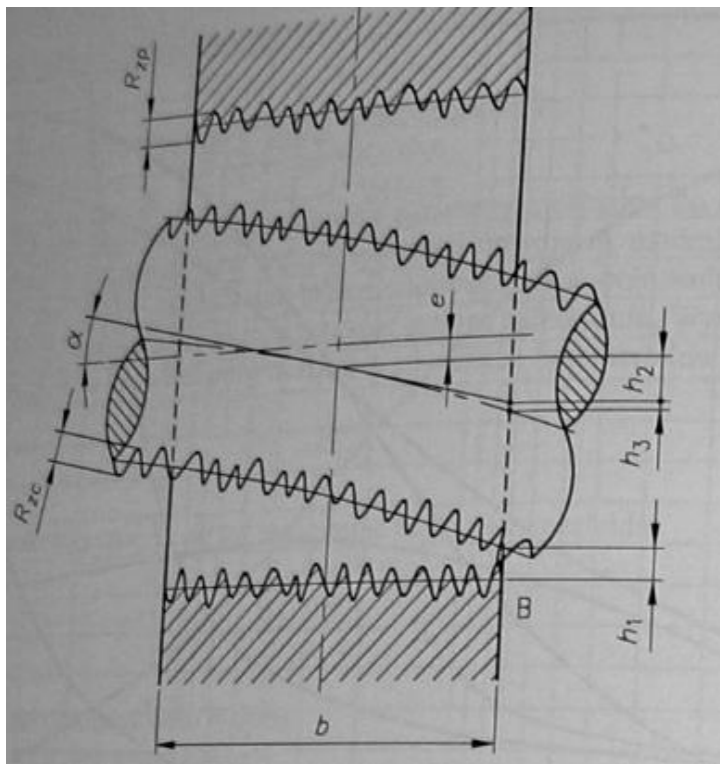
$p_{dop}$  – dopuszczalny nacisk stykowy

$d$  – średnica czopa wału

$L$  – długość panwi

# Wyznaczenie minimalnej wysokości szczeliny smarnej

$$h_{ogr} \geq h_1 + h_2 + h_3$$



Schemat obciążenia

Schemat obciążenia	$\alpha$	$\gamma$
	$P: \frac{16Pl}{\pi E}$	$P: 0$
	$A=B: \frac{2Pl^2}{\pi E}$	$A=B: 0$
	$P: 0$	$P: \frac{4Pl}{3\pi E}$
	$A: \frac{16P}{3\pi E} \frac{mn}{l}(l+n)$	$A: 0$
	$B: \frac{16P}{3\pi E} \frac{mn}{l}(l+m)$	$B: 0$
	$P: \frac{32P}{3\pi E} \frac{mn}{l}(m-n)$	$P: \frac{16Pmn}{3\pi El}$
	$A: \frac{16Pml}{3\pi E}$	$A: 0$
	$B: \frac{32Pml}{3\pi E}$	$B: \frac{16Pm}{3\pi E}$
	$P: \frac{16Pm}{\pi E} \left(\frac{2}{3}l+m\right)$	$P: 0$



# Uproszczona postać równania Reynoldsa

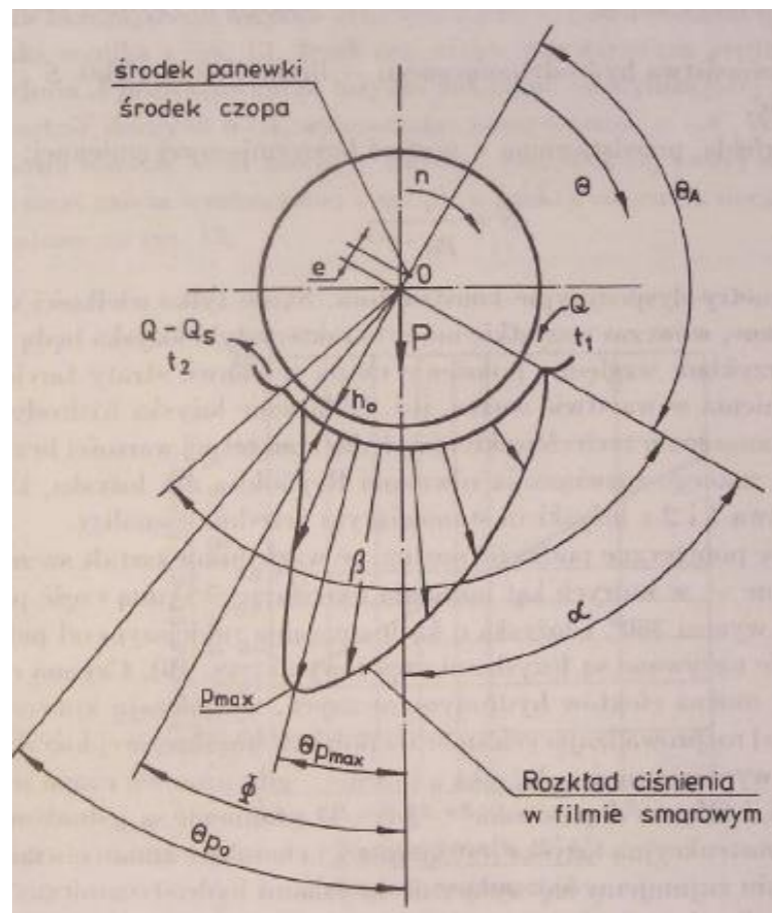
## Założenia

- grubość filmu olejowego  $h$  jest mała w porównaniu z pozostałymi wymiarami łożyska,
- ciśnienie hydrodynamiczne wzdłuż grubości filmu olejowego jest stałe,
- cząsteczka cieczy bezpośrednio przylegająca do powierzchni ograniczającej ma taką samą prędkość jak ta powierzchnia,
- siły masowe są pomijalnie małe w porównaniu z siłami lepkości,
- ciecz smarna (olej) jest cieczą newtonowską i nieściśliwą,
- przepływ przez szczelinę jest laminarny,
- pomija się przepływ oleju w kierunku osiowym,
- lepkość dynamiczna oleju jest stała.

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{d\varphi}{dx} \right) = 6\eta v \frac{dh}{dx}$$

# Uproszczona postać równania Reynoldsa

Obciążenie przyłożone do łożyska oblicza się, całkując składową ciśnienia równoległą do kierunku obciążenia. Po wprowadzeniu pojęcia względnego luzu łożyskowego  $\Psi = 2 \cdot \delta / d$  gdzie  $\delta$  - luz promieniowy, oraz nacisku średniego  $P_{sr} = P / d \cdot l$  równanie Reynoldsa przyjmuje postać.



$$P_{sr} \frac{\Psi^2}{\eta \omega} = - \frac{3}{\cos \varphi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f(\varepsilon, \Phi) \cos \Phi d\Phi$$

# Obliczenia łożysk poprzecznych – metoda Fleischera

Podana poniżej metoda opiera się na nomogramach opracowanych w Wyższej Szkole Technicznej w Magdeburgu przez zespół prof. Fleischera i dotyczy przede wszystkim łożysk z półpanwią (o kącie opasania 180 deg najczęściej stosowanych przy obciążeniach statycznych).

U uwzględnia się w niej podstawowe dla łożysk ślizgowych kryteria optymalizujące:

I – możliwie dużej nośności łożyska przy małych prędkościach lub

II – możliwie małych strat tarcia (przy danym obciążeniu i prędkości).

Kryterium I

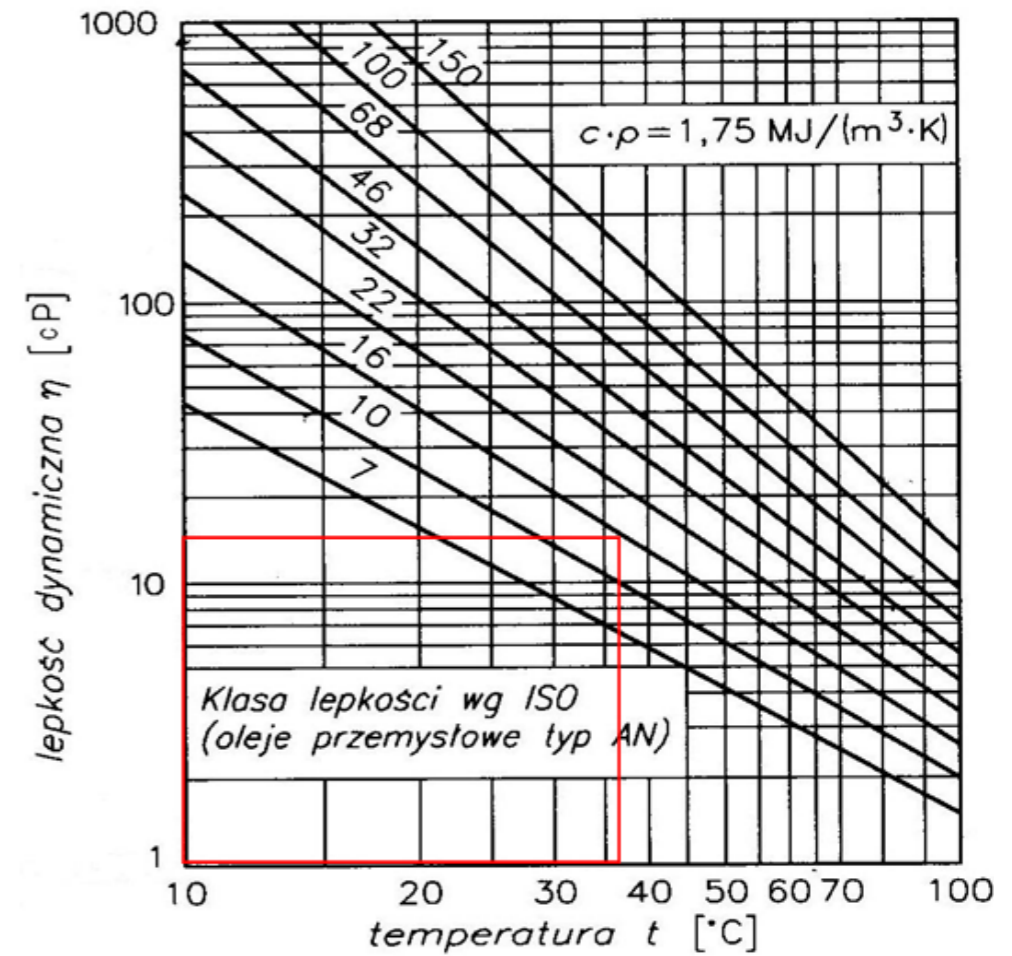
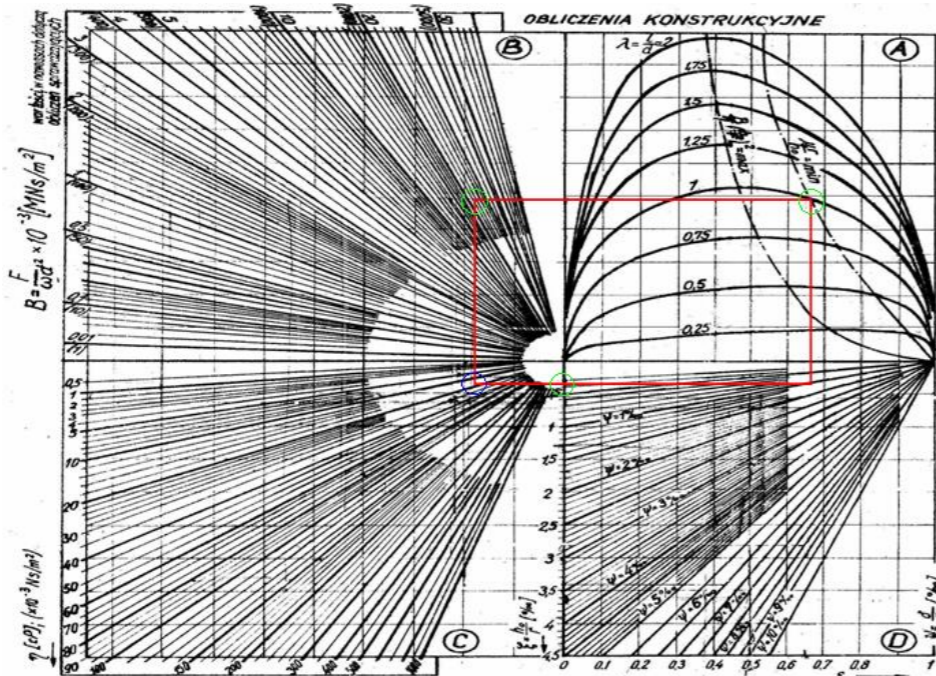
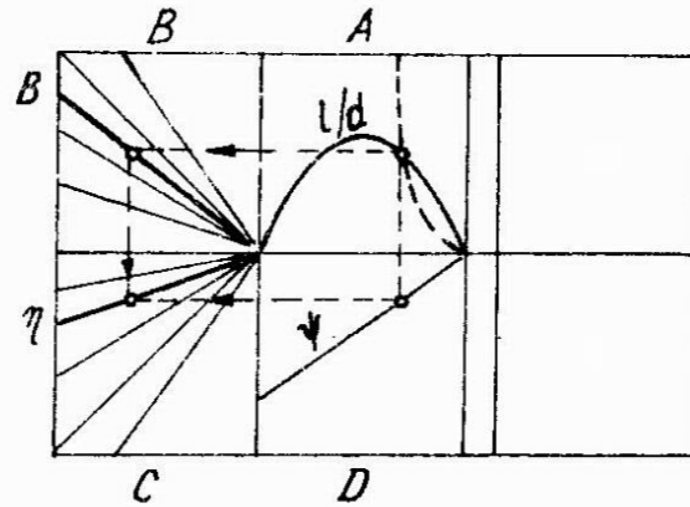
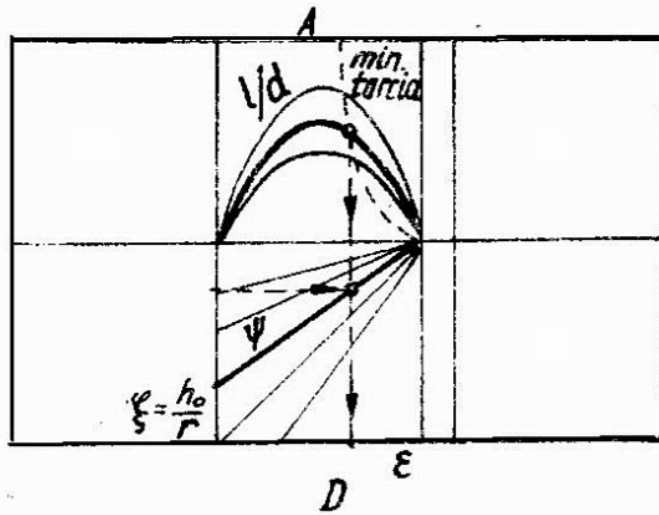
$$\frac{Fh_0}{dl\eta\omega} = \textit{maksimum}$$

Kryterium II

$$\frac{M_t}{Fh_0} = \textit{minimum}$$

$$\frac{M_t}{Fh_0} = \frac{F_t r}{Fh_0} = \frac{F_t}{F} \frac{r}{h_0} = \frac{\mu r}{h_0} = \textit{minimum}$$

# Obliczenia łożysk poprzecznych – metoda Fleischera



# Obliczenia sprawdzające

- Sprawdzenie warunku tarcia płynnego

$$h_{rz} > h_{gr}$$

- Sprawdzenie warunku termicznego

---

# Przykład obliczeniowy

Przykład obliczeniowy  
– arkusz kalkulacyjny

---

---

Dziękuję za uwagę

---