PRŮMYSLOVÉ PROCESY

Přenos hybnosti III

Doprava tekutin – čerpadla a kompresory

Prof. Ing. Tomáš Jirout, Ph.D.

(e-mail: Tomas.Jirout@fs.cvut.cz, tel.: 2 2435 2681)

UNIVERZITA J. E. PURKYNĚ V ÚSTÍ NAD LABEM
Fakulta výrobních technologií a managementu

ČERPADLA

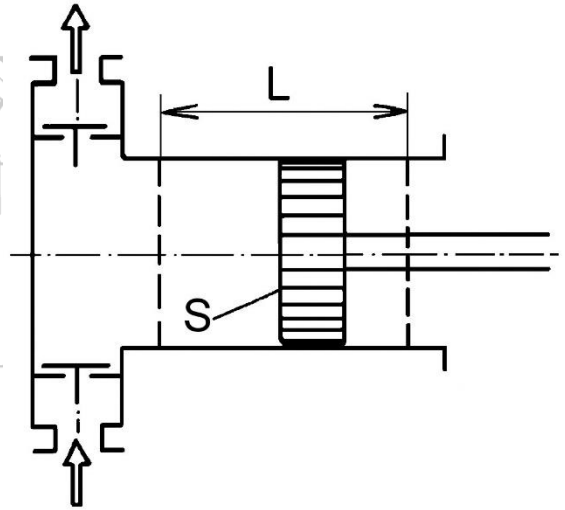
Základy teorie čerpadel

Základní rozdělení čerpadel

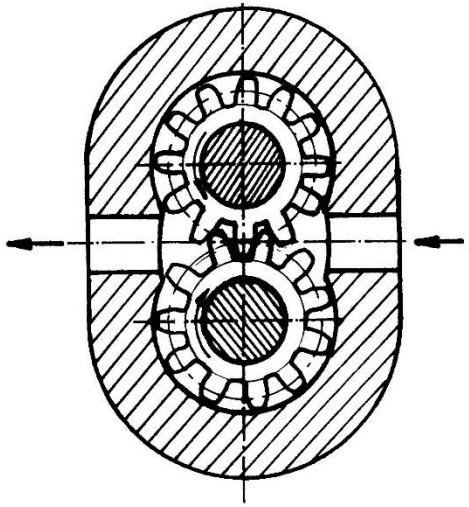
Hydrostatická čerpadla:

- vratný posuvný pohyb (pístová, plunžrová)
- rotační pohyb (zubová, lamelová)

Pístové čerpadlo



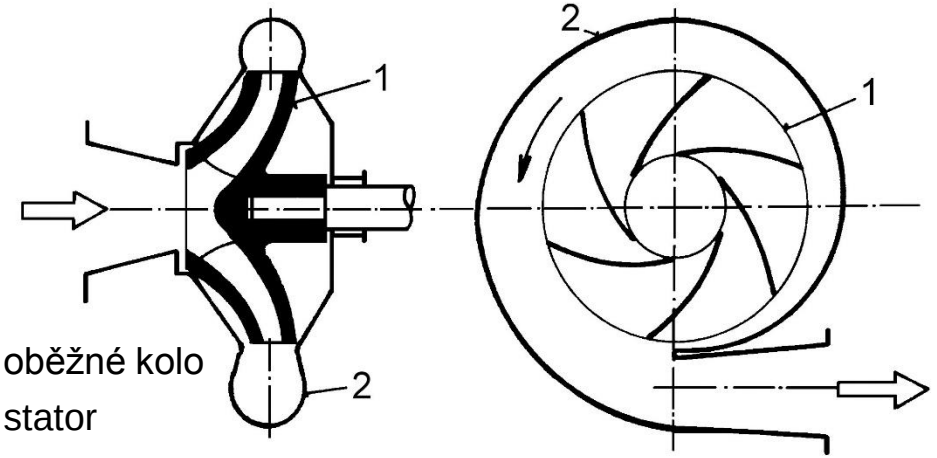
Zubové čerpadlo



Hydrodynamická čerpadla: • radiální oběžné kolo (odstředivá)

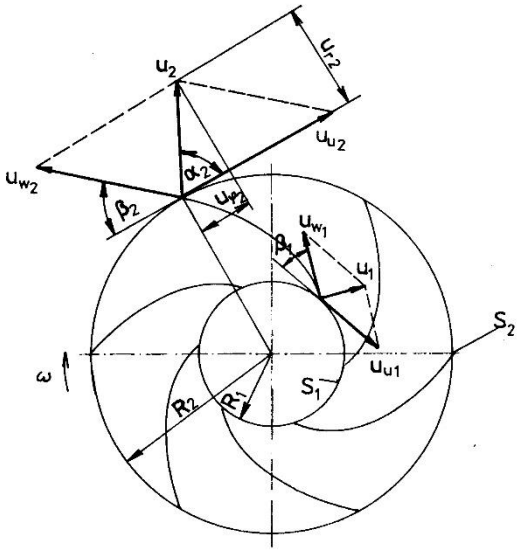
• axiální oběžné kolo (vrtulová)

Odstředivé čerpadlo



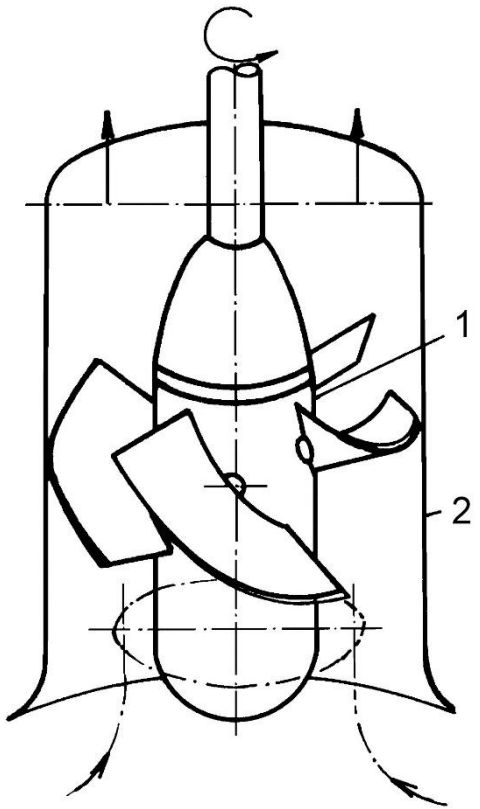
1 – oběžné kolo

2 – stator



Princip práce odstředivého čerpadla

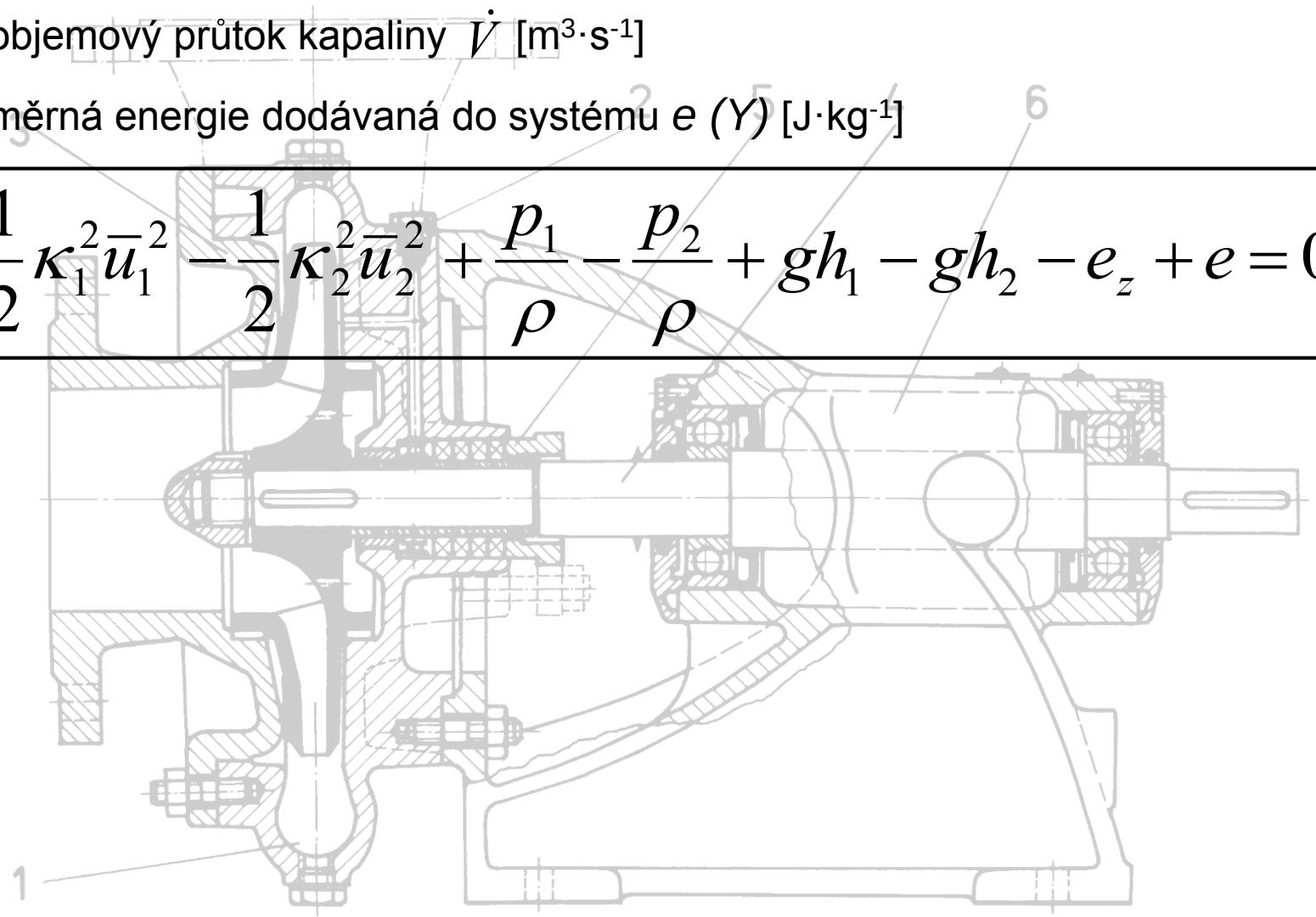
Vrtulové čerpadlo



Základní parametry čerpadel

- objemový průtok kapaliny $\dot{V}$ [m^3·s^{-1}]
- měrná energie dodávaná do systému *e (Y)* [J·kg^{-1}]

$$\frac{1}{2}\kappa_1^2\bar{u}_1^2 - \frac{1}{2}\kappa_2^2\bar{u}_2^2 + \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho} + gh_1 - gh_2 - e_z + e = 0$$



Charakteristika čerpadel

Rovnice kontinuity pro nestlačitelné kapaliny

$$\rho\left(\frac{\mathrm{d}\vec{u}}{\mathrm{d}t}+\vec{u}\cdot\nabla\vec{u}\right)=-\nabla p+\mu\nabla^2\vec{u}+\rho\vec{f}$$

Zavedení bezrozměrných proměnných: $\vec{x}^*=\frac{\vec{x}}{D},\ \nabla^*=\nabla D,\ S^*=\frac{S}{D^2},\ \vec{u}^*=\frac{\vec{u}}{nD},\ p^*=\frac{p}{\rho Y}$

$$\rho n^2 D\vec{u}^*\cdot\nabla^*\vec{u}^*=-\frac{\rho Y}{D}\nabla^* p^*+\mu\frac{n}{D}\nabla^{*2}\vec{u}^* \quad\Big|\cdot\frac{1}{\rho n^2 D}$$

$$\vec{u}^*\cdot\nabla^*\vec{u}^*=\frac{Y}{n^2D^2}\nabla^* p^*+\frac{1}{Re}\nabla^{*2}\vec{u}^* \quad\Rightarrow\quad \vec{u}^*=f\left(\vec{x}^*,\frac{Y}{n^2D^2},Re\right)$$

$$p^*=f\left(\vec{x}^*,\frac{Y}{n^2D^2},Re\right)$$

Objemový průtok

$$\dot{V} = \int_S \vec{u} \cdot \vec{n} \, \mathrm{d}S$$

$$\frac{\dot{V}}{nD^3} = \int_{S^*} \vec{u}^* \cdot \vec{n} \, \mathrm{d}S^* \quad \Rightarrow \quad \boxed{\frac{\dot{V}}{nD^3} = f\left(\frac{Y}{n^2 D^2}, Re\right)}$$

Pro vysoké hodnoty Reynoldsova čísla: **1/*Re*** $\rightarrow$ **0**

$$\vec{u}^* = f\left(\vec{x}^*, \frac{Y}{n^2 D^2}, Re\right)$$

$$p^* = f\left(\vec{x}^*, \frac{Y}{n^2 D^2}, Re\right)$$

$$\frac{\dot{V}}{nD^3} = f\left(\frac{Y}{n^2 D^2}, Re\right) \quad \Rightarrow \quad \boxed{Y = f_2\left(\dot{V}\right)}$$

Pro konstantní otáčky a průtok

Příkon čerpadel

$$P = \int_{S_p} \vec{u} \cdot \mathrm{d}\vec{F} = \int_{S_p} \vec{u} \cdot \vec{\vec{\sigma}} \cdot \vec{n}\,\mathrm{d}S = \int_{S_p} \vec{u} \cdot \left\{ -p\vec{\vec{\delta}} + \mu\left[\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T\right]\right\} \cdot \vec{n}\,\mathrm{d}S$$

$$\vec{\vec{\sigma}} = -p\vec{\vec{\delta}} + 2\mu\vec{\vec{\Delta}} \quad \longleftarrow \quad \vec{\vec{\Delta}} = \frac{1}{2}\left[\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T\right]$$

Zavedení bezrozměrných proměnných: $\vec{x}^* = \frac{\vec{x}}{D}$, $\nabla^* = \nabla D$, $S^* = \frac{S}{D^2}$, $\vec{u}^* = \frac{\vec{u}}{nD}$, $p^* = \frac{p}{\rho Y}$

Po úpravě a vydělení rovnice $\rho n^2 D^2$

$$\frac{P}{\rho n^3 D^5} = \int_{S_p^*} \vec{u}^* \cdot \left\{ -\frac{Y}{n^2 D^2} p^* \vec{\vec{\delta}} + \frac{\mu}{nD^2\rho}\left[\nabla^*\vec{u}^* + (\nabla^*\vec{u}^*)^T\right]\right\} \cdot \vec{n}\,\mathrm{d}S^*$$

$\Downarrow$

Pro vysoké hodnoty Reynoldsova čísla: $1/Re \to 0$

$$\frac{P}{\rho n^3 D^5} = f\left(\frac{Y}{n^2 D^2}, \frac{nD^2\rho}{\mu}\right)$$

Re

$$Po = f_2\left(\frac{Y}{n^2 D^2}\right) = f_3\left(\frac{\dot{V}}{nD^3}\right)$$

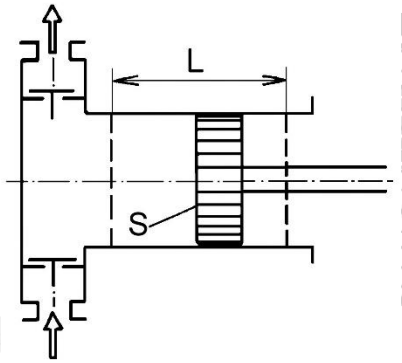
Základní parametry čerpadel

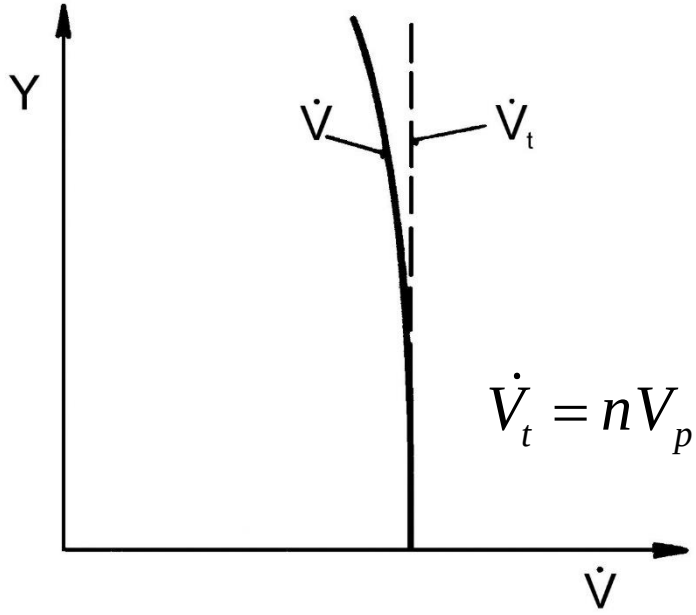
- objemový průtok kapaliny $\dot{V}$ [m^3·s^{-1}]
- měrná energie dodávaná do systému e *(Y)* [J·kg^{-1}]

$$\frac{1}{2}\kappa_1^2\bar{u}_1^2 - \frac{1}{2}\kappa_2^2\bar{u}_2^2 + \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho} + gh_1 - gh_2 - e_z + e = 0$$

Charakteristika a příkon čerpadel

Hydrostatická čerpadla



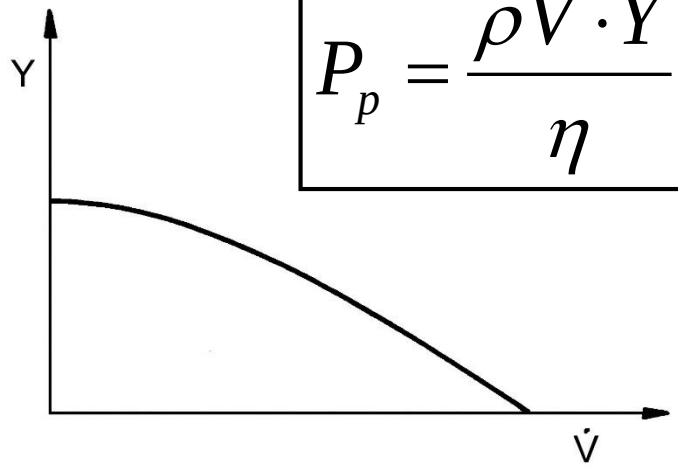


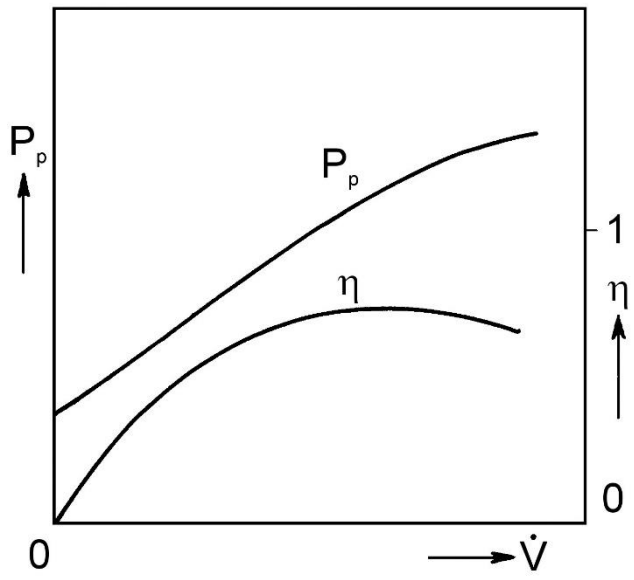
$$\dot{V}_t = nV_p$$

Hydrodynamická čerpadla

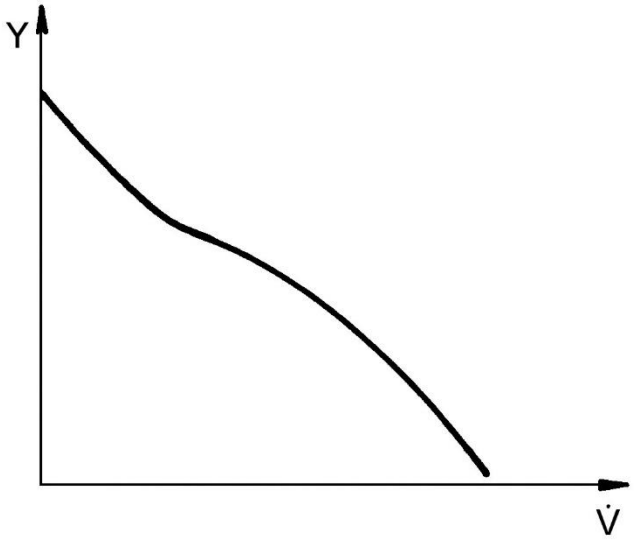
Odstředivé čerpadlo

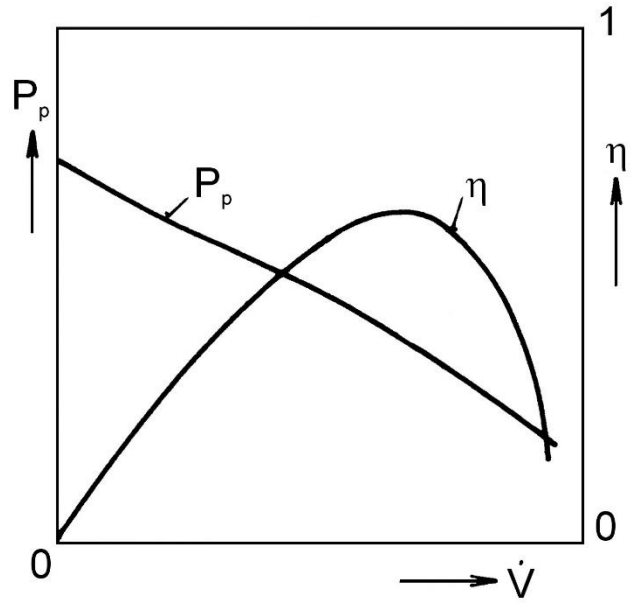
$$P_p = \frac{\rho \dot{V} \cdot Y}{\eta}$$





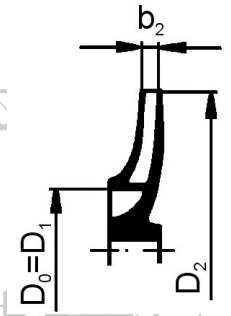
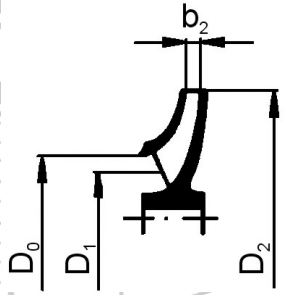
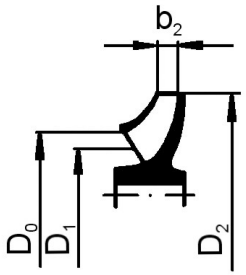
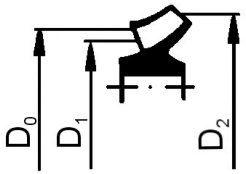
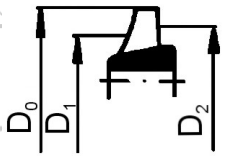
Axiální vrtulové čerpadlo





Měrné otáčky hydrodynamických čerpadel

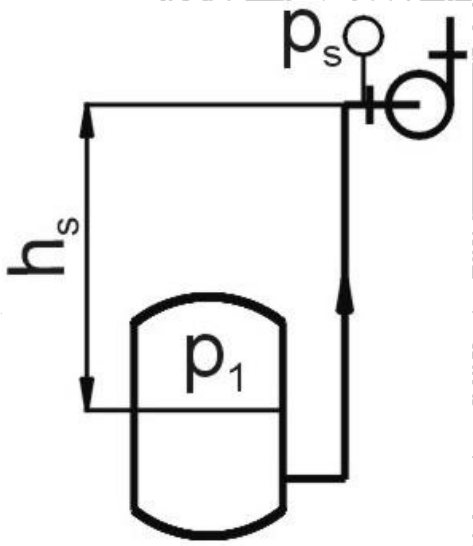
$$\left(\frac{\dot{V}_n}{nD_3}\right)^{1/2}\left(\frac{Y_n}{n^2D^2}\right)^{-3/4}=\frac{n\dot{V}_n^{1/2}}{Y_n^{3/4}}=n_b$$

	Radiální čerpadla			Diagonální čerpadla	Axiální čerpadla
	pomaluběžná	normální	rychloběžná		
n_b D_2/D_0	0,03 až 0,06 ~ 2,5	0,06 až 0,12 ~ 2	0,12 až 0,25 ~ 1,6 až 1,4	0,25 až 0,5 ~ 1,2 až 1,1	0,5 až 1,2 ~ 0,8 až 0,6
					

Měrné otáčky jsou měřítkem rychloběžnosti čerpadla a vyjadřují frekvenci otáčení, kterou by mělo čerpadlo geometricky podobné danému, kdyby v bodě ***maximální účinnosti*** při ***měrné energii 1 J·kg^{-1}*** dosahovalo ***průtoku 1 m^3·s^{-1}***.

Minimální přípustný tlak v sacím hrdle čerpadla

Při návrhu sacího potrubí je velmi důležitou veličinou tlak v sacím hrdle čerpadla. Hodnota tohoto tlaku musí zaručovat, že tlak v žádném místě čerpadla nepoklesne na tlak nasycených par, případně na tlak, při kterém dochází k uvolňování rozpuštěných plynů (při čerpání kapalin s vysokým bodem varu, např. olejů).



$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_s}{\rho} + g h_s + \frac{\kappa_s^2 \bar{u}_s^2}{2} + e_{zs}$$

$$\rho \frac{\kappa_s^2 \bar{u}_s^2}{2} + p_s = p'' + \Delta p_s$$

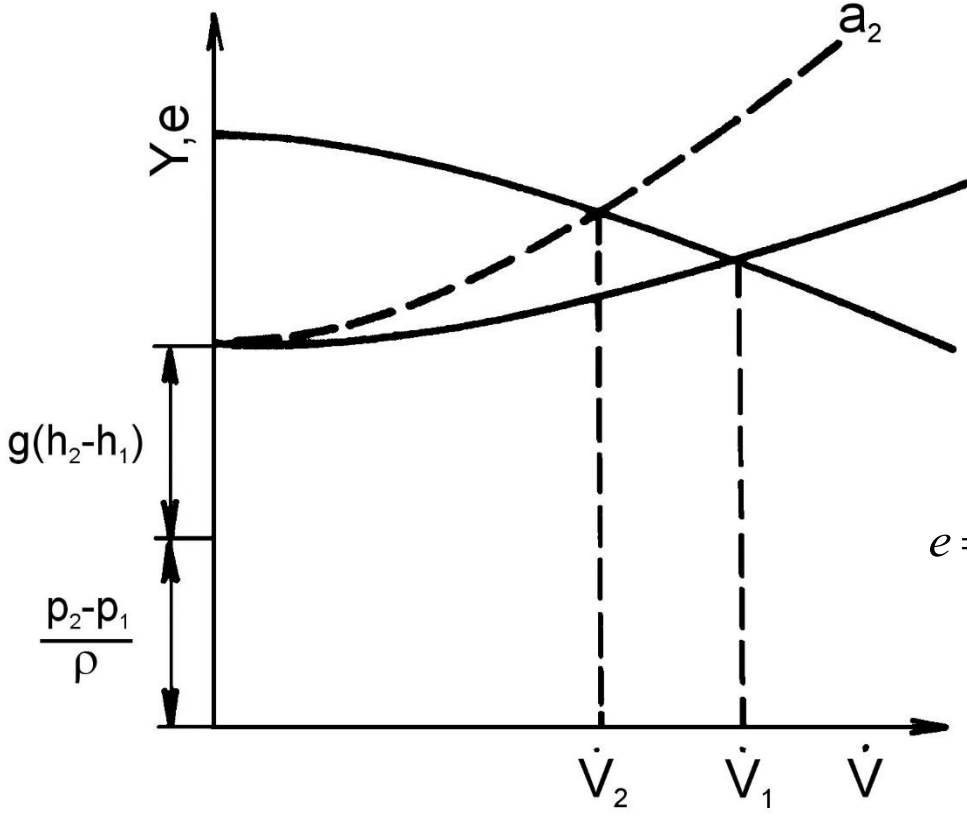
$$\Delta p_s = \Delta Y_s \rho$$

$$\Delta p_s = \rho g \Delta h_s$$

$$\Delta p_s, \Delta Y_s, \Delta h_s = f(\dot{V})$$

Pracovní bod čerpadla

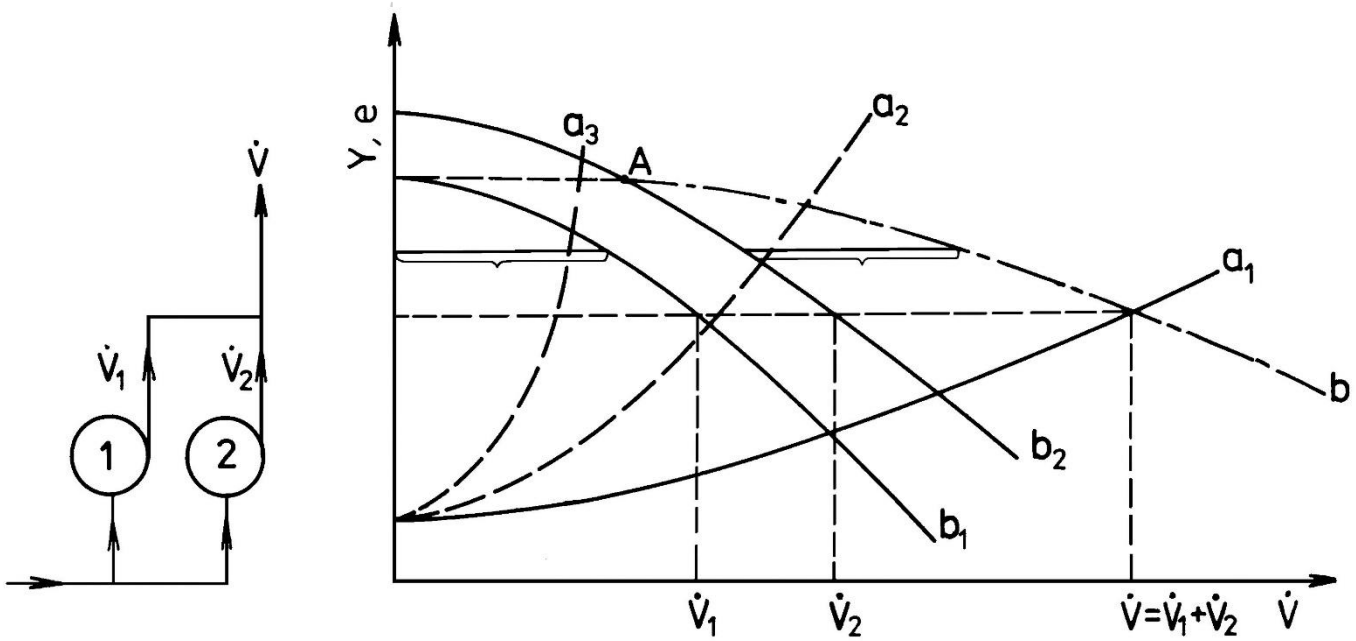
Pracovní bod čerpadla získáme jako průsečík charakteristiky systému, který je tvořen potrubím a vřazenými odpory (místními odpory, filtry, výměníky apod.), s charakteristikou čerpadla.

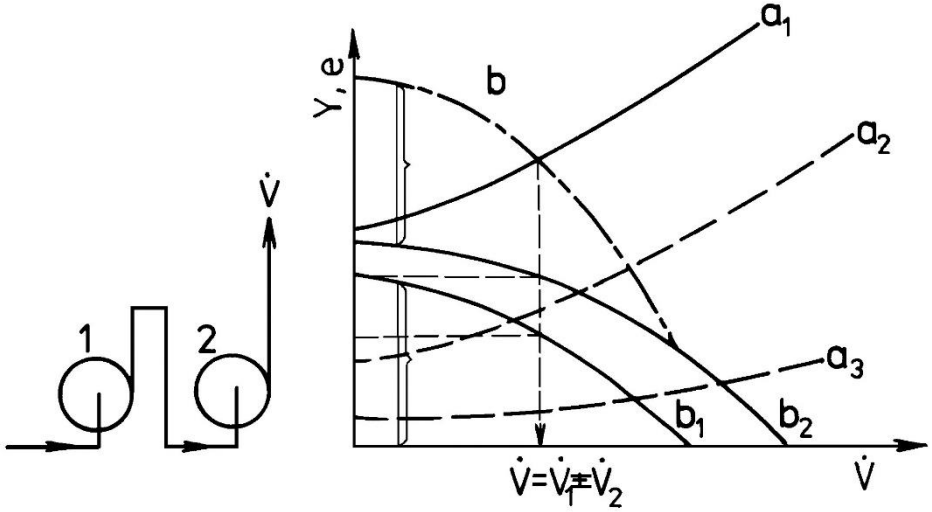


$$e = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g\left(h_2 - h_1\right) + e_z$$

$$e = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g\left(h_2 - h_1\right) + 0{,}811\lambda\frac{l}{d^2}\dot{V}^2$$

Paralelní a sériové řazení čerpadel



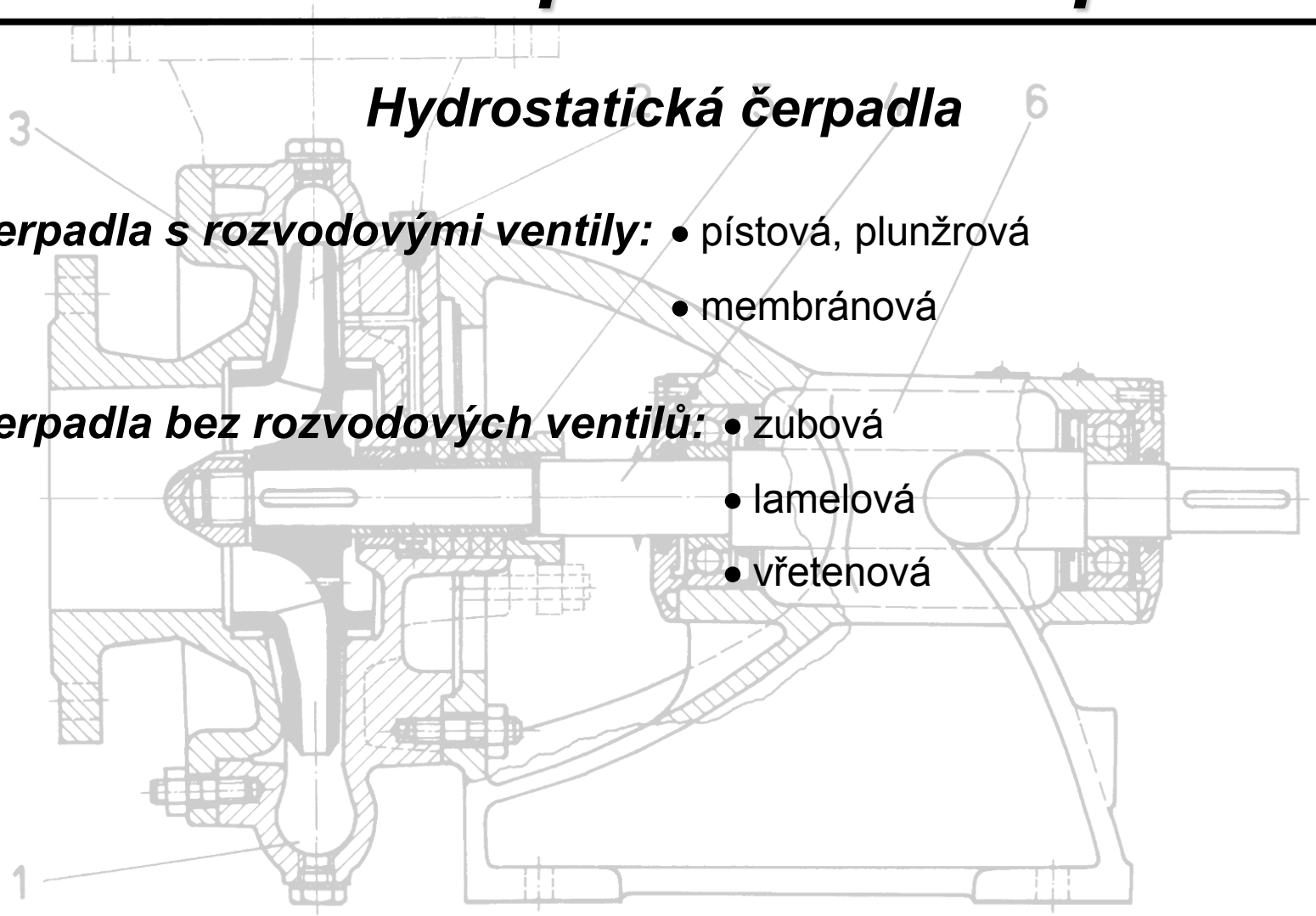


Konstrukční provedení čerpadel

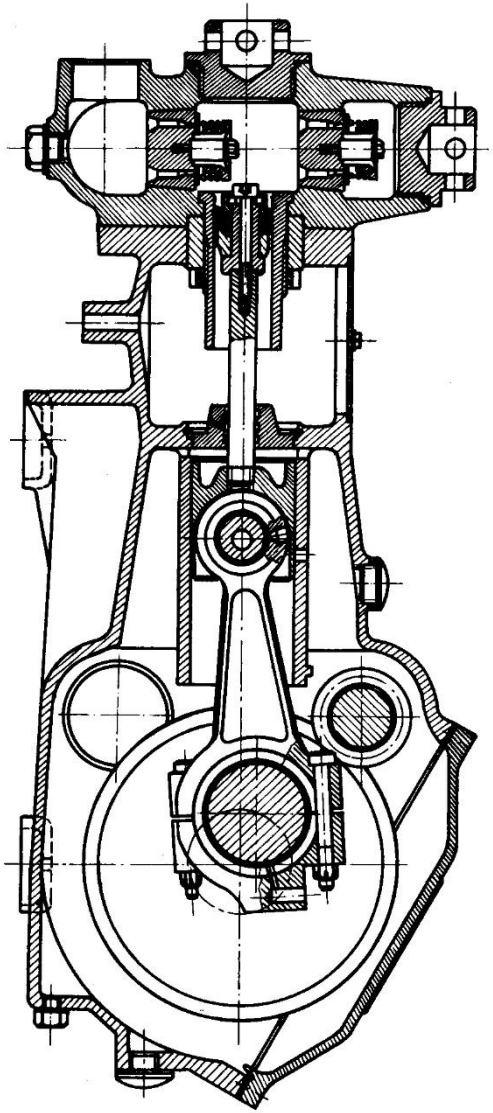
Hydrostatická čerpadla

Čerpadla s rozvodovými ventily:
- pístová, plunžrová
- membránová

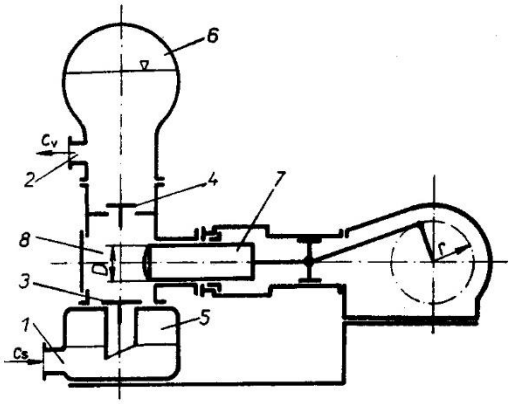
Čerpadla bez rozvodových ventilů:
- zubová
- lamelová
- vřetenová



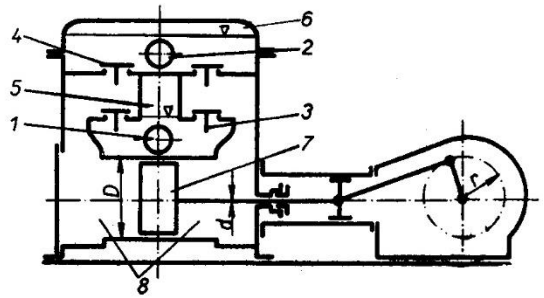
Pístová a plunžrová čerpadla



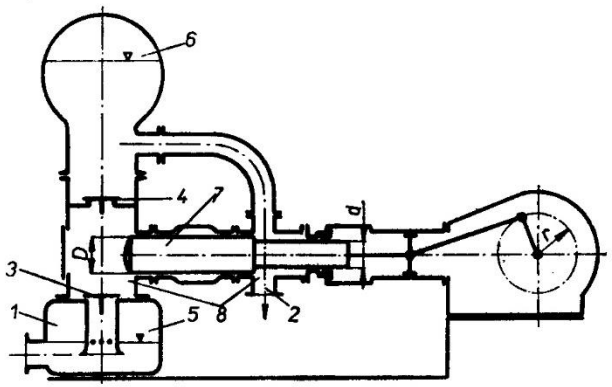
Obr. 56. Tříválcové vysokotlaké čerpadlo



Obr. 57. Jednočinné pístové čerpadlo
1 — sací hrdlo;
2 — výtlačné hrdlo;
3 — sací ventil;
4 — výtlačný ventil;
5 — sací vzdušník;
6 — výtlačný vzdušník;
7 — píst;
8 — pracovní prostor

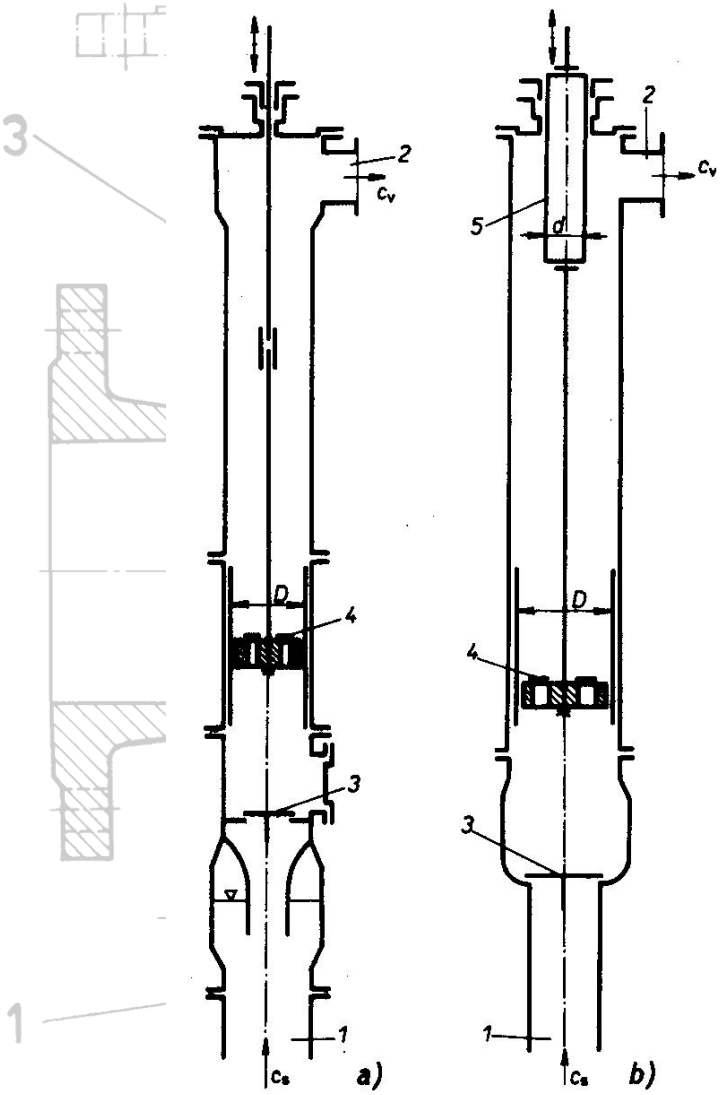


Obr. 58. Dvojčinné pístové čerpadlo
1 — sací hrdlo;
2 — výtlačné hrdlo;
3 — sací ventil;
4 — výtlačný ventil;
5 — sací vzdušník;
6 — výtlačný vzdušník;
7 — píst;
8 — pracovní prostor



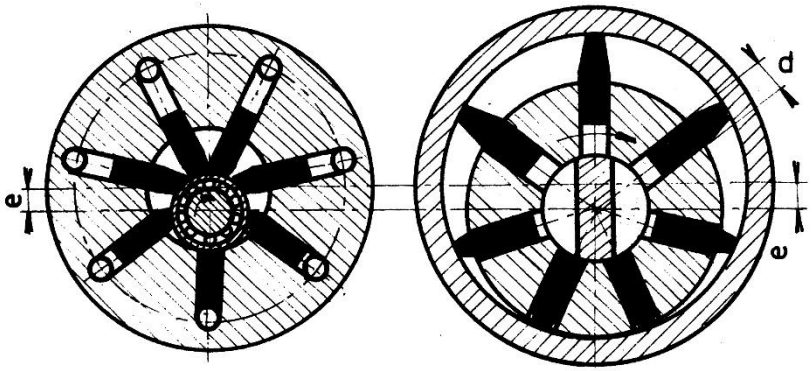
Obr. 59. Diferenciální pístové čerpadlo
1 — sací hrdlo; *2* — výtlačné hrdlo; *3* — sací ventil; *4* — výtlačný ventil; *5* — sací vzdušník; *6* — výtlačný vzdušník; *7* — píst; *8* — pracovní prostor

Zdvižná čerpadla



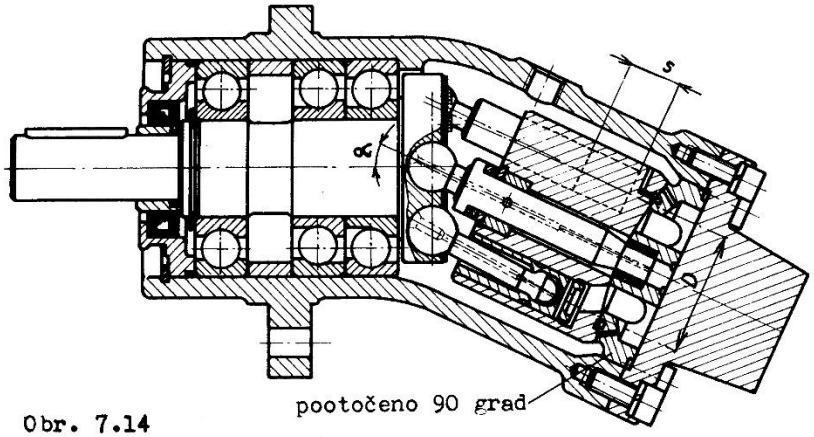
Obr. 60. Zdvižné čerpadlo
a) jednočinné, *b*) diferenciální
1 — sací hrdlo; *2* — výtlačné hrdlo; *3* — sací ventil; *4* — píst s výtlačným ventilem; *5* — plunžr nebo diferenciální píst

Čerpadla s radiálními písty



Obr. 7.15
Schema pístových jednotek s radiálními písty. Vnější rozvod kapaliny (vlevo), vnitřní rozvod (vpravo).

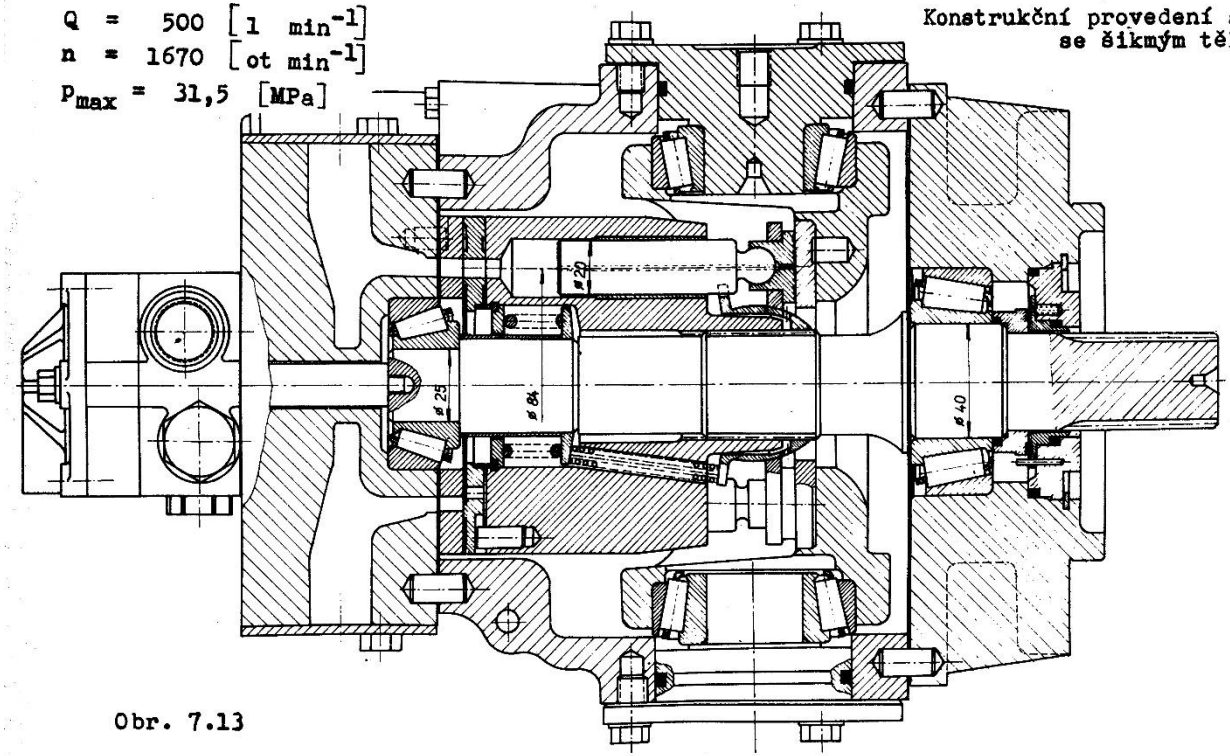
Čerpadla s axiálními písty



Obr. 7.14

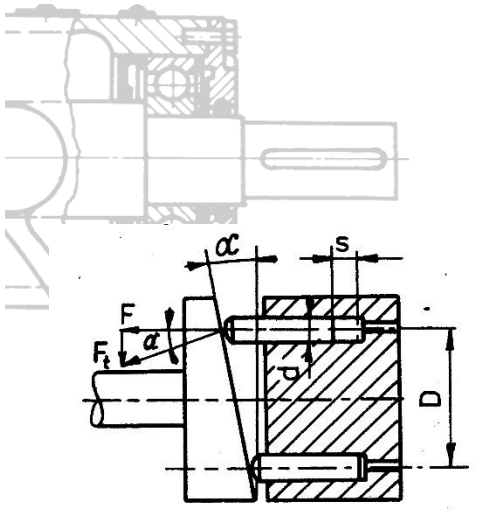
Konstrukční provedení axiální hydrostatické jednotky se šikmým tělesem

Q = 500 [l min^{-1}]
n = 1670 [ot min^{-1}]
p_{max} = 31,5 [MPa]



Obr. 7.13

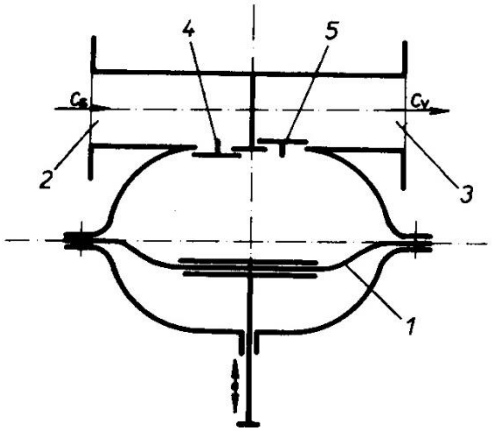
Konstrukční provedení axiální hydrostatické jednotky se šikmou deskou



Obr. 7.10

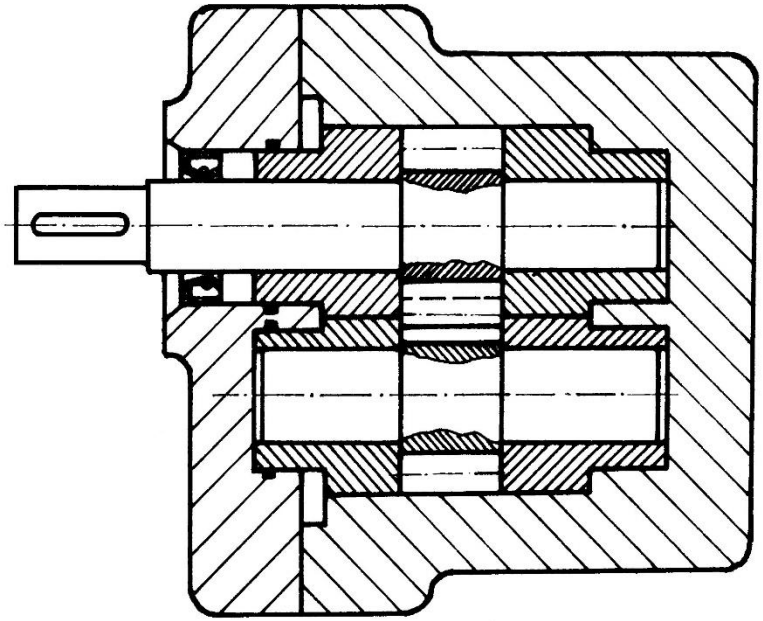
Schema mechanismu šikmé desky

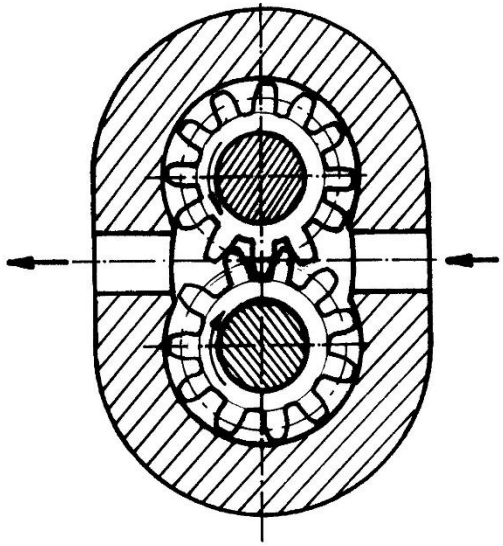
Membránová čerpadla



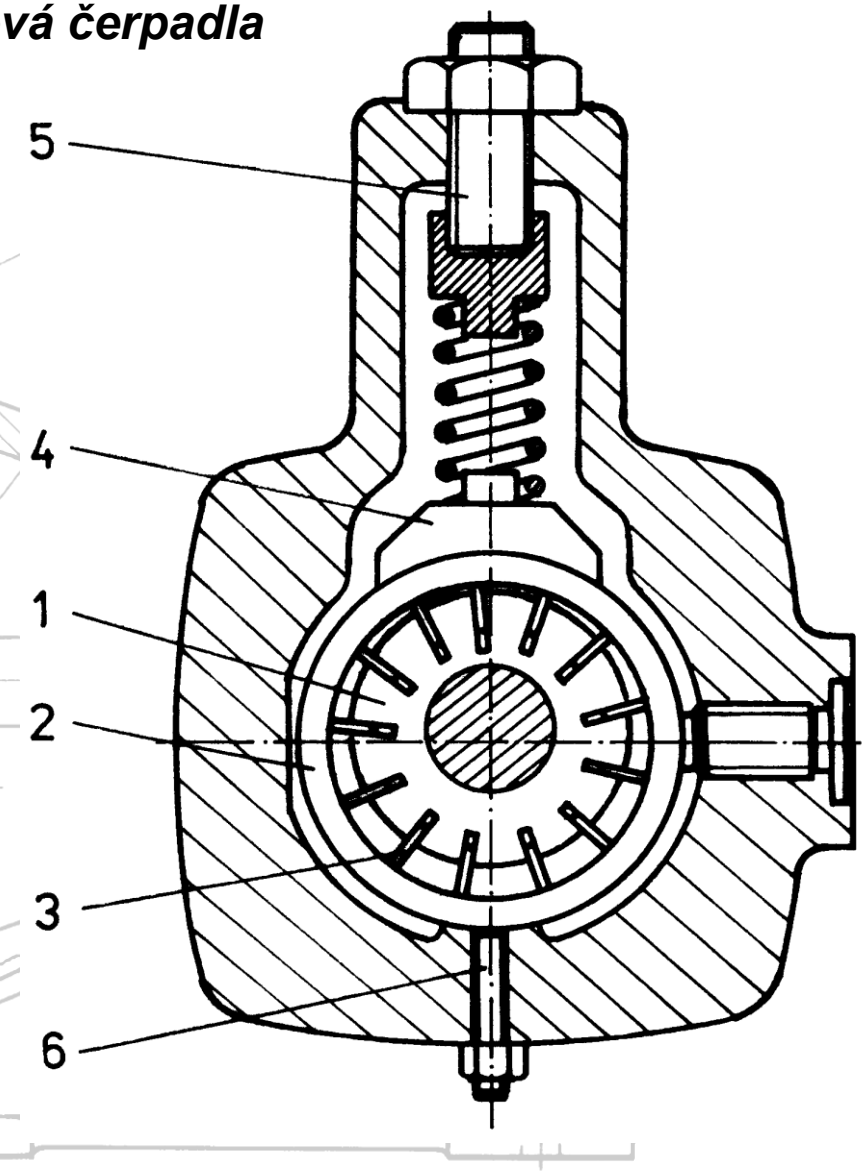
Obr. 61. Membránové čerpadlo
1 — membrána; *2* — sací hrdlo;
3 — výtlačné hrdlo; *4* — sací ventil;
5 — výtlačný ventil

Zubová čerpadla



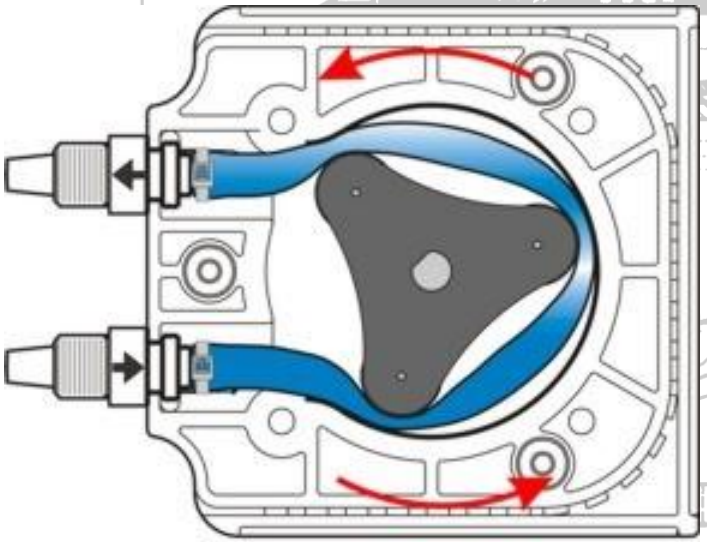


Lamelová čerpadla



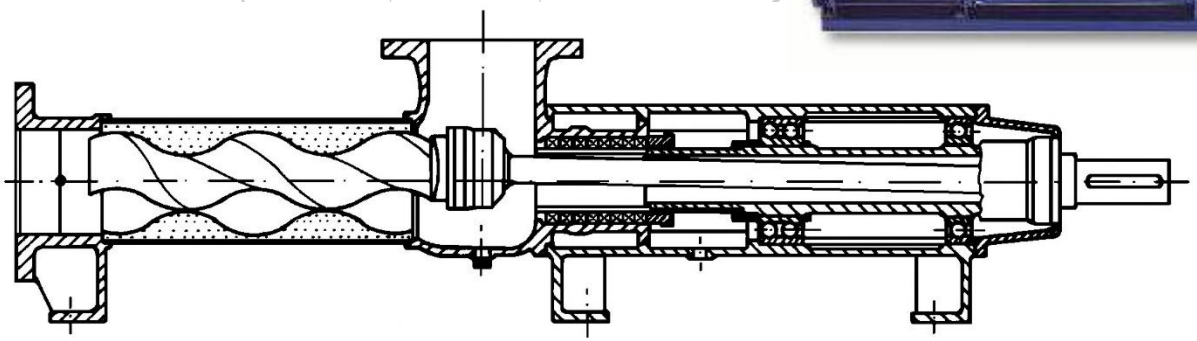
1 – rotor, 2 – stator, 3 – lamela, 4 – opěrka,
5 – reg. šroub, 6 – narážka

Hadicové čerpadlo

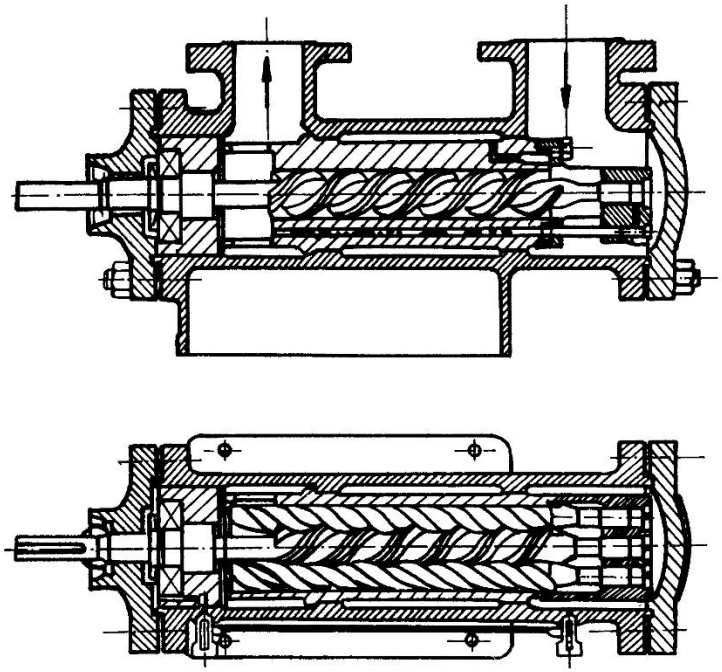


Vřetenová čerpadla

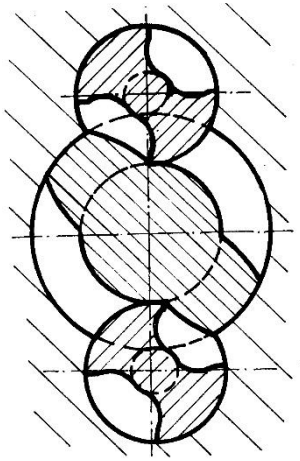
Čerpadlo „MONO“



Trojvřetenové čerpadlo



Obr. 75. Trojvřetenové šroubové čerpadlo

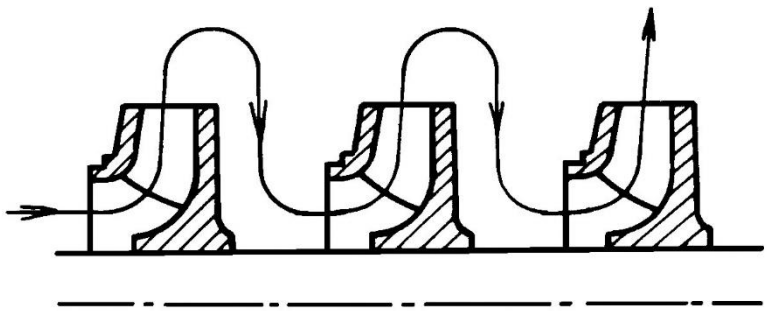


Obr. 7.24
Příčný řez třívřetenovou jednotkou.

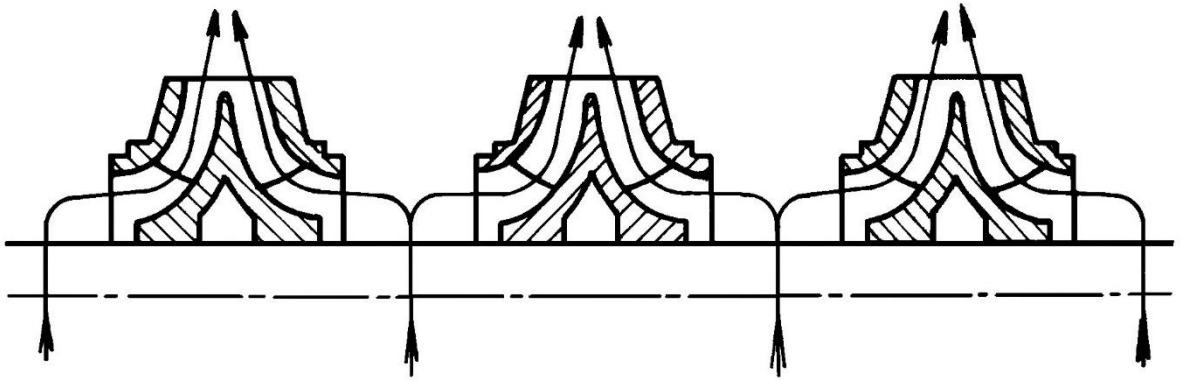
Hydrodynamická čerpadla

Uspořádání oběžných kol

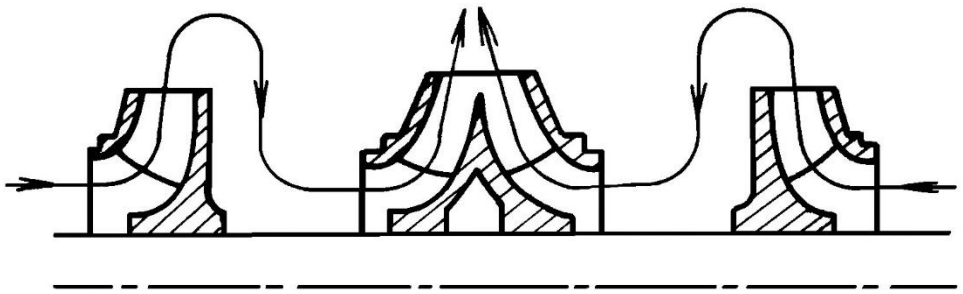
sériové



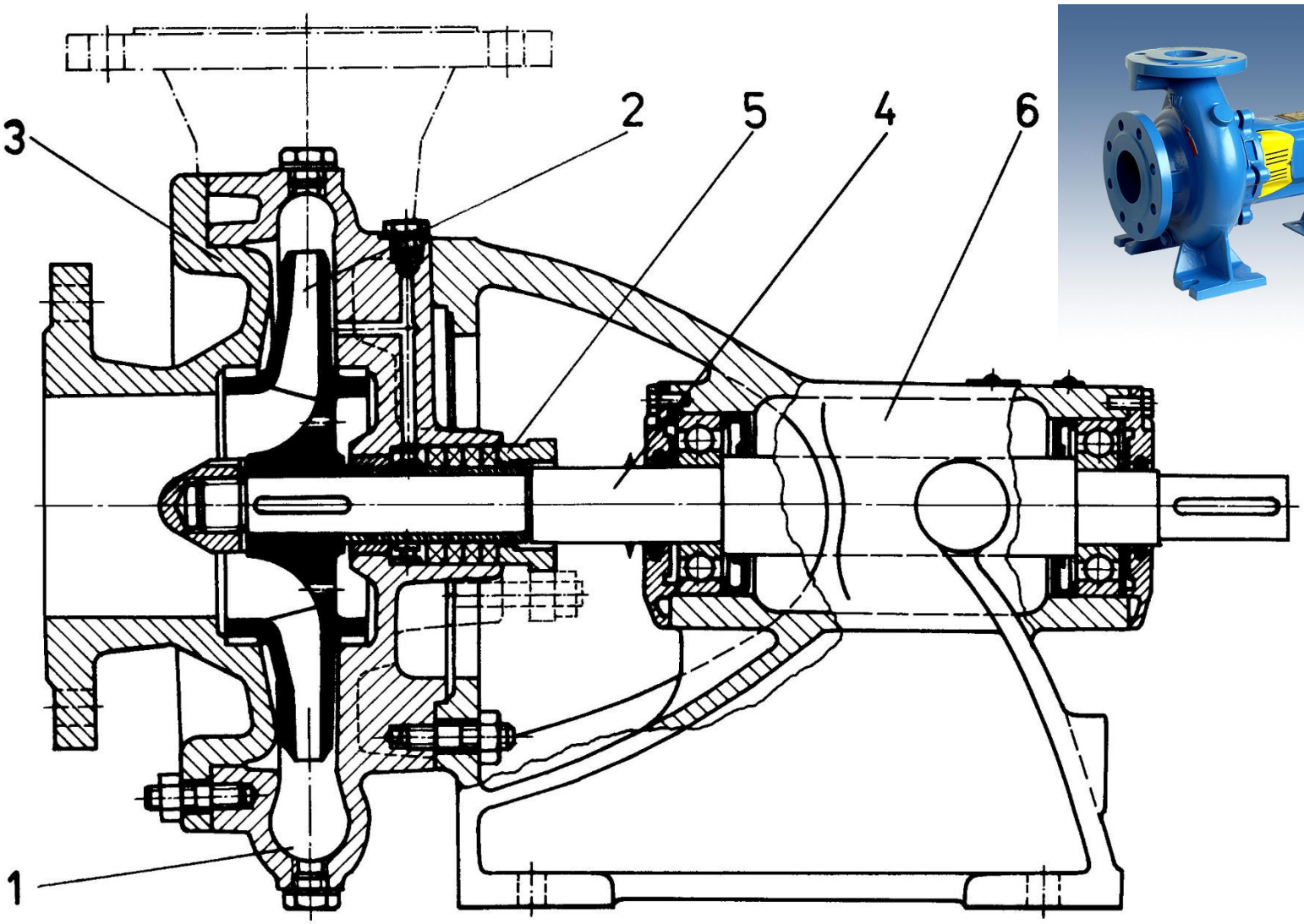
paralelní



sériově-paralelní



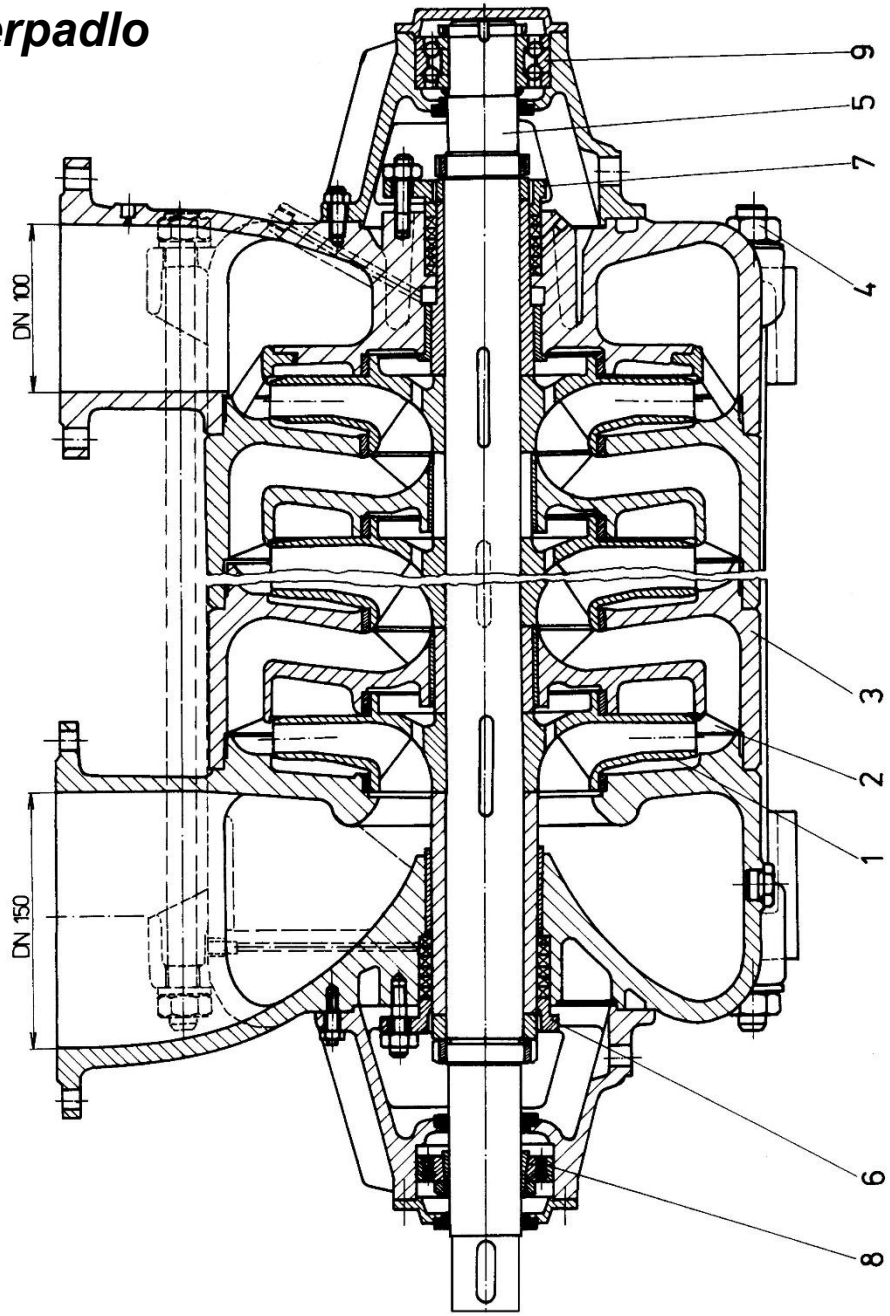
Jednostupňové spirálové kozlíkové čerpadlo



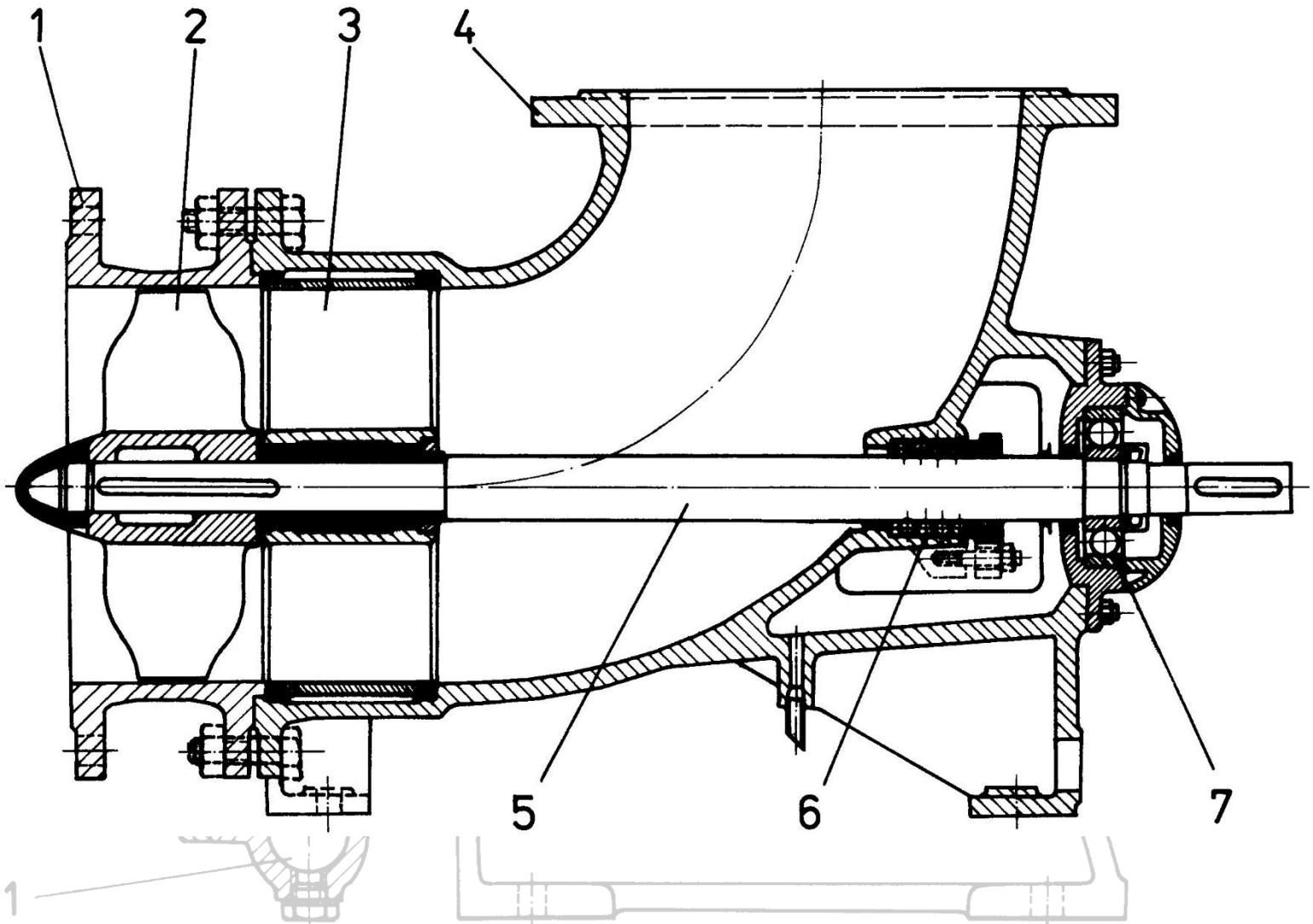
1 – spirálová skříň, 2 – oběžné kolo, 3 – víko se sací, hrdlem, 4 – hřídel, 5 – ucpávka, 6 – ložiskový kozlík

Vícestupňové radiální článkové čerpadlo

1 – oběžné kolo
2 – rozvaděč
3 – článek
4 – spojovací svorník
5 – hřídel
6, 7 – ucpávka,
8, 9 – ložisko



Horizontální axiální čerpadlo

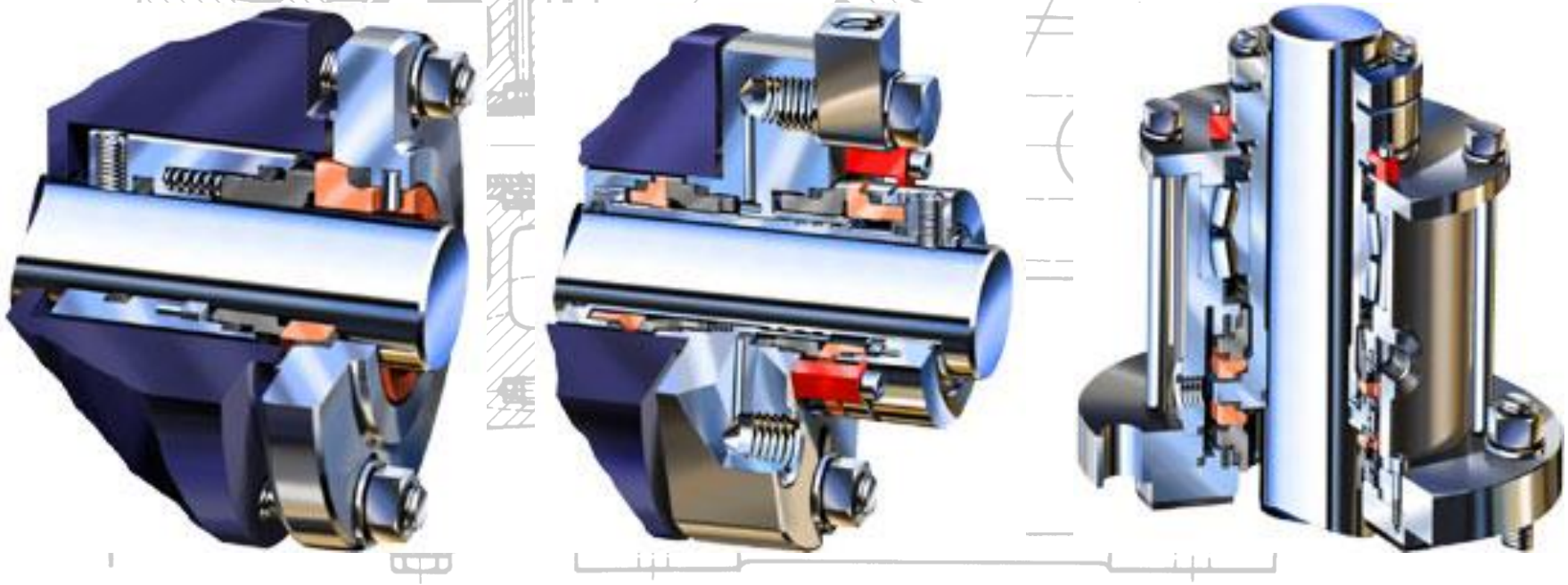


1 – sací nástavec, 2 – oběžné lopatky, 3 – rozváděč, 4 – skříň čerpadla, 5 – hřídel, 6 – ucpávka, 7 – ložisko

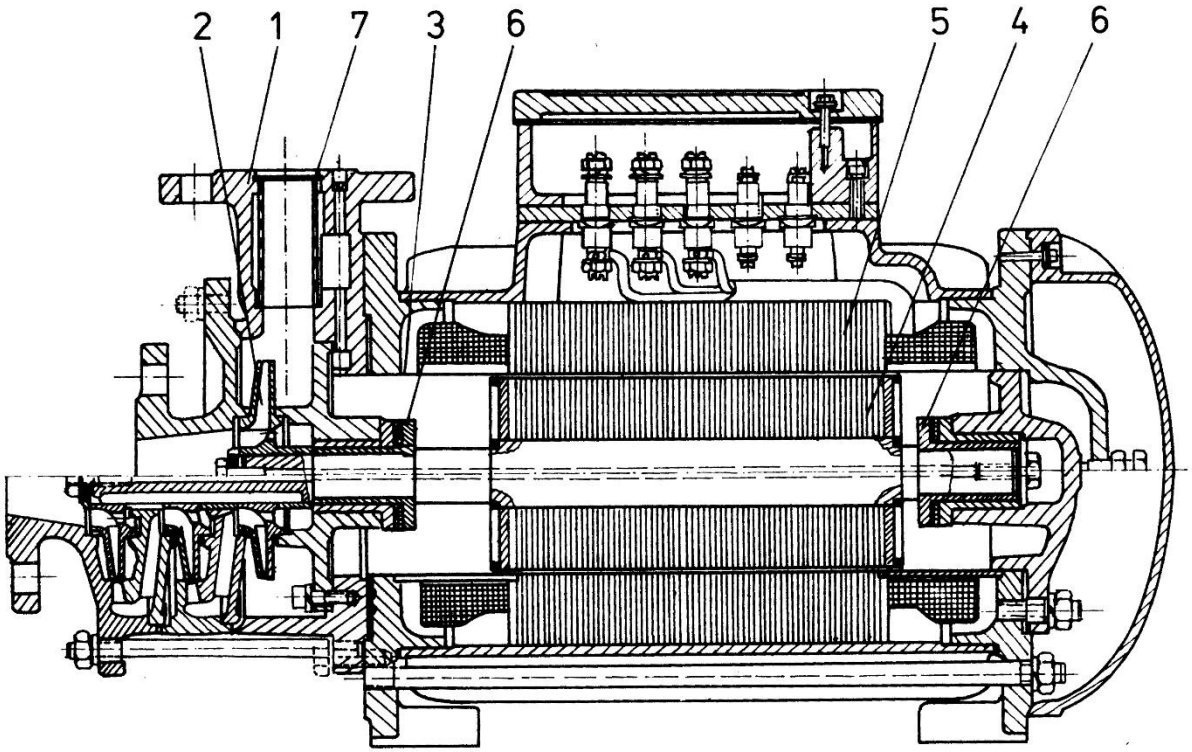
Utěsňování hřídelí čerpadel:

- měkké stlačované ucpávky
- mechanické ucpávky
- bezucpávková čerpadla

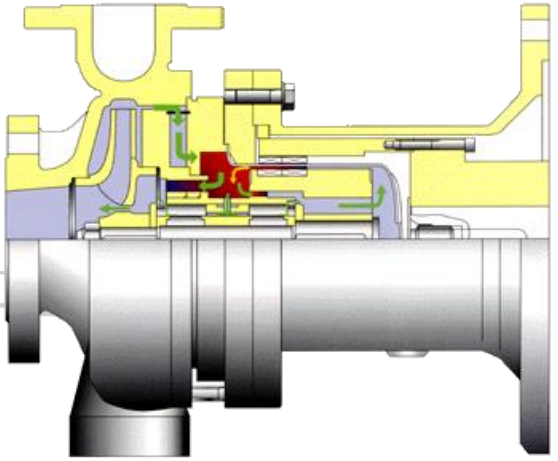
Mechanické ucpávky



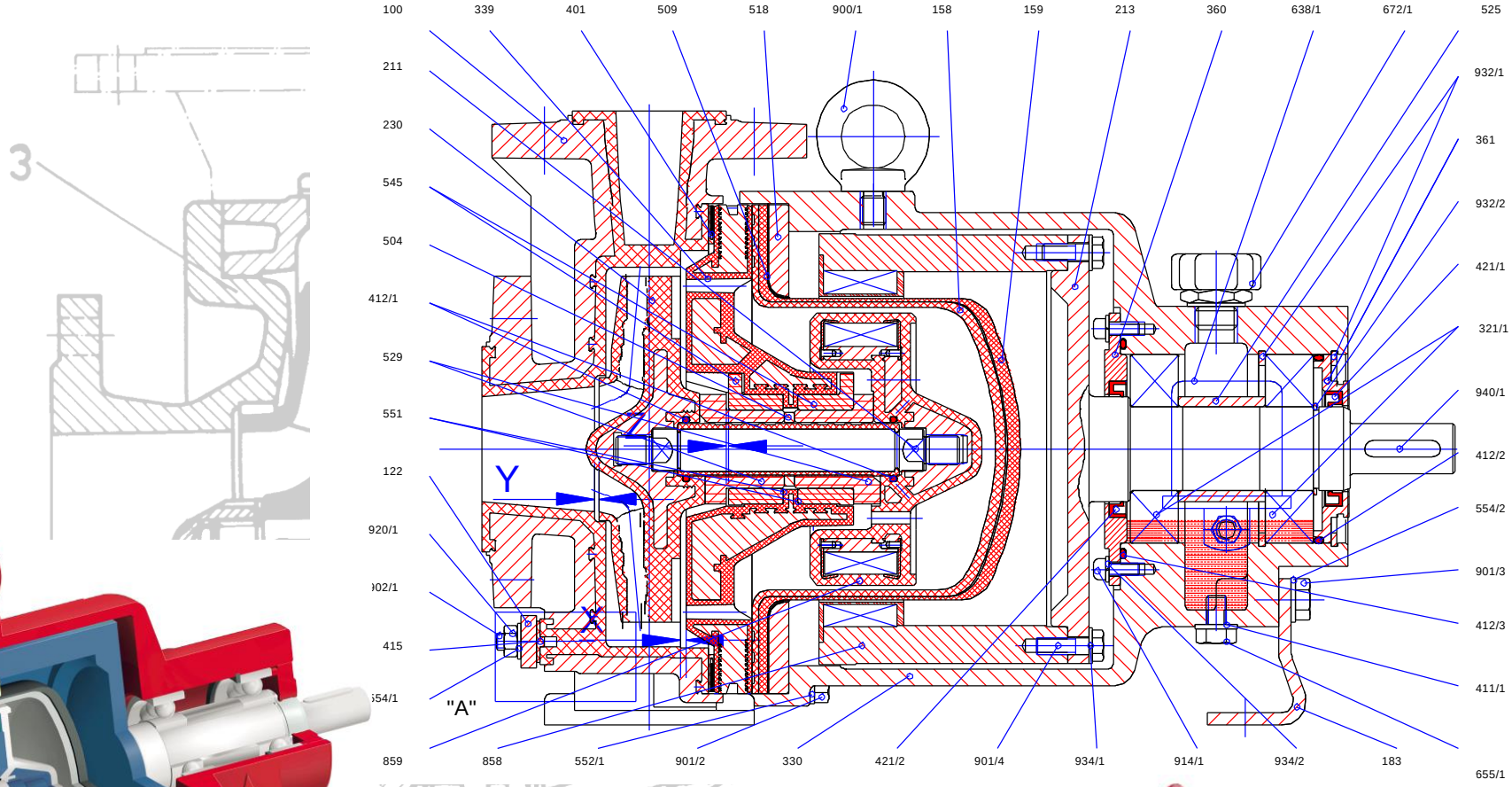
Bezucpávková čerpadla (rotor-stator)

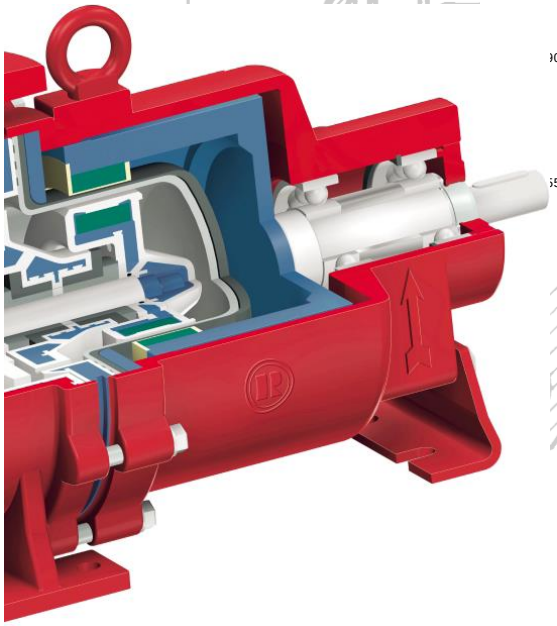


Obr. 85. Bezucpávkové odstředivé čerpadlo v jednostupňovém a trojstupňovém provedení
1 – skříň čerpadla, *2* – oběžné kolo, *3* – pouzdro z nemagnetického materiálu, *4* – rotor elektromotoru, *5* – stator elektromotoru, *6* – kluzná ložiska, *7* – filtr

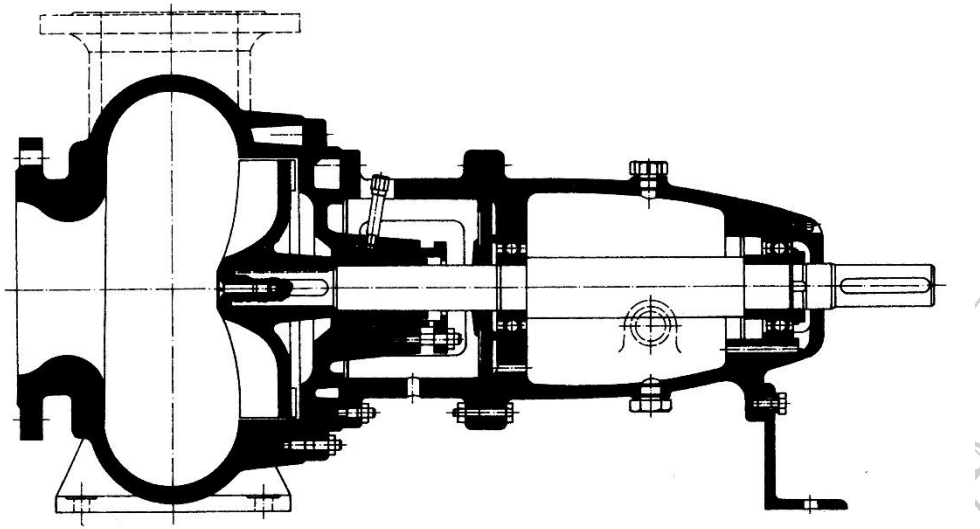


Bezucpávková čerpadla (magnetická spojka)

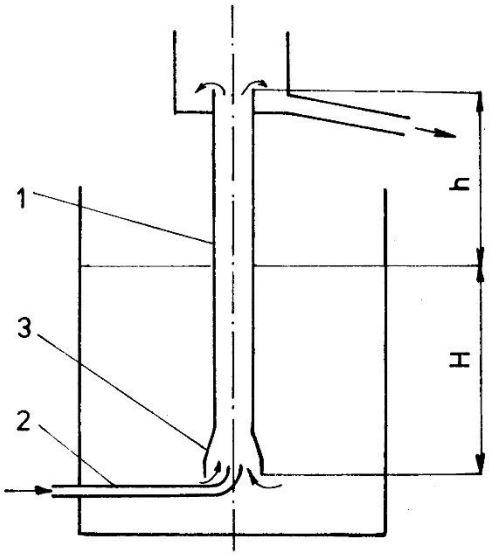




Jiné způsoby čerpání kapalin

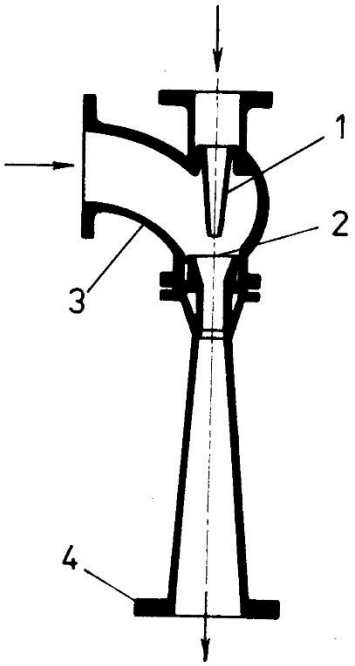


Obr. 87. Vířivé čerpadlo



Obr. 89. Schéma mamutky

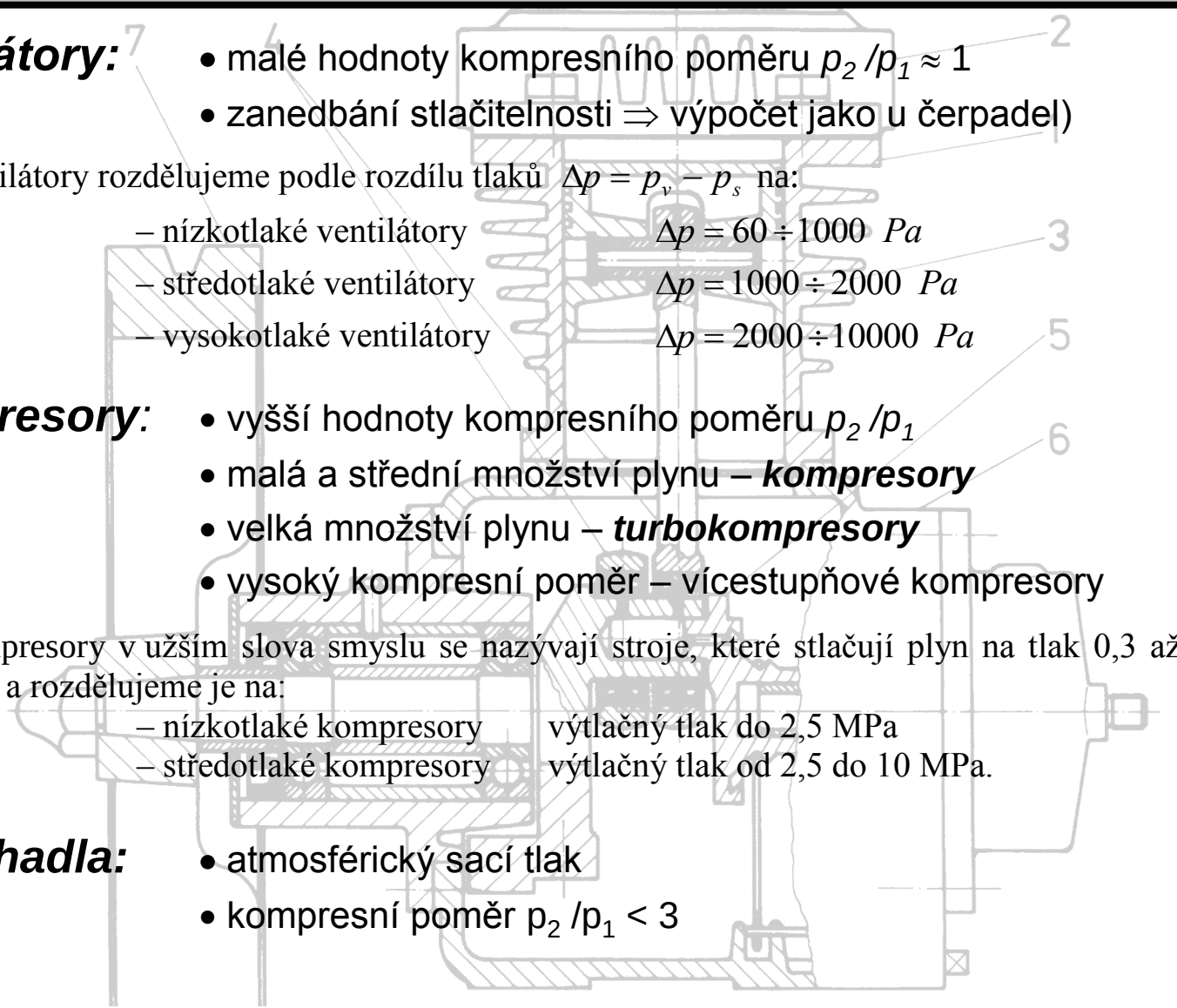
1 – trubka, kterou prochází směs plynu a kapaliny, *2* – přívod tlakového vzduchu, *3* – směšovací komora



Obr. 88. Vodoproudé čerpadlo

1 – tryska hnací kapaliny, *2* – směšovací tryska, *3* – sací potrubí, *4* – výstupní hrdlo

KOMPRESORY



Ventilátory:

- malé hodnoty kompresního poměru $p_2 / p_1 \approx 1$
- zanedbání stlačitelnosti $\Rightarrow$ výpočet jako u čerpadel)

Ventilátory rozdělujeme podle rozdílu tlaků $\Delta p = p_v - p_s$ na:

– nízkotlaké ventilátory	$\Delta p = 60 \div 1000 \ Pa$
– středotlaké ventilátory	$\Delta p = 1000 \div 2000 \ Pa$
– vysokotlaké ventilátory	$\Delta p = 2000 \div 10000 \ Pa$

Kompresory:

- vyšší hodnoty kompresního poměru p_2 / p_1
- malá a střední množství plynu – ***kompresory***
- velká množství plynu – ***turbokompresory***
- vysoký kompresní poměr – vícestupňové kompresory

Kompresory v užším slova smyslu se nazývají stroje, které stlačují plyn na tlak 0,3 až 250 MPa a rozdělujeme je na:

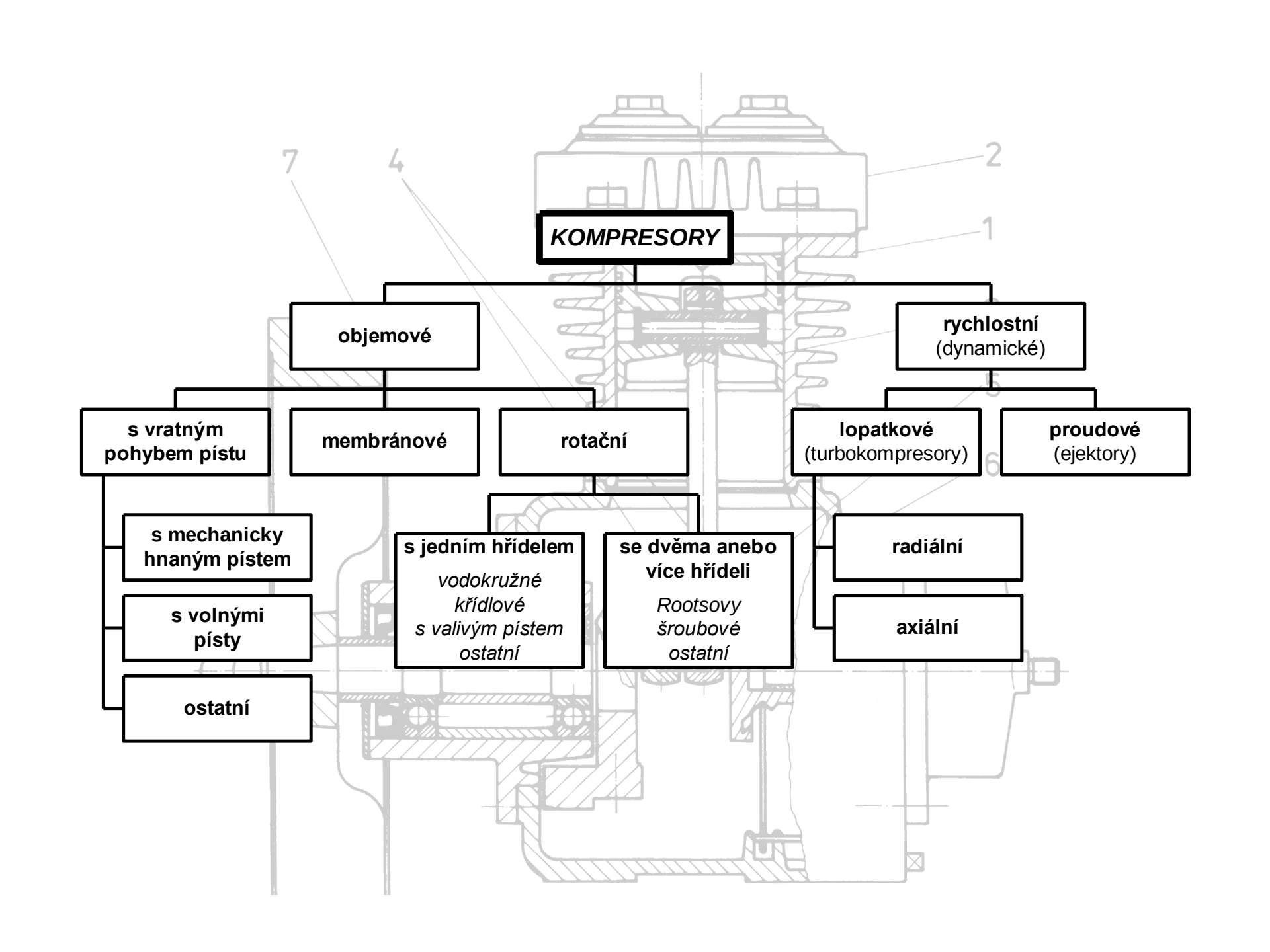
– nízkotlaké kompresory	výtlačný tlak do 2,5 MPa
– středotlaké kompresory	výtlačný tlak od 2,5 do 10 MPa.

Dmychadla:

- atmosférický sací tlak
- kompresní poměr $p_2 / p_1 < 3$

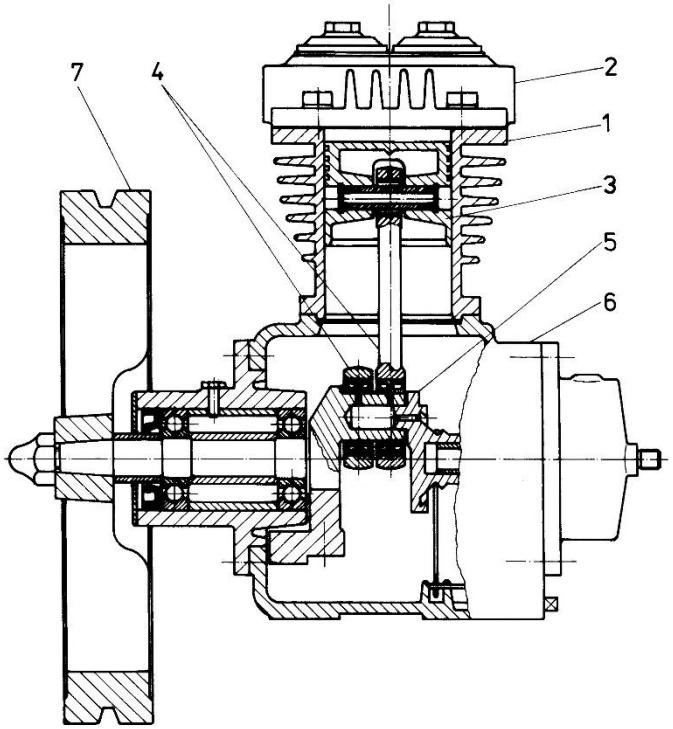
Vývěvy:

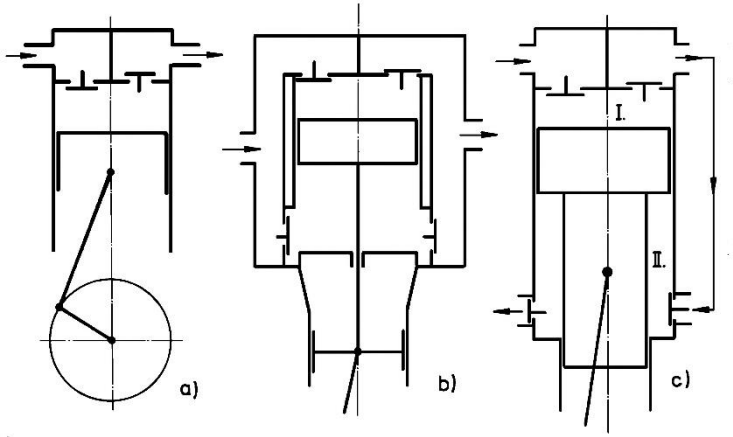
- odsávají plyn a vytvářejí podtlak


KOMPRESORY
objemové
rychlostní
(dynamické)
s vratným
pohybem pístu
membránové
rotační
lopatkové
(turbokompresory)
proudové
(ejektory)
s mechanicky
hnaným pístem
s volnými
písty
ostatní
s jedním hřídelem
vodokružné
křídlové
s valivým pístem
ostatní
se dvěma anebo
více hřídeli
Rootsovy
šroubové
ostatní
radiální
axiální

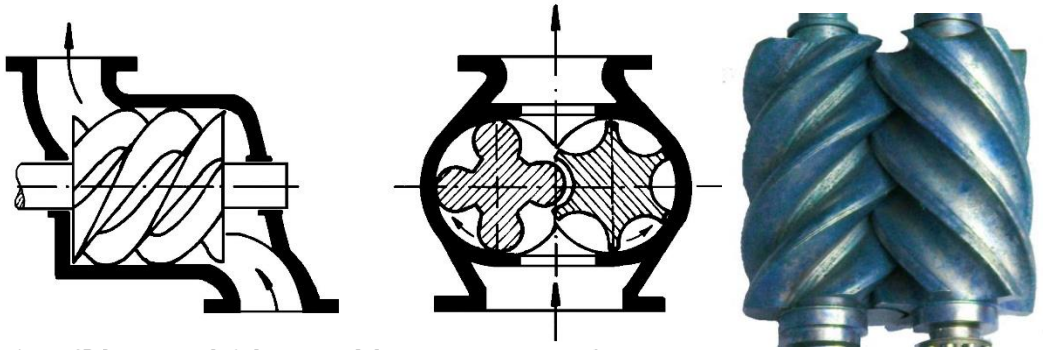
Objemové kompresory

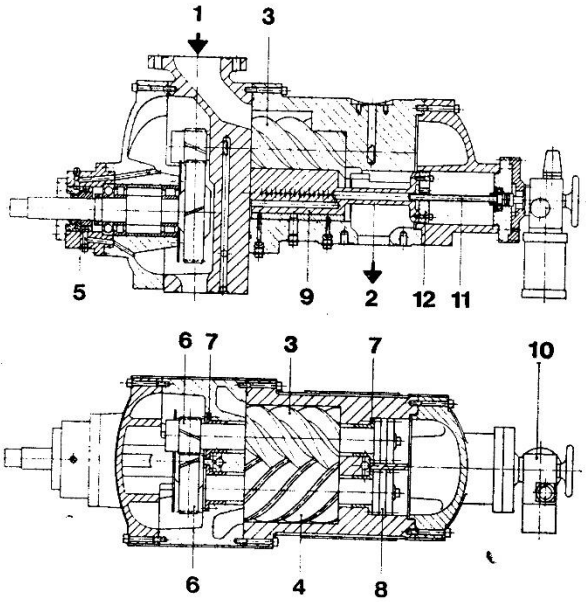
Pístový kompresor





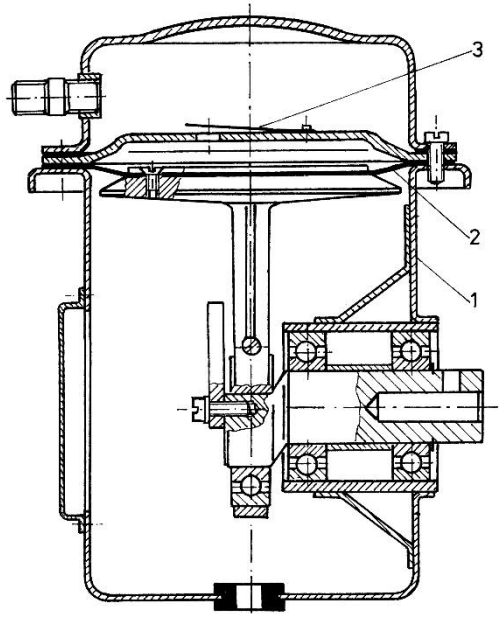
Šroubový kompresor





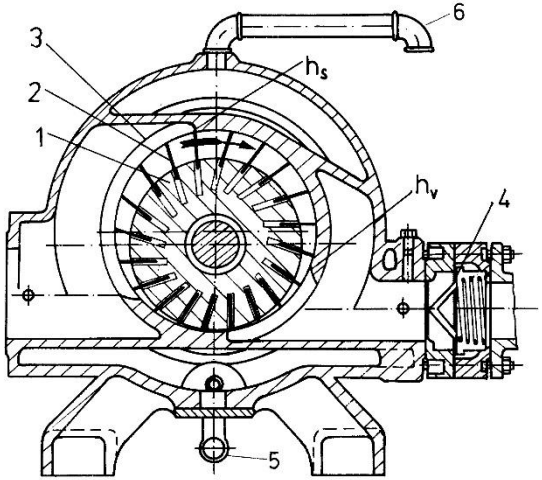
Obr. 20.4. Chladicí šroubový kompresor s vnitřním chlazením olejem a s regulací šoupátkem *1* — vstup, *2* — výstup, *3* — hlavní rotor, *4* — vedlejší rotor, *5* — ucpávka s třecím kroužkem, *6* — převodovka *7* — radiální kluzné ložisko, *8* — axiální kluzné ložisko, *9* — regulační šoupátko, *10* — ovládací šoupátko, *11* — ovládací vřeteno, *12* — vyrovnávací píst (GHH Sterkrade, NSR),

Membránový kompresor



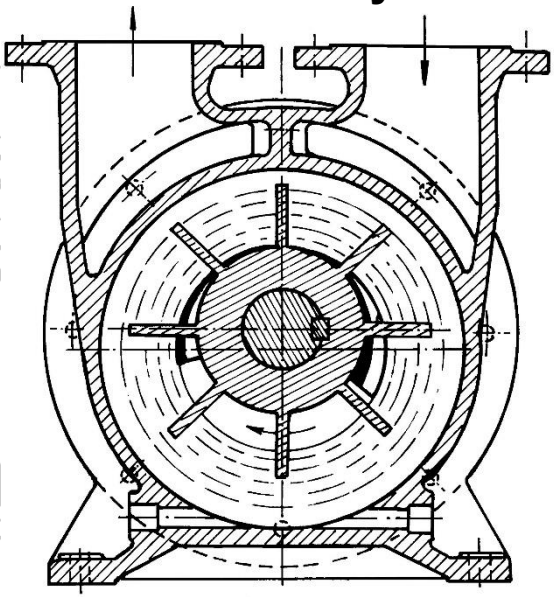
Obr. 92. Membránový kompresor
1 – skříň kompresoru, *2* – membrána, *3* – výtlačný ventil

Křídlový kompresor

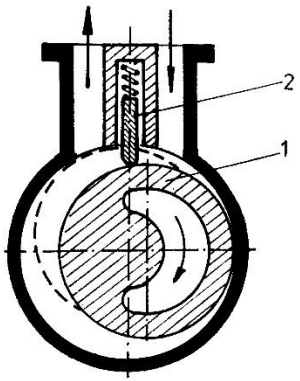


Obr. 105. Křídlový kompresor
1 – rotor, *2* – posuvná křídla, *3* – stator, *4* – zpětný ventil, *5* a *6* – vstup a výstup chladicí vody

Vodokružná výměva



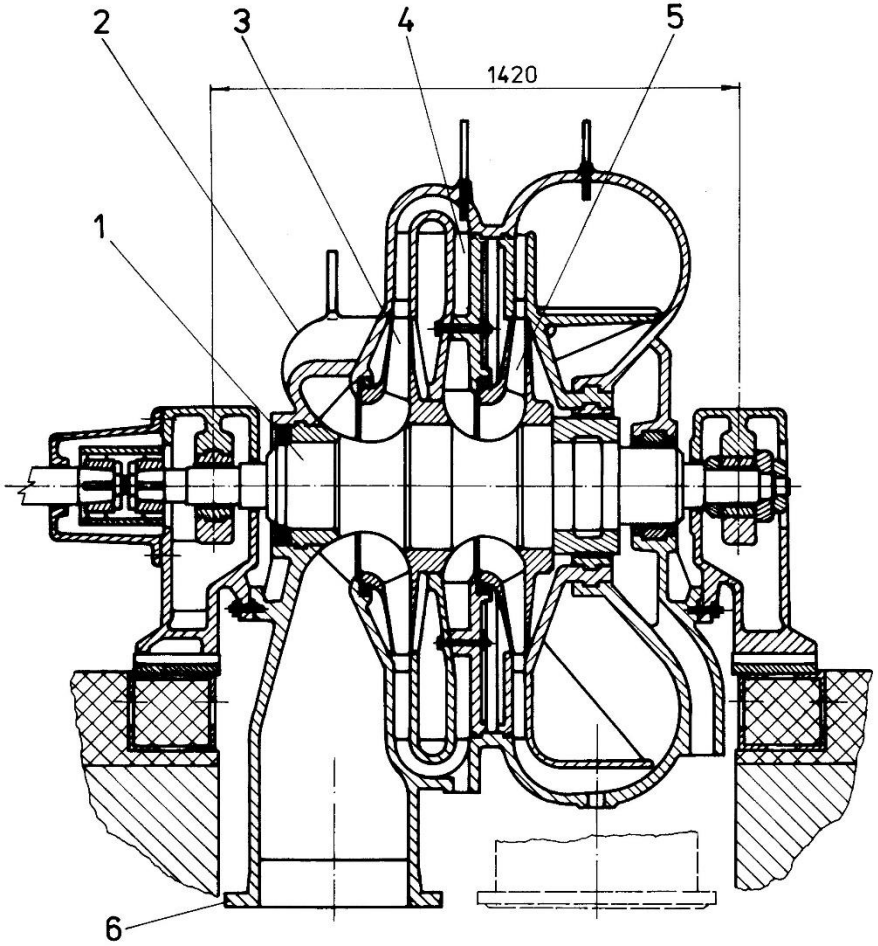
Kompresor s valivým pístem



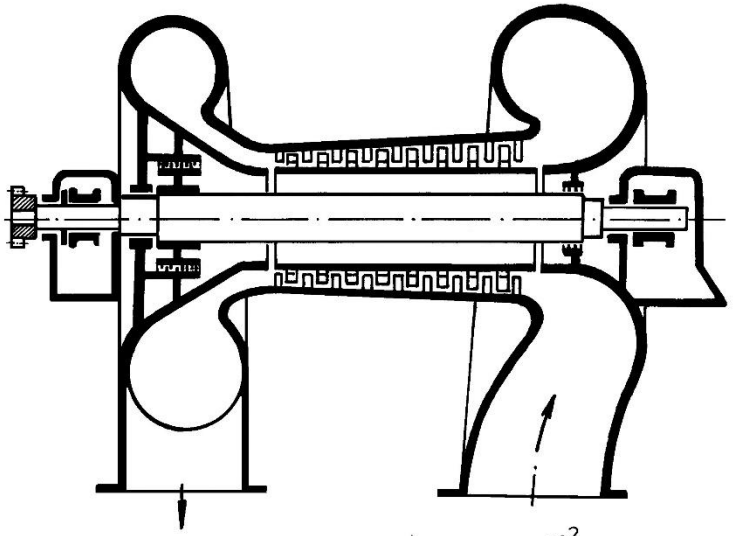
Obr. 106. Schéma kompresoru s valivým pístem
1 – valivý píst, *2* – těsnicí lišta

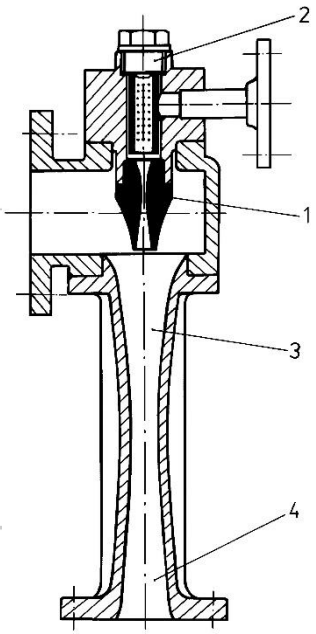
Dynamické kompresory

Dvoustupňový radiální turbokompresor



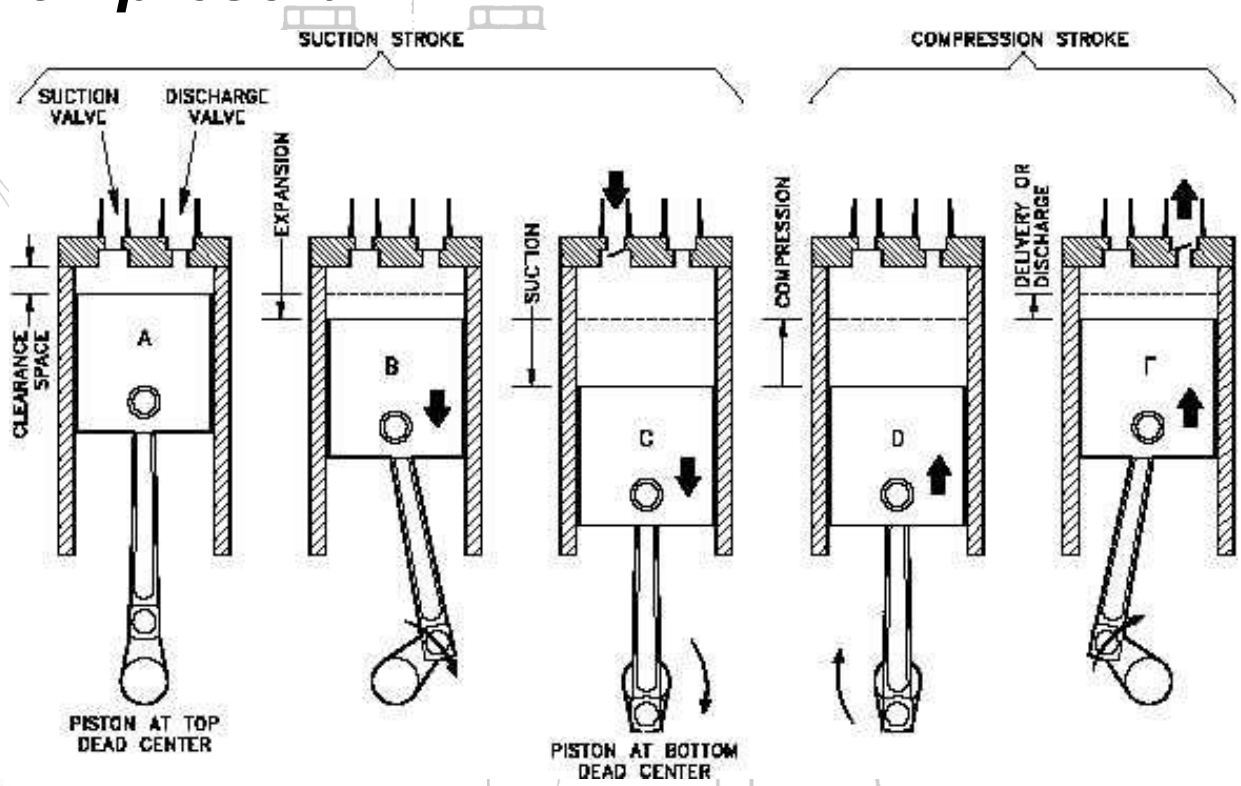
Axiální turbokompresor

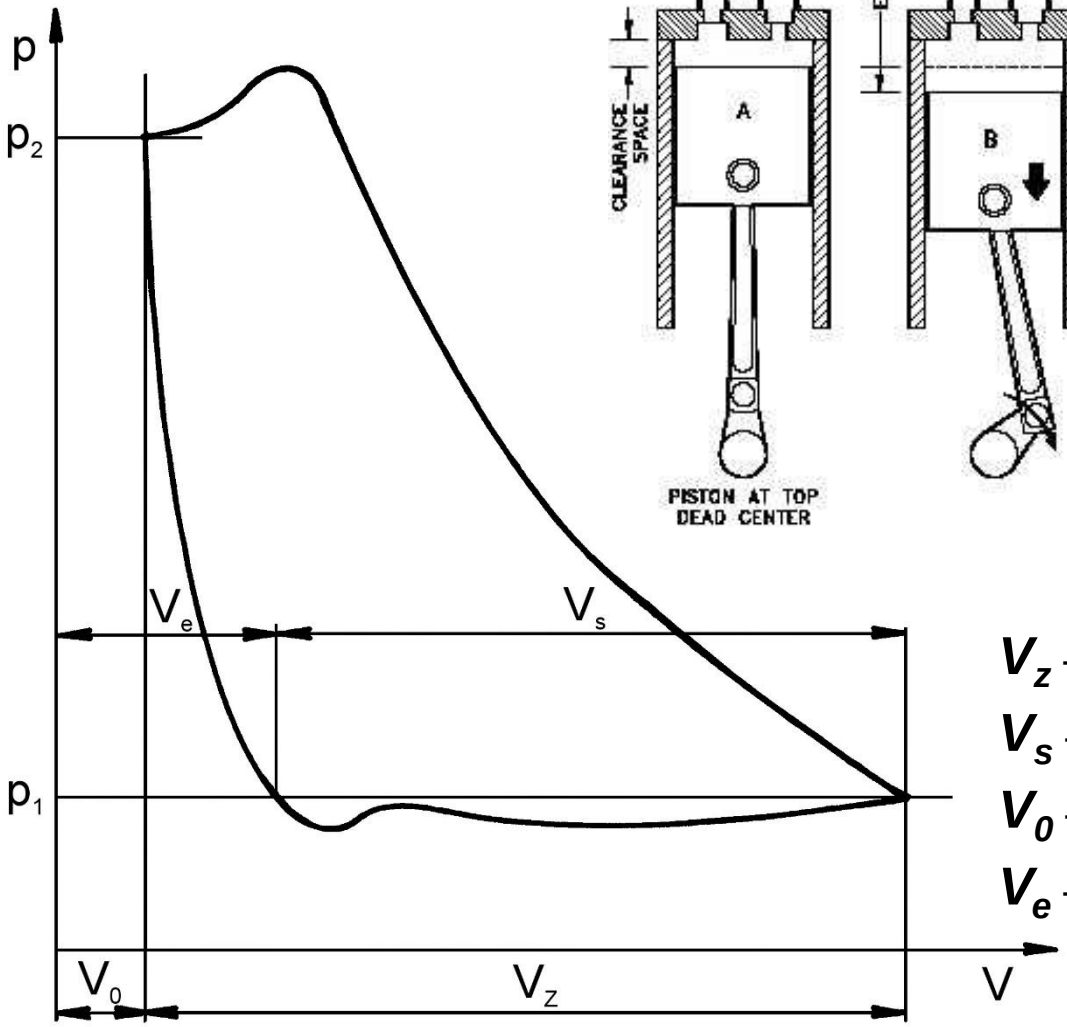




Proudový ejektor

Pracovní cyklus kompresoru





V_z – zdvihový objem

V_s – sací objem

V_0 – objem škodlivého prostoru

V_e – objem expanze škodlivého prostoru

Základní výpočty kompresorů

- příkon kompresoru ***P*** [W]

$$\eta_{cad} = \eta_{ad} \cdot \eta_m = 0.5 \div 0.8$$

$$P = P_{ad} / \eta_{cad}$$

mechanická účinnost

adiabatická účinnost

- měrná energie ***e (Y)*** [J·kg^{-1}]

$$\mathrm{d}\, e = \mathrm{d}\, p / \rho$$

$$e_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

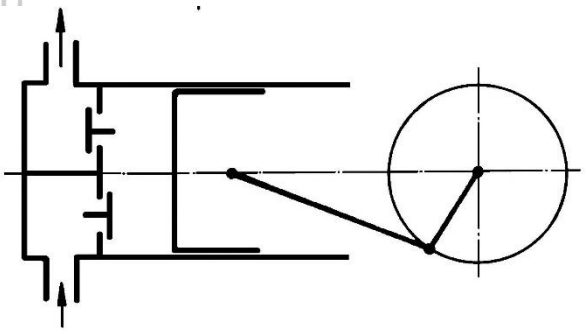
adiabatický děj: $p \cdot v^{\kappa} = \text{const}$

polytropycký děj: $\kappa \rightarrow n$

$$P_{ad} = e_{ad}\, \dot{m} = e_{ad}\, \rho_1 \dot{V} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

- teoretická výkonnost jednoválcového jednočinného kompresoru $\dot{m}_t$ [kg·s^{-1}]

$$\dot{m}_t = S \cdot L \cdot \rho_g \cdot n$$



- dopravní účinnost η_d

$$\eta_d = \eta_o \cdot \eta_{\check{s}} \cdot \eta_t \cdot \eta_n$$

hlavní podíl – objemová účinnost

$$\eta_{\check{s}} \cdot \eta_t \cdot \eta_n = 0{,}75 \div 0{,}95$$

netěsnosti

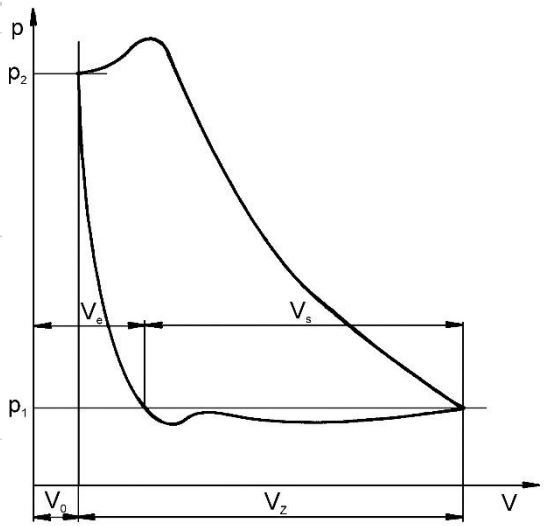
expanze plynu ze škodlivého prostoru – objemová účinnost

tlakové ztráty v sání

ohřátí plynu během sání

$$\eta_o = \frac{V_s}{V_z} = \frac{V_z + V_o - V_e}{V_z}$$

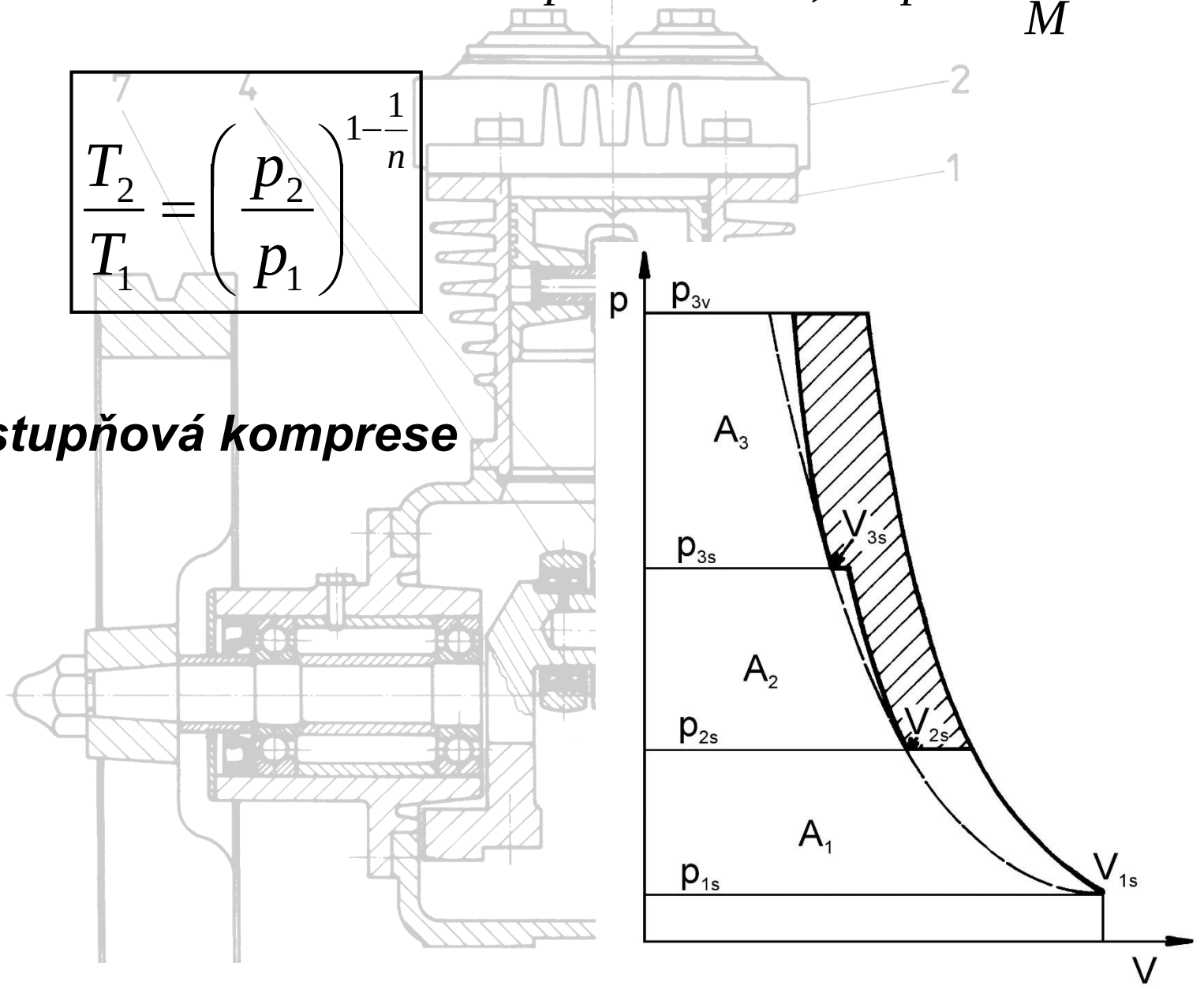
$\eta_o = 0 \rightarrow$ kritický kompresní poměr p_2/p_1, všechen nasátý plyn je stlačen do škodlivého prostoru



- skutečná výkonnost $\dot{m}$ [kg·s^{-1}]

$$\eta_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad \Rightarrow \quad \dot{m} = \dot{m}_t \cdot \eta_d$$

• ohřev plynu během komprese $p \cdot v^n = \text{const.}, \qquad p\,v = \frac{RT}{M}$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1-\frac{1}{n}}$$

Vícestupňová komprese