

KOMPRESORY, ČERPADLÁ , POTRUBNÉ SIETE.

KOMPRESORY

DEFINÍCIA

Kompresory sú zariadenia, ktoré sa používajú na stláčanie plynov. Plyny sa stláčajú z rôznych dôvodov. Najčastejšie je to príprava stlačeného vzduchu pre rozličné pneumatické stroje a zariadenia. V chemickom priemysle sa plyny stláčajú pre rozmanité fyzikálno - chemické procesy, ktorých priebeh závisí od tlaku (napr. skvapalňovanie, chemické reakcie a pod.). Veľmi rozšírenou oblasťou je stláčanie pár v chladiacej technike a kompresia tvorí základnú operáciu v tepelných čerpadlách.

Tlakový pomer

Je ukazovateľom stlačenia plynu a je to pomer tlaku plynu po jeho stlačení p_v k tlaku pred stlačením p_s .

Dôležitým parametrom je aj výkonnosť, ktorá sa udáva objem plynu nasávaného za jednotku času a príkonu potrebného na pohon stroja.

ROZDELENIE

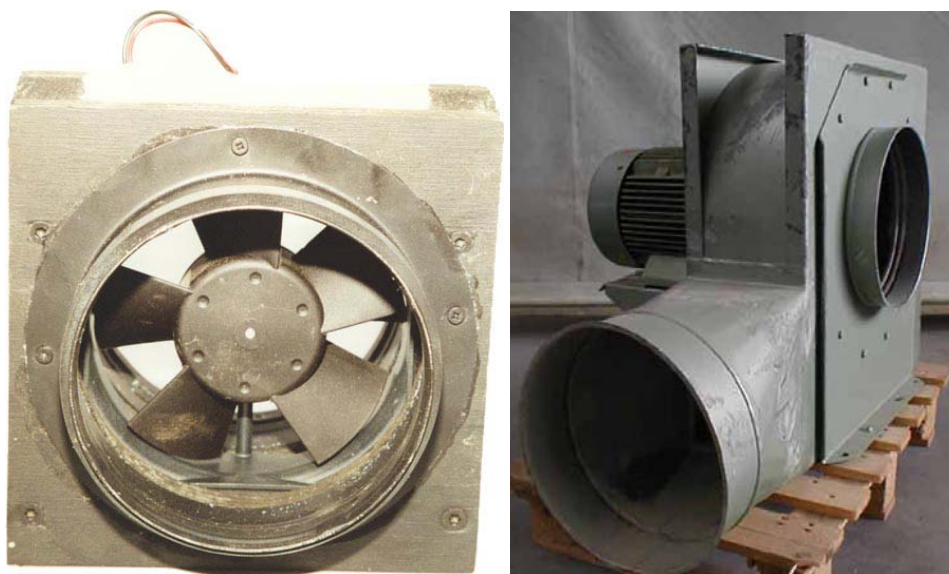
VENTILÁTORY

Ak sa tlakový pomer blíži k 1, potom je možné zanedbať stlačenie plynu a zariadenia ktoré pracujú s takýmto tlakovým pomerom sa nazývajú ventilátory.

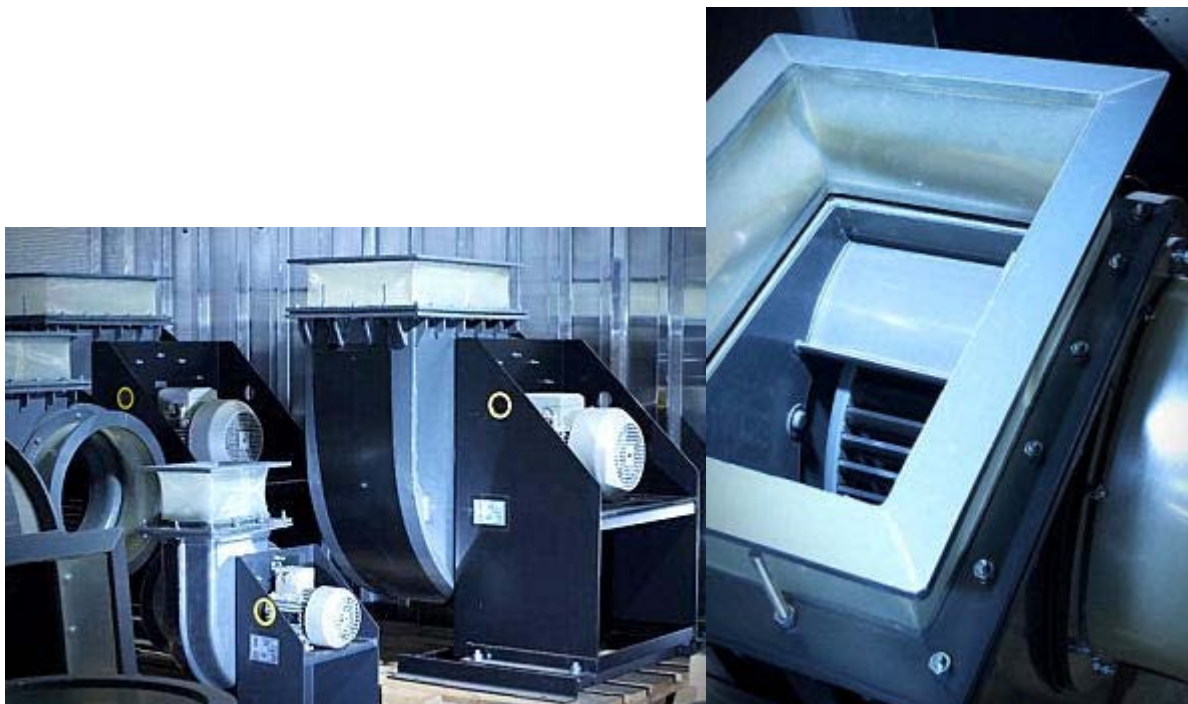
Môžu byť radiálne, alebo tiež nazývané aj odstredivé, a axiálne.

Ventilátory sa rozdeľujú podľa rozdielu tlaku na vstupe a výstupe na :

- nízkotlakové $\Delta p = 60 - 1000\text{Pa}$
- strednotlakové $\Delta p = 1000 - 2000\text{Pa}$
- vysokotlakové $\Delta p = 2000 - 10000\text{Pa}$



Obr. 1 Zobrazenie axiálneho a radiálneho ventilátora.



Obr.2 Plastové radiálne nízkotlakové ventilátory NV a obežné kolo plastového ventilátoru NV.

Plastové radiálne nízkotlakové ventilátory NV sa môžu požiť pre opravu vzduchu a k odsávaniu agresívnych chemikálií ako sú kyseliny a luhy. Ich výhodou je, že plasty, z ktorých sú vyrobené, majú dobrú chemickú odolnosť a preto nepotrebujú ochranné nátery. Vyrábajú sa z PVC alebo z polypropylénu, sú vhodné do výbušného prostredia.

KOMPRESORY

Sú zariadenia, ktoré pracujú s väčšími hodnotami tlakového čísla.

Pre stláčanie malých a stredných množstiev plynu ($6000 - 25000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) sú vhodné objemové kompresory. Na veľké množstvá sa používajú turbokompresory.

Podľa dosahovaných tlakov sú:

nízkotlakové: výtlačný tlak do 2,5 MPa

strednotlakové: výtlačný tlak od 2,5 do 10 MPa

vysokotlakové: výtlačný tlak od 10 do 250 MPa

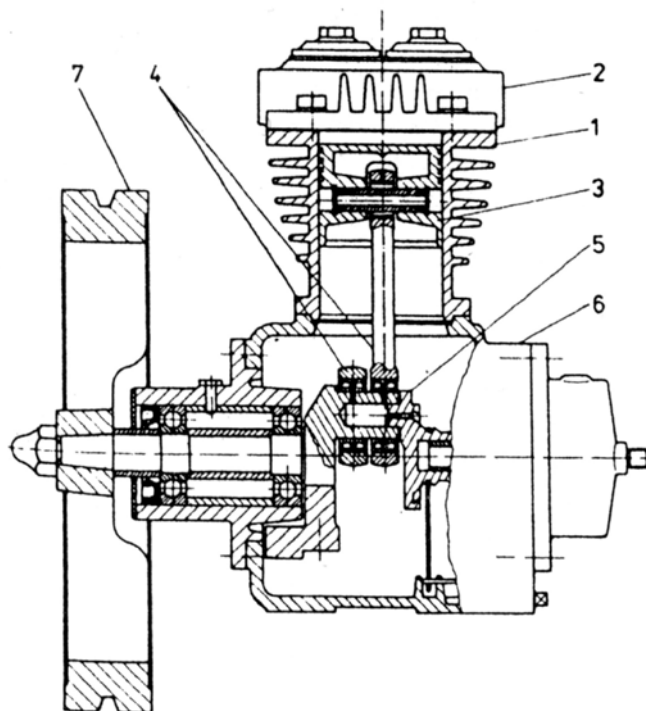
Podľa počtu stláčaných stupňov sa delia kompresory na:

- jednostupňové,
- dvojstupňové
- viacstupňové.

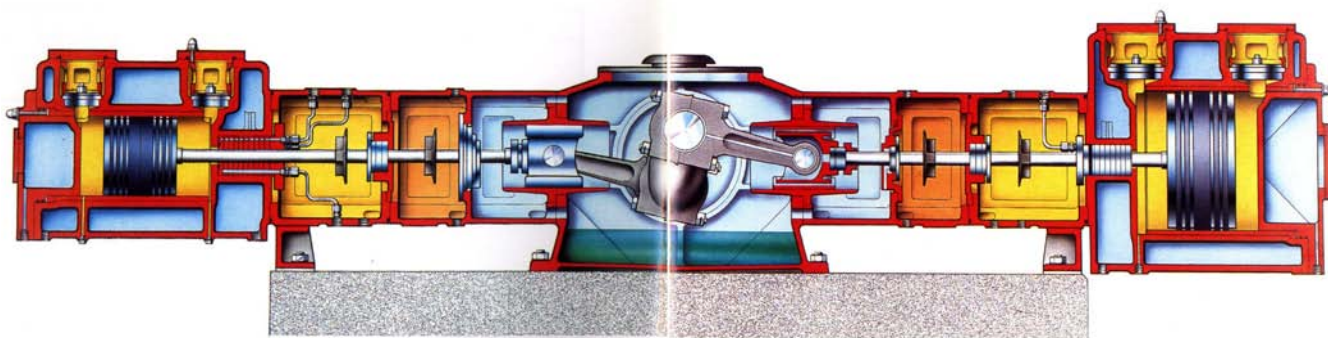
Dvoj a viac stupňové kompresory sa používajú vtedy, ak sa má dosiahnuť vysoký tlakový pomer.

V axiálnych turbokompresoroch býva počet stupňov až 20, pretože v jednom stupni sa získava malý tlakový pomer. V piestových kompresoroch sa volí tlakový pomer 3 – 5, v radiálnych turbokompresoroch je to 1,2 – 2,5 a v axiálnych do 1,3.

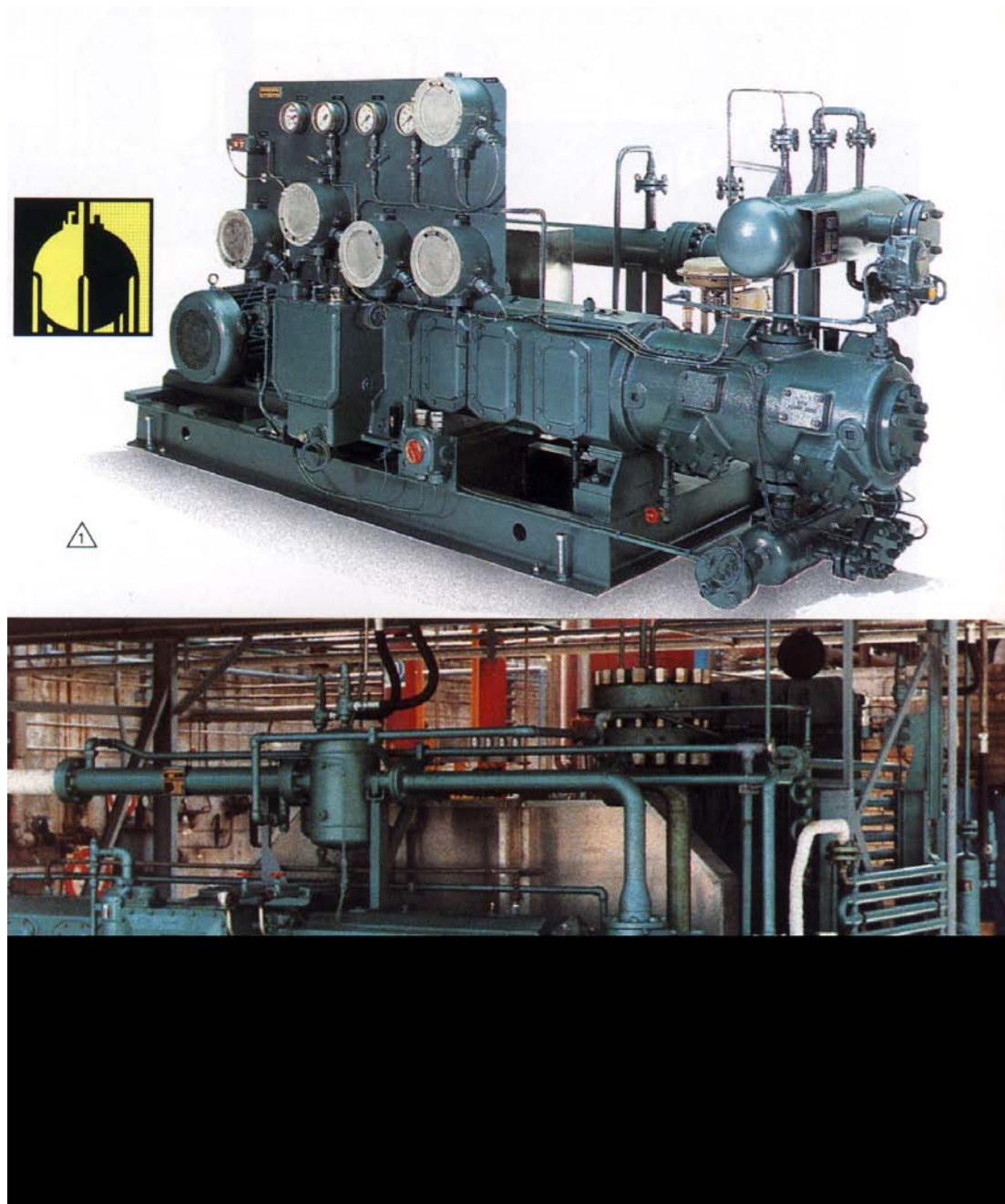
Často používanými kompresormi sú:
piestové kompresory



Obr. 3 Vzduchom chladený piestový kompresor. 1. valec, 2. hlava valca s ventilmi, 3. piest, 4. ojnica, 5. kľukový hriadeľ, 6. kľuková skriňa, 7. zotrvačník.



Obr. 4 Rez ležatým dvojstupňovým kompresorom.



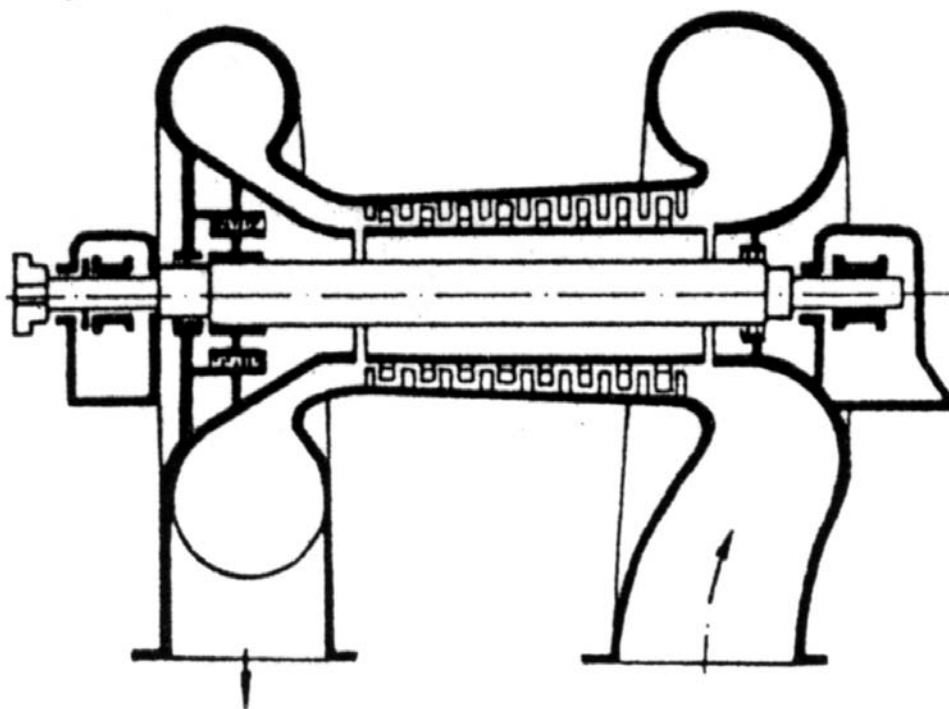
Obr. 5 Pohľad na kompresorovú stanicu.

TURBOKOMPRESORY

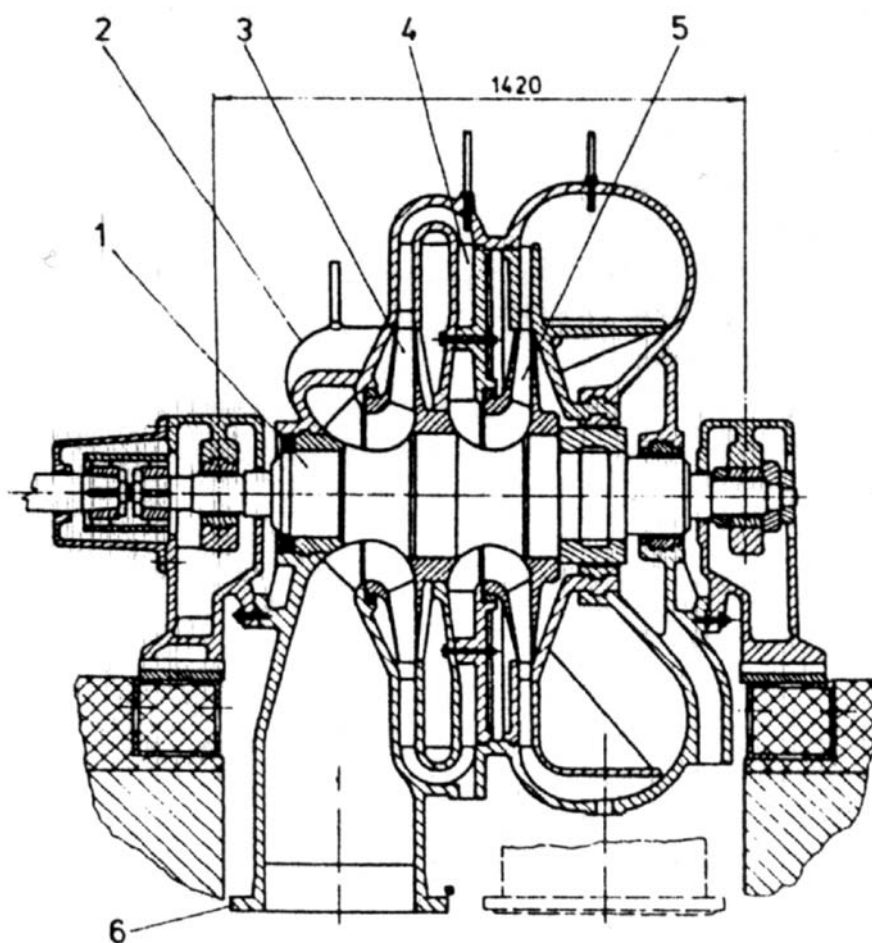
Pracujú s dynamickým účinkom svojej činnej časti na plyn. Lopatky udeľujú plynu kinetickú energiu, ktorá s postupne mení na tlakovú energiu. Podľa smeru prúdenia plynu v obežnom kolese sa delia na radiálne a axiálne.

Radiálne turbokompresory pracujú na podobnom princípe ako odstredivé čerpadlá, majú však vyššie otáčky a obvodové rýchlosti bývajú 115 až $380 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

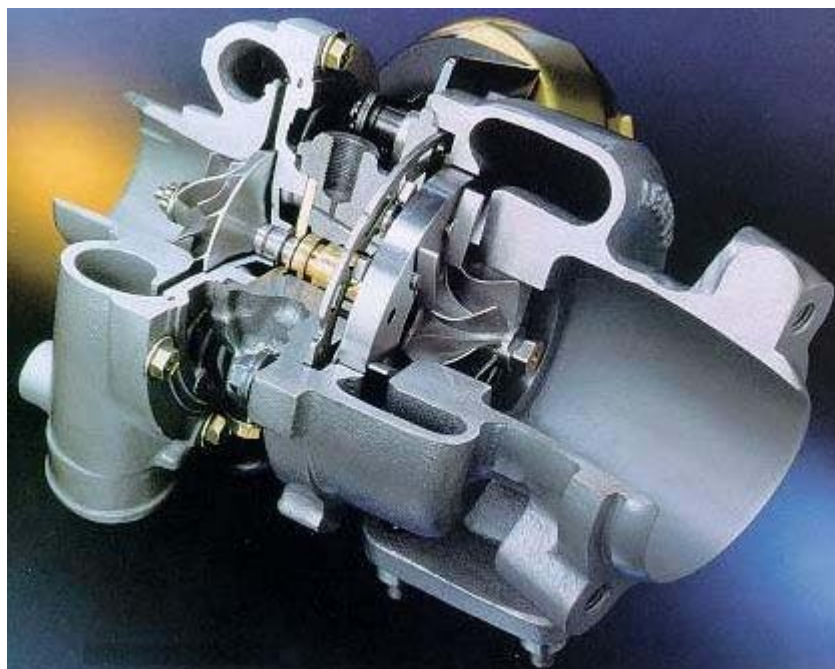
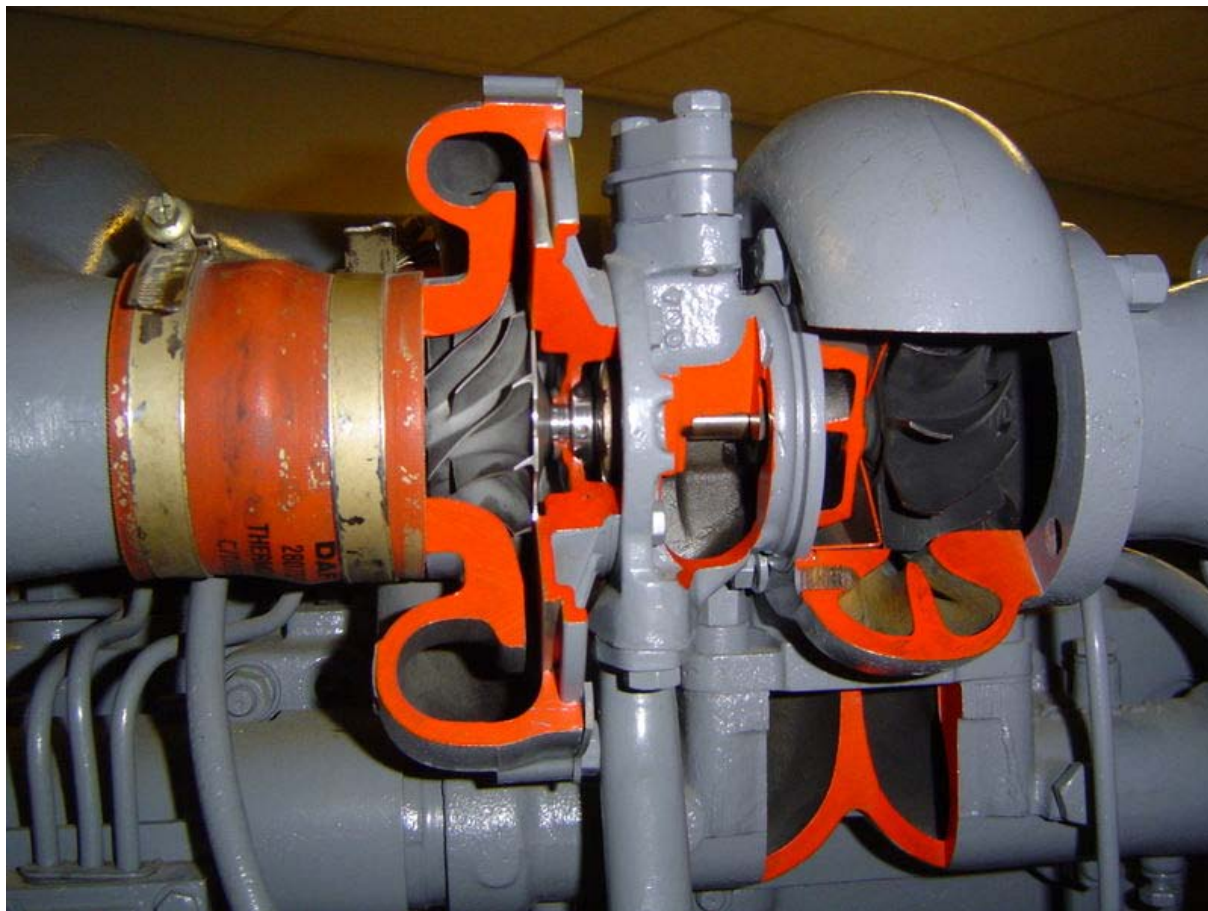
Axiálne kompresory pracujú na podobnom princípe ako axiálne čerpadlá. Schéma osemstupňového axiálneho turbokompresora je uvedená na obr. 6. Používajú sa pre väčšie výkony od 15 do $500 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 6 Schéma axiálneho turbokompresora.



Obr. 7 Schéma axiálneho turbokompresora.

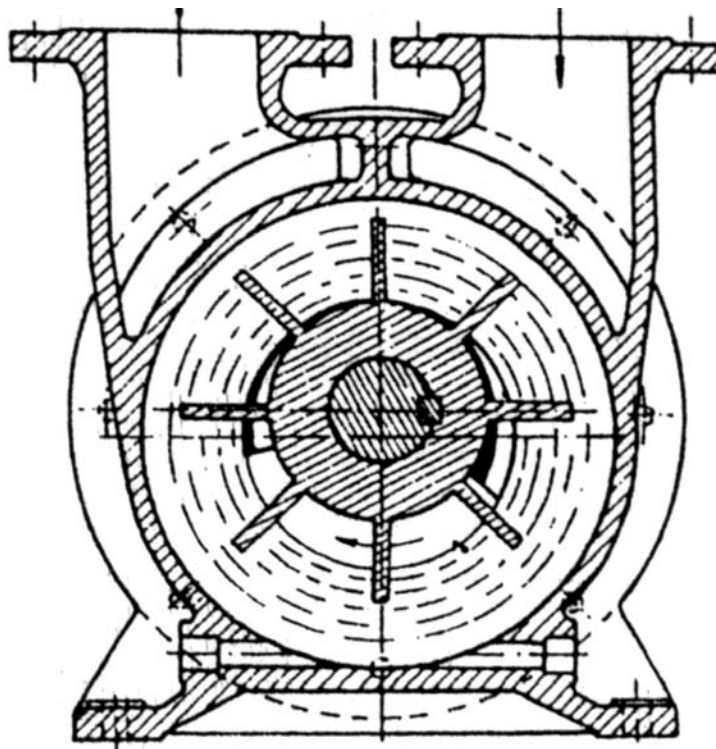


Obr. 8 Dvojstupňový radiálny turbokompresor. 1. hriadeľ, 2. skriňa, 3. obežné koleso prvého stupňa, 4. prevádzač, 5. obežné koleso druhého stupňa, 6. sacie hrdlo.

Na obr. 7 a obr. 8 je znázornený dvojstupňový radiálny kompresor. Stláča plyn v dvoch stupňoch. Plyn je nasávaný hrdlom (6) a vplyvom dynamického účinku odstredivého kola 1. stupňa (3) stláčaný. Stlačený plyn prechádza prevádzačom (4) do obežného kola 2. stupňa (5) a z neho odchádza výstupným hrdlom.

VÝVEVY

Sú to stroje, ktoré odsávajú plyn z uzavretých priestorov a vytvárajú v nich nízky tlak (podtlak). Pracujú niekedy s vysokým tlakovým pomerom v jednom stupni, napr. až 40.



Obr. 9 Rez jednočinnou vodokrúžnou vývevou.

Vodokrúžná výveva je schematicky znázornená na obr. 9. Je jednoduchá a spoľahlivá a nenáročná na obsluhu. Pozostáva z lopatkového rotora a valca, ktorá je vzhľadom na rotor excentrický. Valec je čiastočne zaplnený kvapalinou. Stláčanie plynu je spôsobené kvapalinou, ktorá vplyvom pohybu rotora vytvára vo valci rotujúci prstenec, ktorý kopíruje tvar valca. Týmto vznikajú v rotore medzi lopatkami pracovné priestory, v ktorých prebieha pri otáčaní rotora cyklus nasávania, stláčania a vytlačania plynu. Kvapalinový prstenec môže súčasne intenzívne ochladzovať stláčaný plyn, čo má význam pri stláčaní plynov, kedy je ich vyššie ohriatie nežiaduce. Do valca sa musí privádzať potrebné množstvo chladiacej vody, aby nahrádzala oteplenú vodu, ktorá je strhávaná s vytláčaným plynom do výstupného otvoru a oddeľuje sa potom v odlučovači.

PRINCÍP VÝPOČTU

Termodynamické základy stláčania plynov a pár sú založené na výpočte procesu stláčania plynu pomocou rovnice ideálneho plynu

$$pv = \frac{RT}{M} \quad (1)$$

Tento výpočet sa dá použiť len vo veľmi obmedzenom prípade výpočtov, obyčajne je postačujúci pre nízke tlaky plynu.

V podstatnej väčšine výpočtov sa používajú rôzne rovnice reálnych plynov. Jednou z nich je napr. rovnica ideálneho plynu korigovaná kompresibilitným faktorom z .

$$pv = z \frac{RT}{M} \quad (2)$$

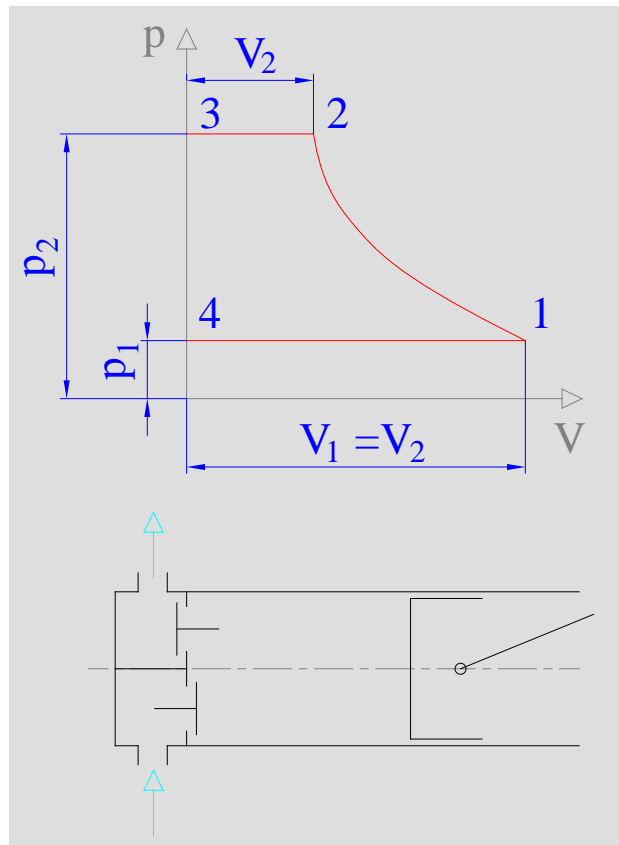
Spôsoby aplikácie takýchto rovníc a výpočty rôznych stavov plynov je možné nájsť napr. v [3].

Tlakový diagram jednostupňového kompresora.

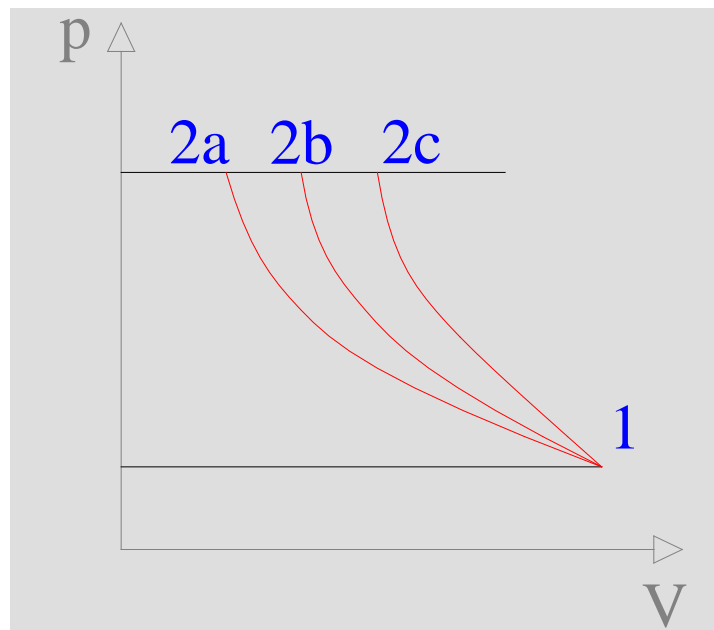
Opis kompresie plynu bude uvedený pre stláčanie v jednostupňovom a jednopiestovom kompresore. Pracovný cyklus, t.j. nasanie plynu, tlačenie a výtlak v takomto kompresore sa uskutoční počas jednej otáčky kľukového hriadeľa. Pracovný cyklus sa dobre sleduje v diagrame, v ktorom bude zakreslený priebeh tlaku plynu v závislosti od polohy a smeru pohybu piesta.

Nech celý dej prebieha v ideálnom kompresore, ktorý ma nasledujúce vlastnosti:

- pracuje s ideálnym plynom
- nemá tlakové ani mechanické straty
- je dokonale tesný a nemá nijaký škodlivý priestor, tj všetok nasaný a stlačený plyn sa vytlačí do výtlaku
- exponent krivky n kompresie $pv^n = \text{konšt}$ je konštantný



Obr. 10 Tlakový diagram ideálneho kompresora.



Obr. 11 Priebeh kompresie. a) izotermická, b) polytropická, c) adiabatická.

Otvorený pracovný obeh (pracovný obeh ideálneho kompresora)

činnosť takého kompresora je na obr. 135. Pri pohybe piesta z ľavej krajnej polohy (úvrate) v ktorej piest úplne vyplnil priestor valca (bod 4) sa do valca nasáva plyn s tlakom p_1 . V pravej krajnej polohe (bod 1) nasávanie končí a pri spätnom pohybe piesta sa plyn stláča (krivka 1 – 2) až na tlak p_2 , ktorý je v priestore nad výtláčnym ventilom a potom sa stlačený plyn z valca vytláča (úsečka 2 – 3). Pretože sa v ideálnom kompresore vytlačí všetok vzduch do výtlaku, klesne v pracovnom valci na začiatku ďalšieho nasávacieho pohybu piesta tlak plynu p_2 okamžite na nasávací tlak p_1 .

Kompresia plynu

Kompresiu plynu opisuje krivka 1 – 2.

a) *izotermická kompresia* je kompresia plynu pri konštantnej teplote a vtedy zo stavovej rovnice ideálneho plynu vyplýva

$$p_1V_1 = p_2V_2 = pV = \text{konšt} \quad (3)$$

b) *adiabatická kompresia* prebieha pri nulovej výmene tepla s okolím

$$p_1V_1^\kappa = p_2V_2^\kappa = pV^\kappa = \text{konšt} \quad (4)$$

kde κ je adiabatický exponent

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (5)$$

Pre vzduch je $\kappa = 1,4$

c) *polytropická kompresia*

$$p_1V_1^n = p_2V_2^n = pV^n = \text{konšt} \quad (6)$$

kde n je polytropický exponent $1 < n < \kappa$.

Spotreba mechanickej v pracovnom cykle kompresora je znázornená plochou v diagrame $p - V$. Je to tlaková (technická) práca.

$$A = \int_{p^1}^{p^2} V dp \quad (7)$$

Pre izotermický cyklus kompresora sa dostane spojením (3) a (7) vzťah

$$A_{iz} = p_1 V_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (8)$$

Teoretický príkon pri izotermickej kompresii sa získa, ak sa za objem dosadí objem nasávaný za jednotku času

$$P_{iz} = p_1 \dot{V}_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (9)$$

Pre adiabatický cyklus kompresora je technická práca :

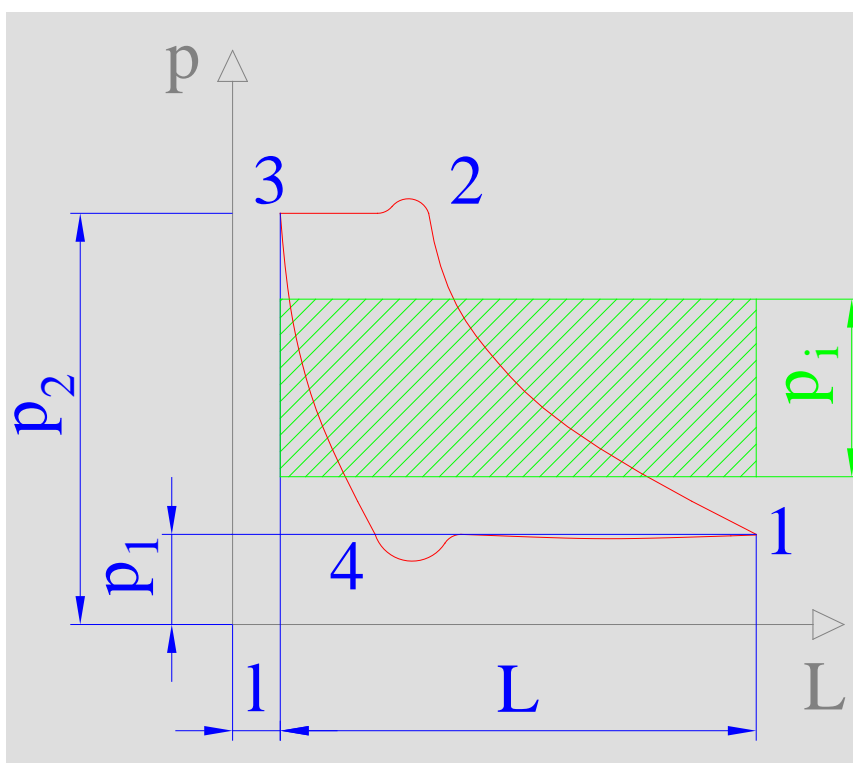
$$A_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (10)$$

a adiabatický príkon

$$P_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (11)$$

Pre polytropický dej platia tie isté vzťahy ako pre dej adiabatický. Rozdiel je v tom, že adiabatický exponent κ sa nahradí polytropickým exponentom n .

Skutočný výkon kompresora sa od ideálneho líši predovšetkým tým, že má kompresný škodlivý priestor a pracuje so stratami. Pracovný diagram skutočného kompresora, ktorý možno na kompresore namerať, sa nazýva indikátorový diagram.



Obr. 12 Indikátorový diagram kompresora.

Hlavný rozdiel je v tom, že body 3 a 4 neležia na čiare nulového objemu, pretože medzi hlavou valca a piesta zostáva škodlivý priestor, (obr. 12, úsek označený úsekom l). Tento je potrebný na umiestnenie a správnu činnosť ventilov a potrebnou vôľu medzi hlavou kompresora a piestom v jeho výtlačnej úvrati. Krivka 1 – 2 prezentuje priebeh stlačenia plynu. Konečný tlak v bode 2 je vyšší než výtlačný tlak p_2 v dôsledku stratu na výtlačnom ventile a v dôsledku prekonávania prítlačnej sily ventilu. Čiara 2 – 3 predstavuje vytlačenie plynu. Krivka 3 – 4 reprezentuje expanziu plynu, ktorý ostal v škodlivom priestore. Čiara 4 – 1 predstavuje nasávanie nového plynu do valca. Tlak vo valci je v dôsledku strát a zotrvačnosti nasávacieho ventilu nižší ako v nasávacom hrdle.

Práca kompresora je graficky znázornená plochou indikátorového diagramu. Nahradením tejto plochy rovnako veľkou plochou obdĺžnika, ktorý má dĺžku základne rovnakú ako je dĺžka indikátorového diagramu (veľkosť zdvihu piesta L), sa získa stredný indikátorový tlak p_i , ktorý je určený výškou obdĺžnika.

Indikovaný príkon P_i na jeden valec kompresora sa môže určiť zo vzťahu

$$P_i = p_i S L n_p \quad (12)$$

kde S je plošný prierez valca, L je dĺžka pracovného zdvihu a n_p je frekvencia pohybu piesta.

Izotermická účinnosť je potom definovaná:

$$\eta_{iz} = \frac{P_{iz}}{P_i} \quad (13)$$

Adiabatická účinnosť je:

$$\eta_{ad} = \frac{P_{ad}}{P_i}, \quad (14)$$

Mechanická účinnosť:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ef}} \quad (15)$$

Mechanické účinnosť kompresorov s križiakom je 0,88 - 0,96.

Celková izotermická účinnosť:

$$\eta_{ciz} = \eta_{iz} \eta_m \quad (16)$$

Je hodnoty sú pre menšie kompresory 0,4 – 0,5 a pre väčšie kompresory 0,55 – 0,65.

Celková adiabatická účinnosť

$$\eta_{cad} = \eta_{ad} \eta_m \quad (17)$$

Je hodnoty sú pre menšie kompresory 0,5 – 0,7 a pre väčšie kompresory 0,55 – 0,80

Teplota plynu na konci adiabetickej kompresie.

Teplota plynu na konci kompresia je niekedy dôležitá. Je to napr. pre návrh kompresorov do tepelných čerpadiel, kedy práve teplota na výstupe je prvordým ukazovateľom.

Pri adiabetickej kompresii sa teplota na konci kompresie dá vypočítať z rovnice:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (18)$$

Táto rovnica umožňuje vypočítať teplotu T_2 na konci adiabetickej kompresie pri známej teplote T_1 nasávaného plynu.

V prípadoch, kedy je potrebný veľký kompresný pomer sa využívajú viacstupňové kompresory. Sú síce zložitejšie, ale používajú sa z toho dôvodu, že zvyšovaním tlakového pomeru p_2/p_1 klesá objemová účinnosť, zvyšuje sa teplota, narastajú sily a pod.

ČERPADLÁ

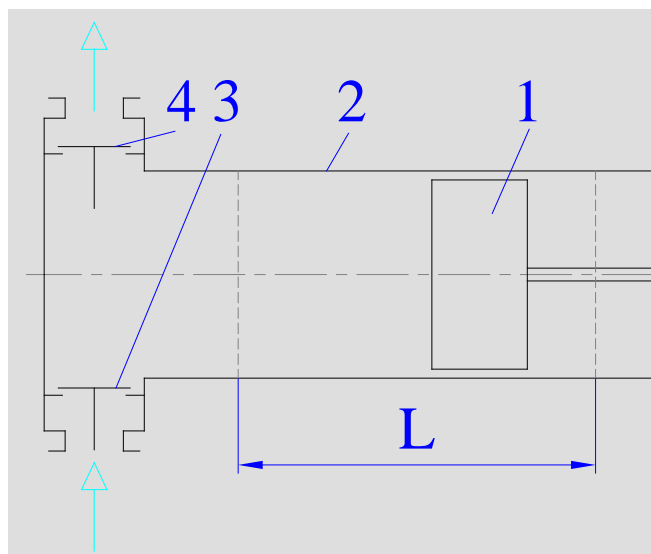
DEFINÍCIA

Čerpadlá možno vo všeobecnosti definovať ako zariadenia, ktoré menia mechanickú energiu dodávanú z iného zdroja na mechanickú energiu čerpanej kvapaliny.

ROZDELENIE

HYDROSTATICKÉ ČERPADLÁ

Priamym pôsobením pracovného elementu čerpadlá dávajú čerpanej kvapaline tlakovú energiu.



Obr. 13 Schéma piestového čerpadla. 1. piest, 2. valec, 3. nasávací ventil, 4. výtlačný ventil.

Pracovný element môže konať

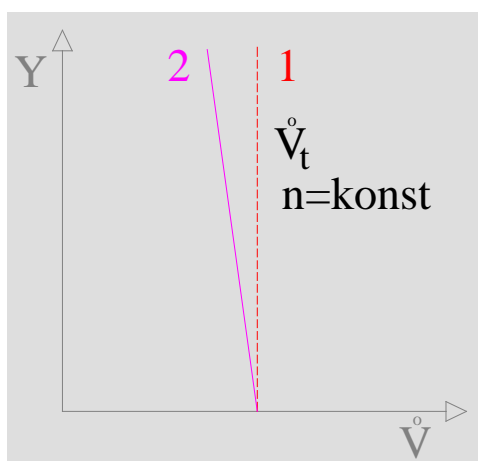
- vratný posuv: čerpadlá piestové alebo plunžerové
- rotačný pohyb: čerpadlá zubové, lamelové, vretenové

Charakteristika

Teoretický objemový výkon \dot{V}_t je daný súčinom pracovného objemu V_p a frekvencie otáčania n_p .

$$\dot{V}_t = n_p V_p \quad (19)$$

Pracovný objem V_p je určený účinnom plošným obsahom piesta S a jeho zdvihu L . Skutočný objemový výkon je menší ako teoretický vplyvom netesností.



Obr. 14 Charakteristika hydrostatického čerpadla. 1. teoretická, 2. skutočná.

Typický tvar charakteristiky je hydrostatického čerpadla je na obr. 14, kde prerušovaná čiara predstavuje teoretickú charakteristiku pri konštantnej frekvencii n_p . Podľa nej \dot{V}_t nezávisí od Y . Skutočný objemový výkon vplyvom strát netesnosťami s rastom špecifickej energie mierne klesá.

Maximálna špecifická energia je obmedzená konštrukciou čerpadla, t.j. maximálnym pretlakom, na ktorý sú dimenzované hlavné časti čerpadla. Z tohto dôvodu nesmie byť na výtlačnom potrubí hydrostatických čerpadiel uzatvárací prvok, napr. ventil.

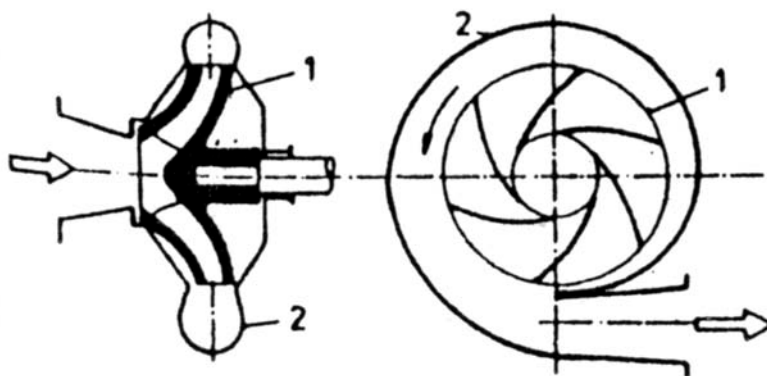
HYDRODYNAMICKÉ ČERPADLÁ

Dodávajú kvapaline energiu dynamickým účinkom obežného kolesa.

Tieto čerpadlá môžu byť

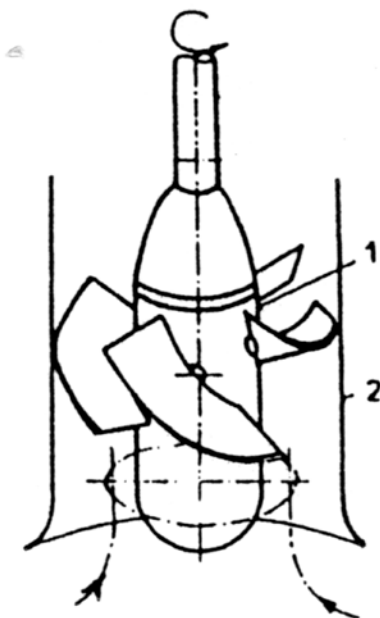
Radiálne čerpadlá

V obežnom kolese sa mení axiálny smer pohybu na radiálny smer a získava sa súčasne kinetická energia, ktorá sa v statore mení na tlakovú energiu.



Obr. 15 Schéma radiálneho čerpadla. 1. obežné koleso, 2. stator.

Axiálne čerpadlá



Obr. 16 Schéma axiálneho čerpadla. 1. obežné koleso, 2. stator.

Charakteristika čerpadla

Charakteristika čerpadla je závislosť špecifickej energie ktorú dodáva čerpadlo od prietoku kvapaliny cez čerpadlo. Je to najdôležitejší parameter čerpadla, ktorý je nevyhnutný pre

správny výber čerpadla. Charakteristiky sú merané výrobcami na reálnych čerpadlách a sú súčasťou ponukového listu týchto čerpadiel (obr. 17 a obr. 18):

$$Y = f_1(\dot{V}) \quad (20)$$

Takto definovaná charakteristika je neúplná, lebo neberie do úvahy napr. otáčky čerpadla alebo viskozitu čerpanej tekutiny.

Ďalej je možné uviesť závislosť veľkosti príkonu energie na pohon čerpadla od prietoku:

$$P = f_2(\dot{V}) \quad (21)$$

Tiež je možné nájsť charakteristiku zadefinovanú ako funkčnú závislosť účinnosti premeny privedenej mechanickej energie z čerpadla do kvapaliny:

$$\eta_\varepsilon = f_3(\dot{V}) \quad (22)$$

Niektorí výrobcovia udávajú účinnosť čerpadla v tvare:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\dot{V}\rho Y}{P} \quad (23)$$

Charakteristika hydrodynamického čerpadla závisí od tvaru lopatiek obežného kolesa, od tvaru prietokových kanálov obežného kolesa a od tvaru a drsnosti statorových kanálov.

Na zložitejšie výpočty sa používajú kritériálne funkčné závislosti. Na tieto účely boli pre čerpadlá odvodené kritériá:

-Reynoldsovo

$$\text{Re} = \frac{n_p d^2 \rho}{\eta} \quad (24)$$

- bezrozmerný prietok

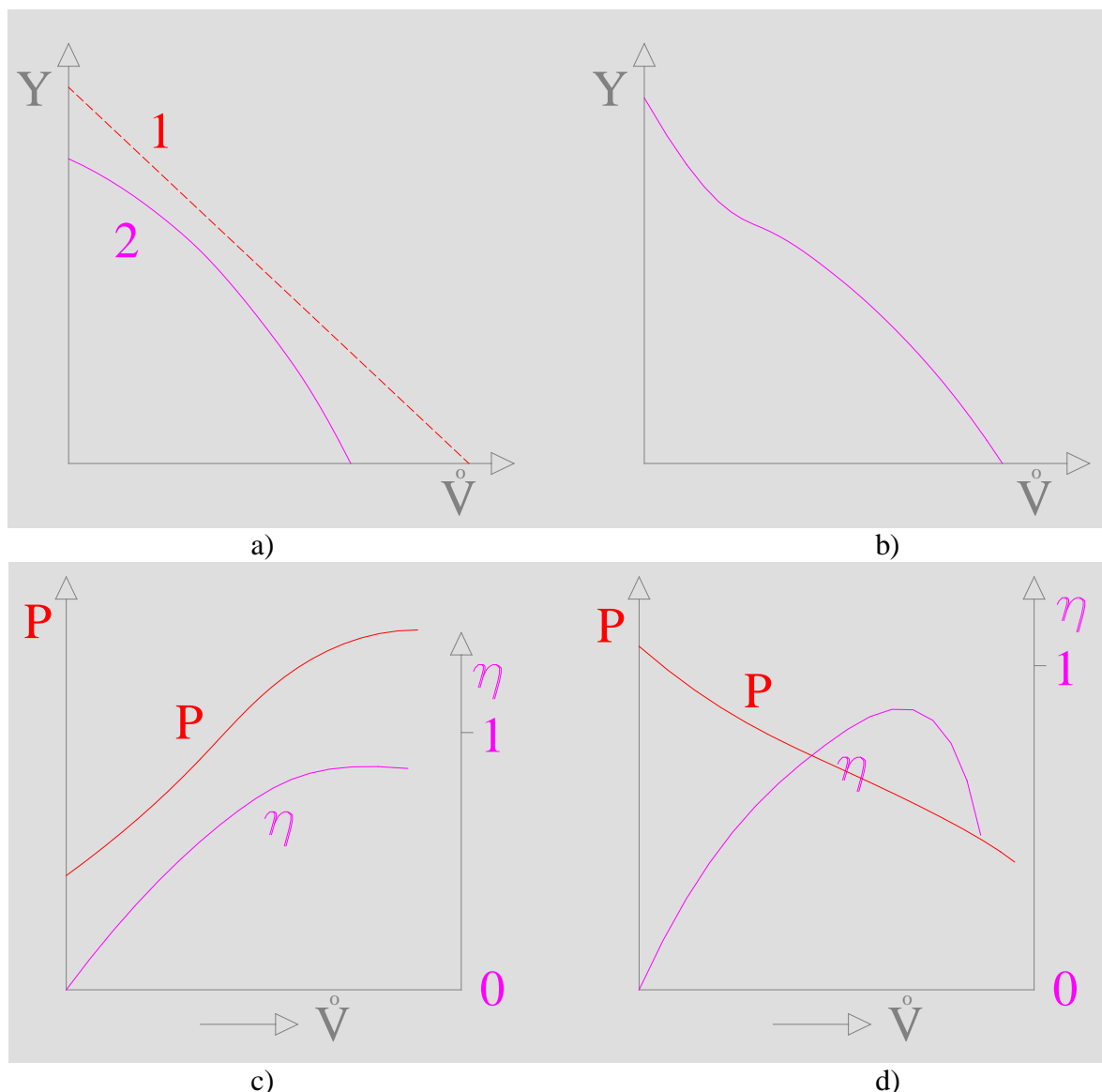
$$\dot{V}^* = \frac{\dot{V}}{n_p d^3} \quad (25)$$

- bezrozmerná špecifická energia

$$Y^* = \frac{Y}{n_p^2 d^2} \quad (26)$$

- príkonové číslo

$$Po = \frac{P}{\rho n_p^3 d^5} \quad (27)$$



Obr. 17 Charakteristiky čerpadiel. a) typický tvar charakteristiky radiálneho (odstredivého) hydrodynamického čerpadla, b) typický tvar charakteristiky axiálneho hydrodynamického čerpadla, c) charakteristika príkonu a účinnosti radiálneho hydrodynamického čerpadla, d) charakteristika príkonu a účinnosti axiálneho hydrodynamického čerpadla.

Najsprávnejšie vyjadrenia charakteristík by boli na základe uvedených kritérií

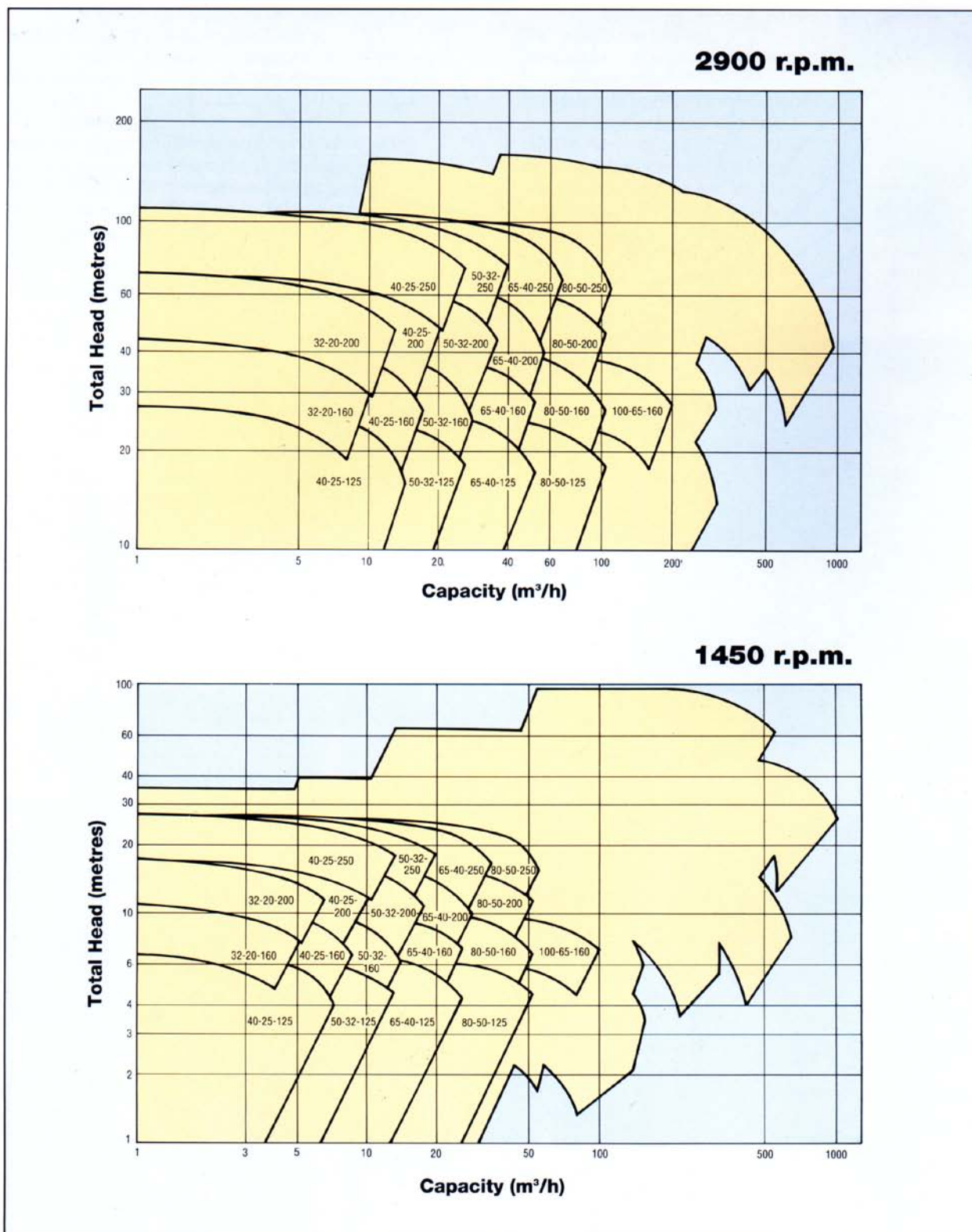
$$\frac{Y}{n_p^2 d^2} = f_1 \left(\frac{\dot{V}}{n_p d^3}; \text{Re} \right) \quad (28)$$

alebo po vyjadrení pomocou príkonového čísla

$$Po = \frac{P}{\rho n_p^3 d^5} = f_2 \left(\frac{\dot{V}}{n_p d^3}; \text{Re} \right) \quad (29)$$

Na nasledujúcich obrázkoch sú uvedené príklady charakteristík čerpadiel komerčne predávaných čerpadiel. Na osi x je uvedený prietok čerpadla \dot{V} a na osi y je výtlačná výška

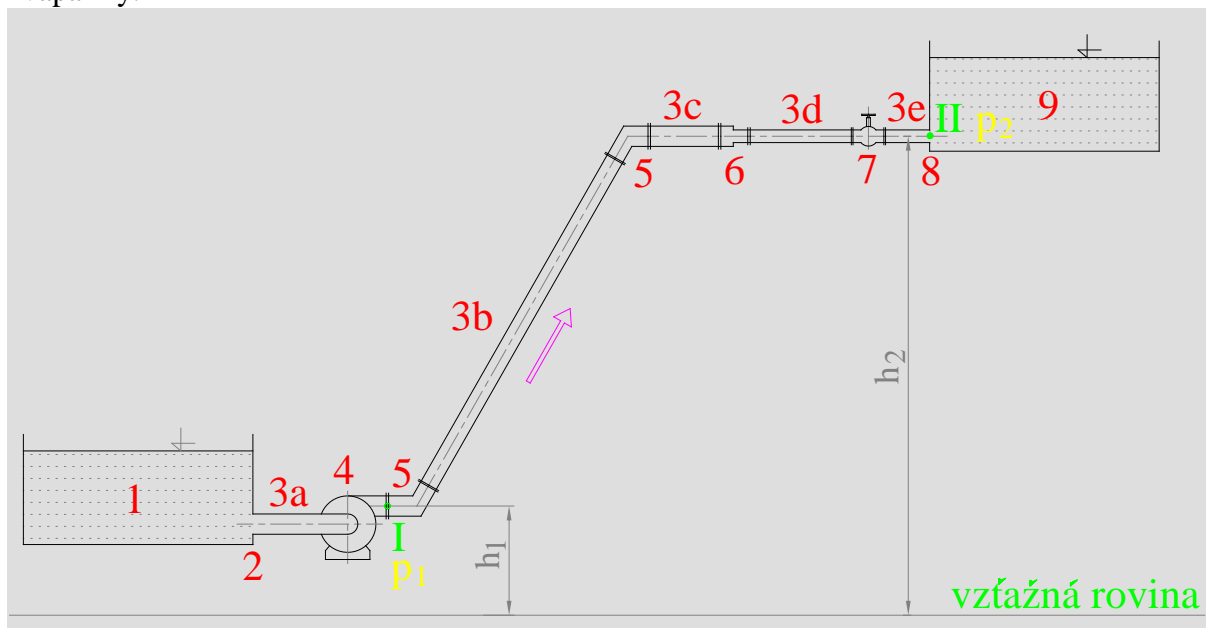
čerpadla h_v , ktorá sa vypočíta podľa (45). Čísla, ktoré sú uvedené v žltých poliach (napr. 32-20-200) znamenajú označenie čerpadla. Tak napr. čerpadlo 32-20-200 ak bude dopravovať $10 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ vody (súčasťou charakteristiky aj informácia o tom, pre akú tekutinu charakteristika platí, obyčajne je to voda) tak jej dodá energiu, ktorá odpovedá výtlačnej výške asi 55 m. Označenie 2900 r.p.m. alebo 1450 r.p.m. znamená otáčky asynchrónneho motora, ktorý poháňa čerpadlo.



Obr. 18 Príklady charakteristik komerčne predávaných čerpadiel.

PRINCÍP VÝPOČTU

Ak sa kvapaline pridáva potrebná energia čerpadlom, potom sa Bernoulliho rovnica (33) musí obsahovať člen e_c , ktorý vyjadruje potrebné množstvo mechanickej energie na 1kg čerpanej kvapaliny.



Obr. 19 Príklad potrubnej vetvy so čerpadlom, potrubiami a miestnymi odpormi.

Čerpadlo dodá tekutine také množstvo energie, ktorá zabezpečí, že sa tekutina dostane z nižšieho miesta (obr. 19, nádrž 1) na vyššie miesto (nádrž 2). Pritom táto energia musí zabezpečiť, že tekutina bude prúdiť požadovanou rýchlosťou (prietokom) cez potrubie, prekonajú sa všetky dĺžkové straty v potrubí (3b – 3e) a miestne straty, ktoré pozostávajú zo strát v oblúkoch v potrubí (5), zúženia potrubia (6), uzatváracieho prvku, napr. ventilu (7) a rozšírenia potrubia pri vtoku do nádrže (9).

Pre výpočet potrubných sietí sa používajú dve základné rovnice.

ROVNICA KONTINUITY

Pre integrálnu bilanciáciu hmotnosti látky prúdiacej v potrubí je vhodné zaviesť pojem priemernej hmotnostnej rýchlosti.

$$\bar{w}S = \int_S \rho u dS = \rho \bar{u}S \Rightarrow \bar{w} = \rho \bar{u} \quad (30)$$

za predpokladu, že hustota ρ je konštantná v celom priereze S . \bar{w} je priemerná hmotnostná rýchlosť v priereze S a \bar{u} je priemerná objemová rýchlosť.

Ak má pootm potrubie v bode 1 veľkosť prietokovej plochy, kolmej na rýchlosť prúdenia látky v danom priereze S_1 a mieste 2 prierez S_2 potom pre stacionárne prúdenie platí:

$$\bar{w}_1 S_1 = \bar{w}_2 S_2 \quad (31)$$

a v prípade nestlačiteľnej tekutiny, napr. kvapaliny:

$$\bar{u}_1 S_1 = \bar{u}_2 S_2 \quad (32)$$

BERNOULLIHO ROVNICA

Bernoulliho rovnica pre potrubnú sieť obsahujúcu čerpadlo má tvar:

$$\frac{1}{2} \kappa_1^2 \bar{u}_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + gh_1 + e_\epsilon = \frac{1}{2} \kappa_2^2 \bar{u}_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + gh_2 + e_z \quad (33)$$

Vzťahuje sa len na vetvu za čerpadlom, teda medzi bodmi I a II, pričom indexy 1 na ľavej strane rovnice platia pre miesto I a indexy 2 na pravej strane rovnice platia pre miesto II. Prvky ktoré sa nachádzajú pred čerpadlom a to zúženie na vtoku do potrubia (2) a potrubie (3a) sa nezapočítavajú do výtlaku čerpadla, lebo sú ešte pre čerpadlom a ovplyvňujú nasávací tlak pred čerpadlom.

Koeficienty κ_1 a κ_2 sú korekčné súčinitele kinetickej energie s ohľadom na objemovo ustrednené rýchlosti \bar{u}_1 a \bar{u}_2 . Ich hodnota závisí od rýchlostného profilu kvapaliny v potrubí a charakterizuje ho Reynoldsovo číslo. Tieto hodnoty sú v tabuľke 1.

Tabuľka 1. Závislosť hodnoty súčiniteľa κ od Reynoldsovo čísla.

Re	2300	$4 \cdot 10^3$	$2,3 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3,2 \cdot 10^6$
κ	1,414	1,038	1,032	1,029	1,019	1,015	1,015

Hodnoty ustrednených rýchlostí sa môžu vypočítať z prietoku a rovnice kontinuity. Tlaky p_1 a p_2 sú tlaky v miestach I a II, h_1 a h_2 sú výšky týchto miest voči vzťažnej rovine. Do rovnice treba vypočítať energiu pripadajúcu na dĺžkové a miestne straty e_z . Vplyvom týchto odporov príde k poklesu tlaku medzi vstupom (I) a výstupom (II) z potrubného systému, ktorý odpovedá tlakovej strate Δp_z . Tomuto poklesu tlaku odpovedá disipačná energia e_z , ktorá sa premení na teplo. Vzťah medzi nimi je:

$$\Delta p_z = e_z \rho \quad (34)$$

kde ρ je hustota tekutiny.

Pre výpočet strát trením je dôležité poznať charakter prúdenia tekutiny v potrubí. Môže to byť laminárny alebo turbulentný tok.

Laminárny tok je možné si predstaviť ako šmýkanie sa jednej vrstvy kvapaliny po druhej vrstve.

Turbulentný tok je podobný ako predchádzajúci, avšak jednotlivé vrstvy sa navzájom premiešavajú. Vplyvom tohto premiešavania sa intenzívnejšie odovzdáva hybnosť jedných častíc tekutiny iným jej časticiam a preto je pre turbulentný tok kvapaliny pri strene potrubia väčší rýchlostný gradient tekutiny a z toho dôvodu aj intenzívnejšie odovzdávanie hybnosti tekutiny na steny potrubia.



a) b)
Obr. 20 Porovnanie laminárneho a turbulentného charakteru prúdenia tekutiny.

Pre výpočet disipačnej energie pri prúdení tekutín v potrubných sieťach treba teda poznať nasledujúce veličiny.

STRATY TRENÍM PRI PRÚDENÍ TEKUTINY V POTRUBÍ

STRATY TRENÍM PRI PRÚDENÍ TEKUTINY CEZ ROVNÉ POTRUBIE

Pre praktické výpočty veľkosti straty mechanickej energie trením pri prúdení rovným potrubím konštatného prierezu sa zvyčajne používa D’Arcy – Weisbachova rovnica. Na obr. 19 sú to úseky (3b) a (3c), ktoré majú rovnaký priemer a potom úseky (3d) a (3e), ktoré majú menšie priemery ale tiež rovnaké.

$$e_z = \lambda \frac{L u^2}{d} \tag{35}$$

Táto rovnica sa používa pre výpočet disipačnej energie pri laminárnom aj turbulentnom prúdení.

Charakter prúdenia udáva Reynodsovo číslo

$$Re = \frac{\bar{u} d \rho}{\eta} \tag{36}$$

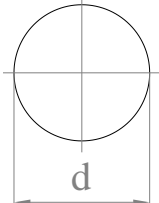
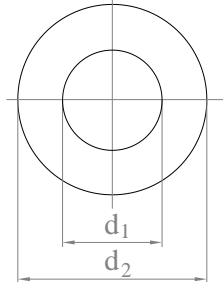
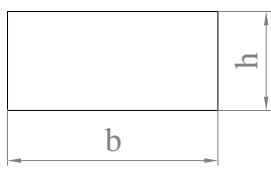
Rýchlosť prúdenia tekutiny sa odporúča voliť podľa hodnôt uvedených v tabuľke. Čím je rýchlosť prúdenia tekutiny vyššia, tým sú väčšie tlakové straty v potrubí. Okrem toho je vysoká rýchlosť prúdenia tekutiny spojená aj s takými nepríjemnými javmi ako sú dynamické rázy v potrubí napr. v okamihu uzavretia ventilu, čo má za následok postupné poškodenie armatúr. Tiež vysoké rýchlosti prúdenia spôsobujú že hluk v potrubnej sieti a pod.

Tabuľka 2. Odporúčané rýchlosti kvapalín a plynov v potrubí.

Tekutina	potrubia	Rýchlosť [m.s ⁻¹]
voda	Gravitačné prúdenie v potrubí	0,5 – 3
	Hydrodynamické čerpadlá	
	- sacie potrubie	0,5 – 2
	- výtlačné potrubie	1 – 3
Chemické suroviny	Piestové čerpadlá	
	- sacie potrubie	0,5 – 1
	- výtlačné potrubie	1 – 2
	Rozvodná sieť pitnej vody a úžitkovej vody	0,5 – 0,7
Vodná para	Parovody pre vykurovaciu paru s nízkym tlakom	10 – 15
	Parovody pre sýtu paru s tlakom do 1 MPa	15 – 30
	Parovody pre prehriatu paru s tlakom 1 – 4 MPa	20 – 40
Vzduch	Parovody pre vysokotlakovú paru 4 – 12,5 MPa	30 - 60
	Rozvod stlačeného vzduchu	2 – 15
	Ventilátor	
	- sacie potrubie	8 – 20
	- výtlačné potrubie	15 – 30
	Plyny s tlakom 20 – 30 MPa	8 – 12

Hodnota ekvivalentného priemeru d je uvedená v tabuľke 3.

Tabuľka 3. Hydraulický priemer $d = d_h$ a konštanta A_h pre rôzne prietokové profily.

Tvar prierezu	Charakteristický rozmer	Ekvivalentný priemer	A_h
kruh		d	64
medzikružie		$d_2 - d_1$	$\frac{d_1}{d_2} = 10^{-2}$
			$\frac{d_1}{d_2} = 10^{-1}$
			$\frac{d_1}{d_2} = 0,5$
obdĺžnik		$\frac{2bh}{b+h}$	$\frac{h}{b} = 10^{-2}$
			$\frac{h}{b} = 10^{-1}$
			$\frac{h}{b} = 1$

Laminárne prúdenie

Pre laminárne prúdenie v potrubí kruhového a nekruhového prierezu sa počíta súčiniteľ trenia tekutiny z rovnice

$$\lambda = \frac{A_h}{\text{Re}} \quad (37)$$

Hodnota parametra A závisí od tvaru potrubia a je uvedená v tabuľke XXX.

Turbulentné prúdenie

Pre výpočet súčiniteľa trenia tekutiny λ je v prípade turbulentného prúdenia nutné uvažovať aj s drsnosťou povrchu potrubia. Vo všeobecnosti potom platí:

$$\lambda = f(\text{Re}, k^*) \quad (38)$$

Parameter k^* sa nazýva pomerná drsnosť vnútornej steny potrubia a vypočíta sa

$$k^* = \frac{k_{str}}{d} \quad (39)$$

Parameter k_{str} je stredná drsnosť potrubia a jeho hodnoty sú publikované v literatúre. Príklady sú uvedené v tabuľke 4.

Tabuľka 4. Stredná absolútna drsnosť k_{str} potrubia z rôznych materiálov

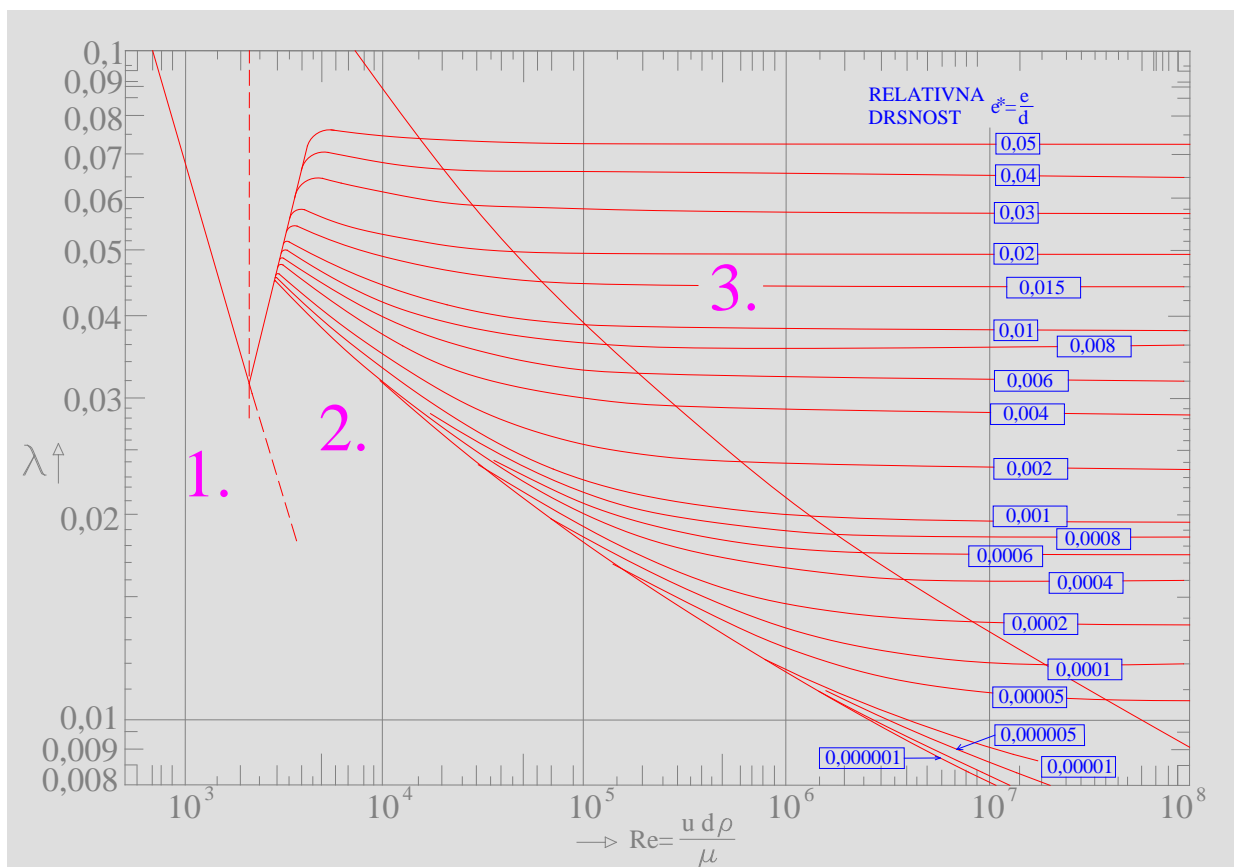
Materiál rúr	k_{str} [mm]
Sklo, dosadz, meď hladko ťahané	0,0015 – 0,0025
Bezošvé oceľové rúry valcované alebo ťahané, neskoroďované	0,03 – 0,06
Oceľové rúry podĺžne zvarané, neskoroďované	0,04 – 0,10
Oceľové rúry mierne skorodované	0,15 – 0,40
Oceľové rúry silno skorodované	0,50 – 1,50
Oceľové rúry vo vnútri pozinkované	0,10 – 0,15
PVC	0,002
Liatina nová	0,20 – 0,60

Pre výpočet turbulentného prúdenia potrubím nekruhového prierezu sa dosadzuje za priemer d tzv. hydraulický priemer

$$d_h = \frac{4S}{O} \quad (40)$$

kde S je plošný obsah prietokového prierezu a O je zmáčaný obvod prietokového prierezu potrubia alebo kanála.

Na základe týchto parametrov sa z grafu (obr. 21) určí hodnota súčiniteľa trenia tekutiny λ a dosadí sa do vzťahu pre výpočet dĺžkových strát.



Obr. 21 Závislosť súčiniteľa trenia tekutiny na Re a k^* .

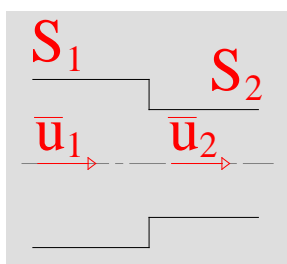
STRATY TRENÍM PRI PRÚDENÍ TEKUTINY CEZ MIESTNE ODPORY

Prúdenie tekutín v potrubí je však väčšinou narušené tzv. miestnymi odporami, ktorými sú rôzne ohyby, odbočny, ventily a pod (obr. 19 poz. 5 – poz. 8). Pri nich nastáva disipácia energie na veľmi krátkom úseku dĺžky potrubia, ale napriek tomu môže byť výrazná.

Strata mechanickej energie, spôsobená miestnymi odporami sa vypočíta zo vzťahu

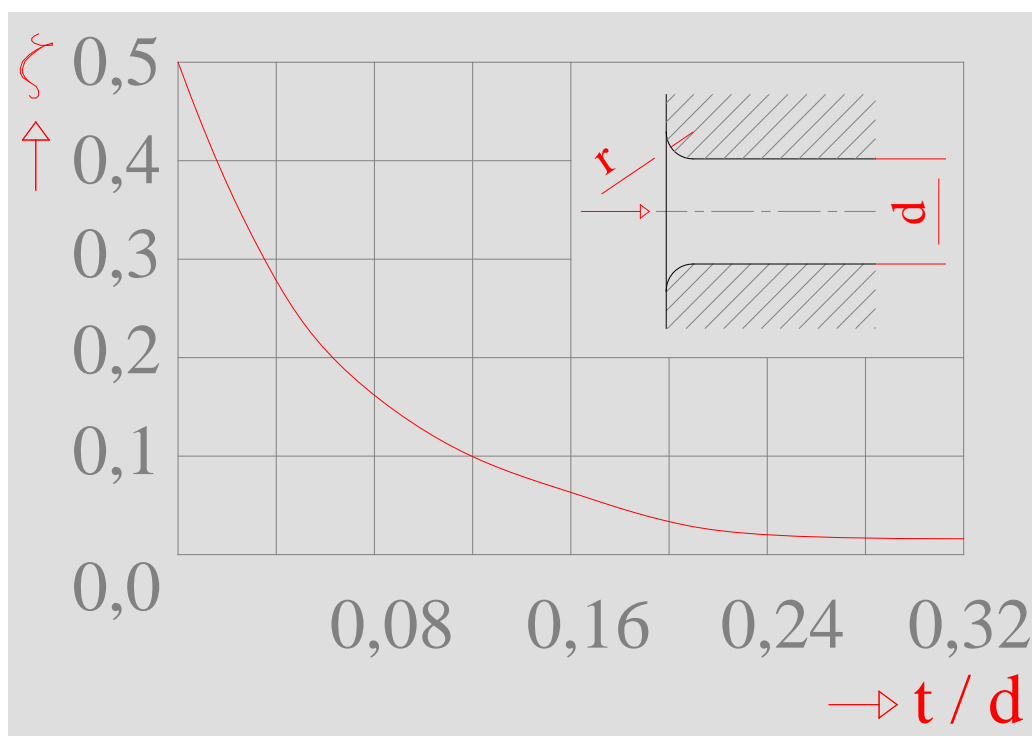
$$e_z = \xi \frac{u^2}{2} \tag{41}$$

kde ξ je stratóv súčiniteľ miestneho odporu (sú činiteľ miestnej straty) Jeho hodnota sa dá získať z tabuliek pre konkrétny typ prvku. Hodnota jeho odporu potom závisí od jeho tvaru a od charakteru prúdenia tekutiny, ktorá sa udáva Reynoldsovým číslom. Väčšinou je však charakter prúdenia cez odpory turbulentný a tak sa ξ stáva nezávislé od Re . Pri určovaní súčiniteľa miestnej straty z tabuliek a grafov treba dôkladne zistiť, pre ktorý prietokový prierez je uvažovaná rýchlosť \bar{u} .

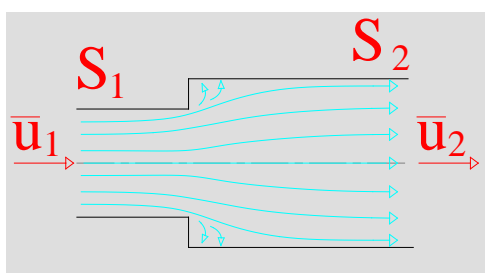


$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \tag{42}$$

Obr. 22 Náhle zúženie potrubia.

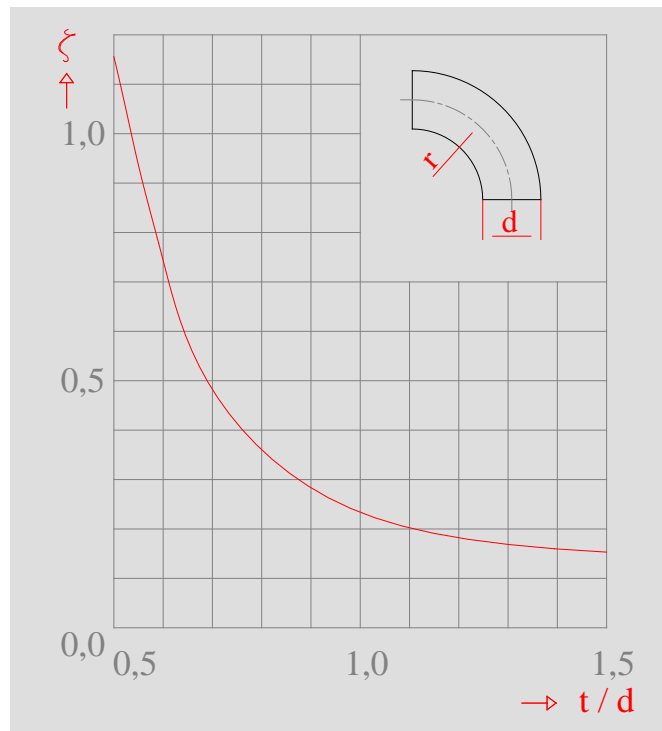


Obr. 23 Závislosť súčiniteľa miestnej straty od geometrie otvoru pre vtok do potrubia.

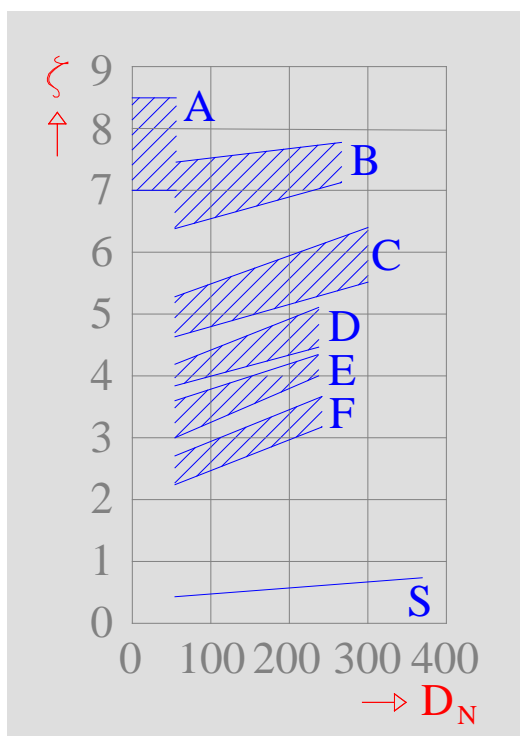


$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \quad (43)$$

Obr. 24 Náhle rozšírenie prierezu.



Obr. 25 Súčiniteľ miestnej straty v hladkom ohybe potrubia o 90°.



- A – uzatvárací ventil s kovaným a vŕtaným telesom
- B – spätný priamy ventil
- C – uzatvárací ventil s liatym telesom
- D – spätný rohový ventil
- E – uzatvárací rohový ventil
- F – uzatvárací ventil so šikmým vretenom
- S – posúvačový uzáver s nezúženým prierezom

Obr. 26 Hodnoty súčiniteľa miestnych strát pre niektoré armatúry.

Výsledná disipačná energia e_z , je potom súčtom všetkých disipačných energií jednotlivých prvkov (potrubí, oblúkov, ventilov, zúžení a pod.) ktoré sú v potrubí.

$$e_z = \sum_1^k e_{zi} \quad (44)$$

Z Bernoulliho rovnice (33) sa vypočíta špecifická energia e_ζ , ktorú dodá kvapaline čerpadlo. Z nej sa potom určí výtlačná výška čerpadla, ktorá je väčšinou udávaná výrobcami v katalógoch čerpadiel (obr. 18):

$$h_v = \frac{e_\zeta}{g} \quad (45)$$

Tiež je možné určiť potrebné zvýšenie tlaku kvapaliny čerpadlom:

$$\Delta p = \rho e_\zeta \quad (46)$$

Pre návrh čerpadla je potom potrebná poznať dva základné parametre:

- prietok \dot{V} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- dodávanú špecifickú mechanickú energiu e_ζ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

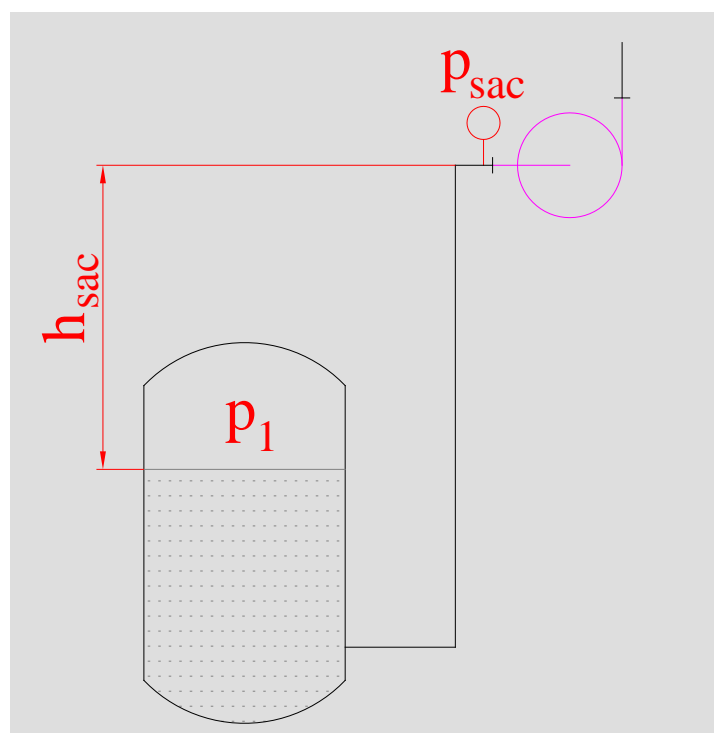
Okrem nich treba zohľadniť:

- potrebnú nasávaciu výšku čerpadla
- fyzikálno chemické vlastnosti čerpanej kvapaliny alebo tekutej zmesi

MAXIMÁLNA SACIA VÝŠKA ČERPADLA

Pri návrhu nasávacieho potrubia je veľmi dôležitou veličinou tlak v nasávacom hrdle čerpadla. Hodnota tohto tlaku musí byť taká, aby bolo zaručené, že tlak ani v jednom mieste čerpadla neklesne na tlak nasýtených pár, prípadne na tlak, pri ktorom dochádza k uvoľňovaniu rozpustených plynov. V opačnom prípade by prišlo k pretrhnutiu stĺpca kvapaliny a ku kavitácii, ktorá má škodlivé účinky na čerpadlo.

Na výpočet tlaku p_{sac} v nasávacom hrdle čerpadla sa použije Bernoulliho rovnica pre nasávaciu vetvu potrubia, ktorá je schematicky znázornená na obr.27.



Obr. 27 Schéma sacej vetvy potrubia.

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{1}{2} u_{sac}^2 + \frac{p_{sac}}{\rho} + gh_{sac} + e_{zs} \quad (47)$$

Z tejto rovnice sa vyjadří

$$p_{sac} = p_1 - \rho gh_{sac} - \rho \frac{u_{sac}^2}{2} - \rho e_{zs} \quad (48)$$

Minimálna prípustná hodnota tlaku p_{sac} ja daná súčtom tlaku nasýtených pár kvapaliny p'' a hodnoty Δp_{sac} , ktorá berie do úvahy pokles tlaku na vstupe do obežného kola

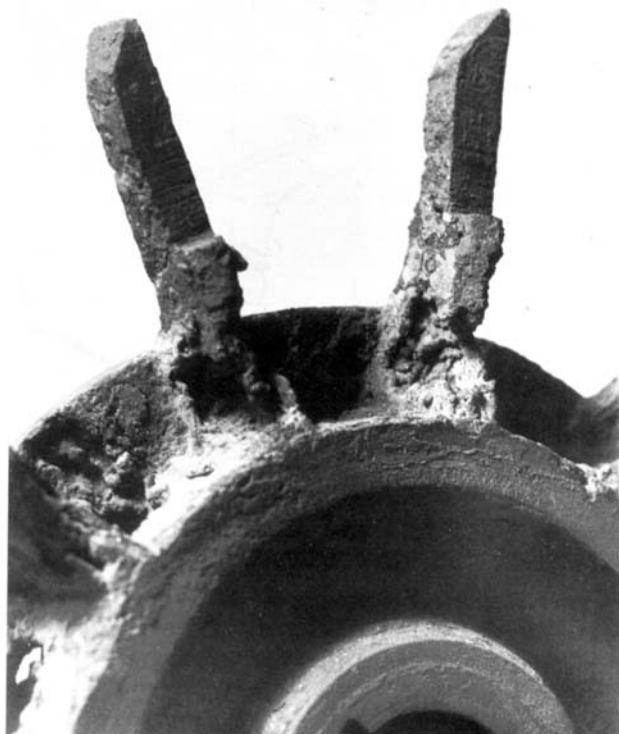
$$p_{sac} \geq p'' + \Delta p_{sac} \quad (49)$$

Hodnota Δp_{sac} je udávaná výrobcom pre danú konštrukciu a parametre čerpadla.

Minimálna prípustaná hodnota tlaku p_{sac} nesmie poklesnúť pod hodnotu udávanú rovnicou (49). Preto je potrebné čerpadlo umiestniť čo najbližšie k miestu odberu, voliť v nasávacom potrubí nižšie rýchlosti prúdenia kvapaliny (vhodné je použiť väčšie priemery potrubia), zaradiť minimálny počet miestnych odporov (kolená, zúženia a pod) do potrubia.

KAVITÁCIA

Kavitácia je spôsobená vznikom bubliniek pár alebo rozpusteného plynu v mieste najnižších tlakov v čerpadle. Tieto bublinky pre prechode do oblasti vyšších tlakov náhle kondenzujú



Obr. 28 Poškodenie kola čerpadla vplyvom kavitácie.

a tým spôsobujú implózie, ktoré zapríčiňujú intenzívne miestne dynamické namáhanie materiálu obežného kola. Kavitácia spôsobuje spočiatku zdrsnenie časti povrchu obežného kola, neskôr rozrušovanie materiálu na rozhraní kryštálov a nakoniec deštrukciu obežného kola.

APARÁTY HYDROSTATICKÉ ČERPADLÁ

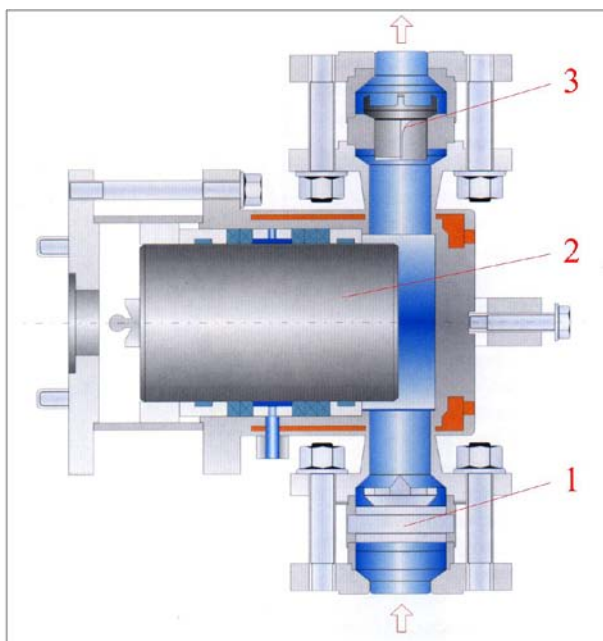
Tieto čerpadlá udeľujú kvapaline vysokú špecifickú energiu v jednom čerpacom stupni a to aj pri čerpaní malého množstva čerpanej kvapaliny. Činné časti čerpadla majú pomerné malé rýchlosti.

K typickým predstaviteľom patria:

piestové

Čerpací výkon sa reguluje zmenou frekvencie pracovného cyklu, alebo zmenou zdvihu špeciálne riešených pohybových mechanizmov. Používajú sa na malé čerpacie výkony, ale často pre veľké špecifické energie čerpanej kvapaliny (tlaku až 200MPa)

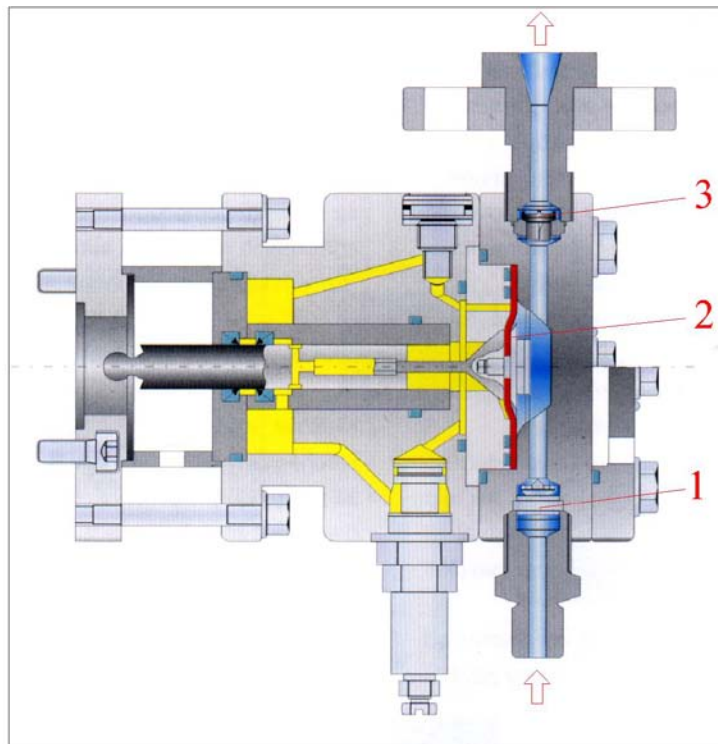
Čerpadlo má na vo vstupnom uzatvárací ventil (1), ktorý sa pri pohybe piesta (2) do zadnej úvrate otvorí vplyvom podtlaku, ktorý je vyvolaný pohybom piesta do zadnej úvrate. Zároveň sa vplyvom podtlaku nasaje kvapalina. V okamihu ako sa piest (2) začne pohybovať do prednej úvrate, vplyvom pretlaku, ktorý nastane vo valci čerpadla, ventil sacieho hrdla (1) sa zavrie a otvorí sa ventil výtlačného hrdla (3). Tekutina začne prúdiť z čerpadla do výtlačného hrdla a z neho do potrubia.



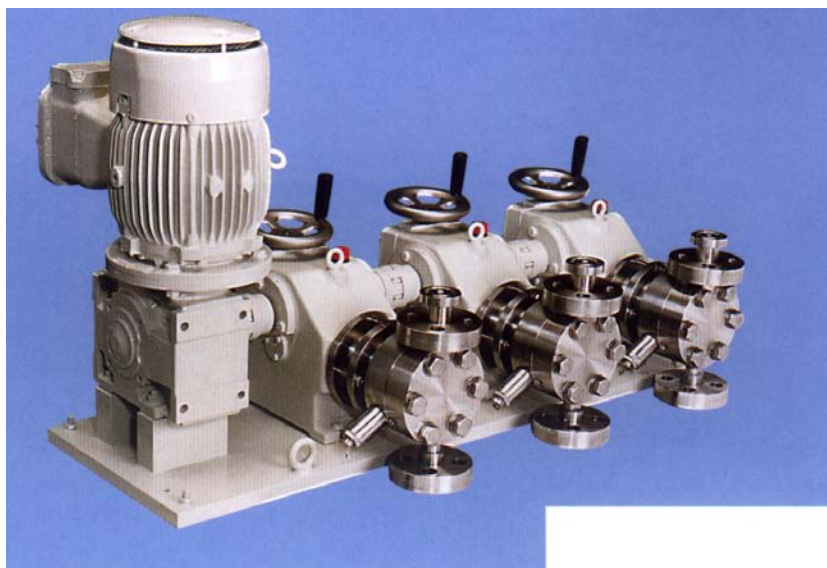
Obr. 29 Schéma piestového čerpadla. 1. uzatvárací ventil v sacom hrdle, 2. piest, 3. uzatvárací ventil vo výtlačnom hrdle.

membránové

Používajú sa tam, kde je potrebné čerpanú kvapalinu hermeticky oddeliť od hnacieho piesta. Používajú sa na veľmi korozívne a erozívne kvapaliny. Princíp ich činnosti je rovnaký ako pri piestových čerpadlách. Rozdiel je len v tom, že pohyblivou funkčnou časťou nie je piest, ale membrána (3).



Obr. 30 Schéma membránového čerpadla. 1. uzatvárací ventil v sacom hrdle, 2. piest, 3. uzatvárací ventil vo výtláčnom hrdle.



Obr. 31 Trojstupňové čerpadlo.

V prípade, že sa požadovaný tlak na výstupe nedosiahne jedným čerpadlo, je možné zapojiť do série niekoľko čerpadiel. Na obr. 31 je zostava troch čerpadiel poháňaných jedným elektromotorom, ktorý poháňa priamo prvé čerpadlo. Druhé čerpadlo je s prvým spojené spojku. Tak isto je spojené aj tretie čerpadlo s druhým. Cez nasávacie hrdlo prvého čerpadla sa nasáva tekutina do prvého čerpadla, ktoré má výstupné hrdlo spojené potrubím s nasávacím hrdlom druhého čerpadla. Podobne je spojené druhé a tretie čerpadlo. Výtláčné hrdlo tretieho čerpadla však už je spojené s potrubím.

zubové

Patria k najstarším typom moderných hydrostatických čerpadiel s evolventným ozubením a sú aj výrobné lacné. Používajú sa najčastejšie na čerpanie mastiacich olejov alebo na čerpanie a dávkovanie viskózných kvapalín. Čerpací výkon sa dá odhadnúť zo vzťahu

$$\dot{V} = \frac{2\pi}{4} (D_h^2 - D_r^2) b n \eta_0 \quad (50)$$

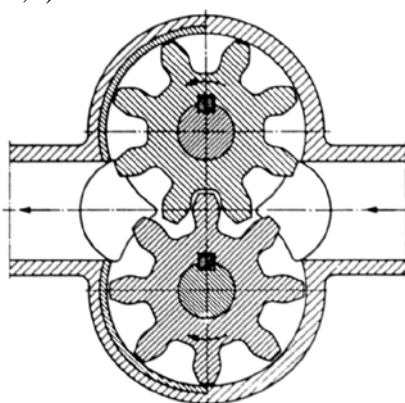
D_h – priemer hlavovej kružnice ozubeného kolesa

D_r – priemer rozostupovej kružnice ozubeného kolies

b – činná šírka ozubeného kolesa

n_k – frekvencia otáčania

η_0 – objemová účinnosť ktorá závisí od stavu čerpadla, rozdielu tlakov na vstupe a výstupe a od viskozity kvapaliny (napr. 0,8)

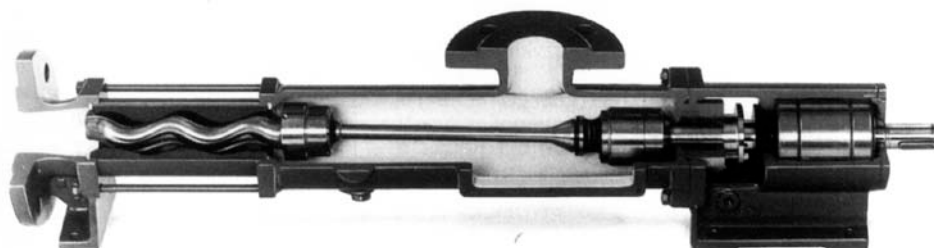
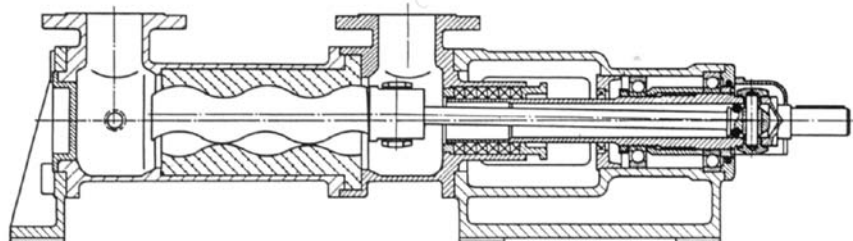


Obr. 32 Zubové čerpadlo.

vretenové

Sú to moderné hydrostatické čerpadlá. Čerpací účinnok sa dosahuje otáčaním závisotvých vretien, pričom sa kvapalina dopravuje závitovými priestormi. Môžu byť jedno alebo viacvretenové.

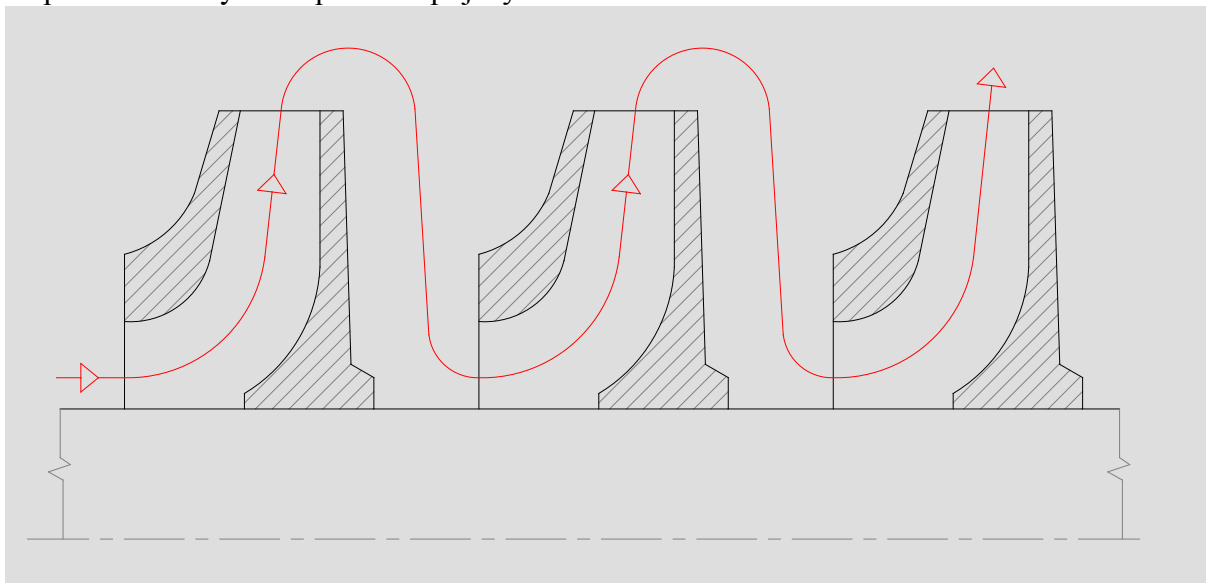
Jednovretenové čerpadlá typu MONO sa používajú na čerpanie suspenzií. V takomto prípade je stator aj rotor namáhaný abrazívnymi účinkami tuhých častíc.



Obr. 33 Jednovretenové čerpadlo.

HYDRODYNAMICKÉ ČERPADLÁ

Hlavnou časťou týchto čerpadiel je obežné koleso. Pre požiadavky dodávania veľkej špecifickej energie, ak ju nemôže získať kvapalina v jednom obežnom kolese, sa konštruujú čerpadlá s viacerými stupňami zapojenými do série.



Obr. 34 Sériové zapojenie obežných kolies hydrodynamického čerpadla.

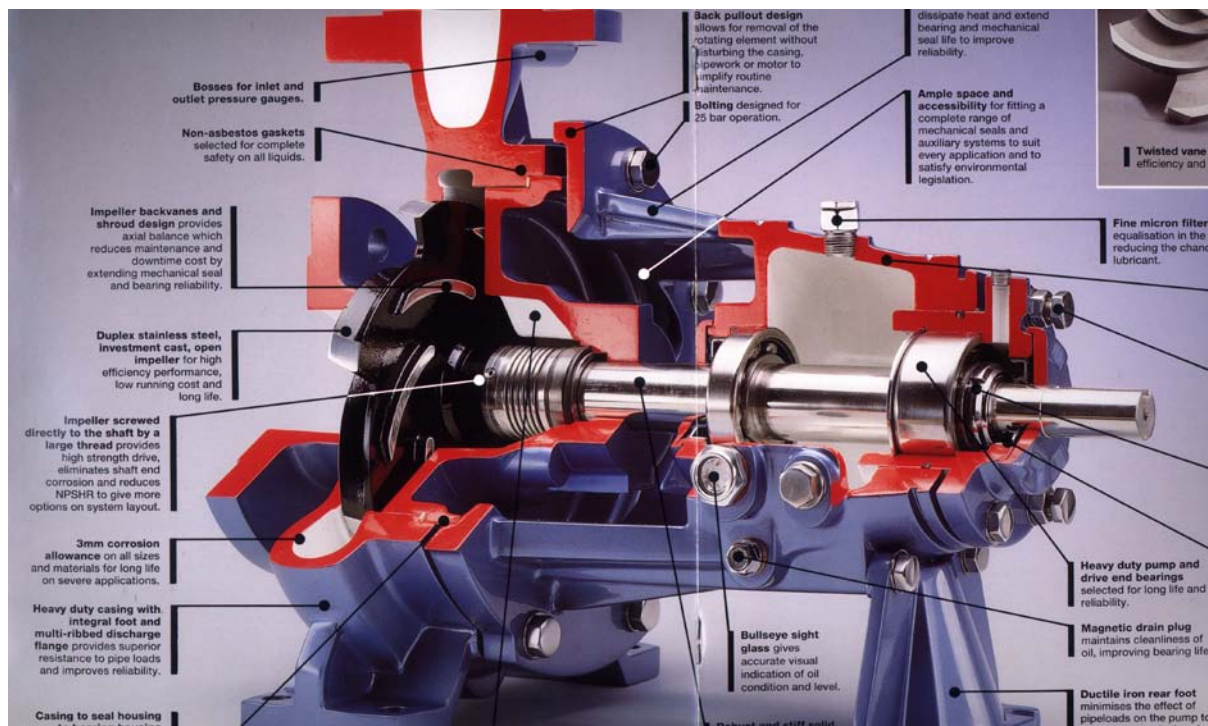
Na obr. 35 je typ radiálneho obežného kolesa je príklad špeciálneho obežného kolesa hydrodynamického čerpadla.



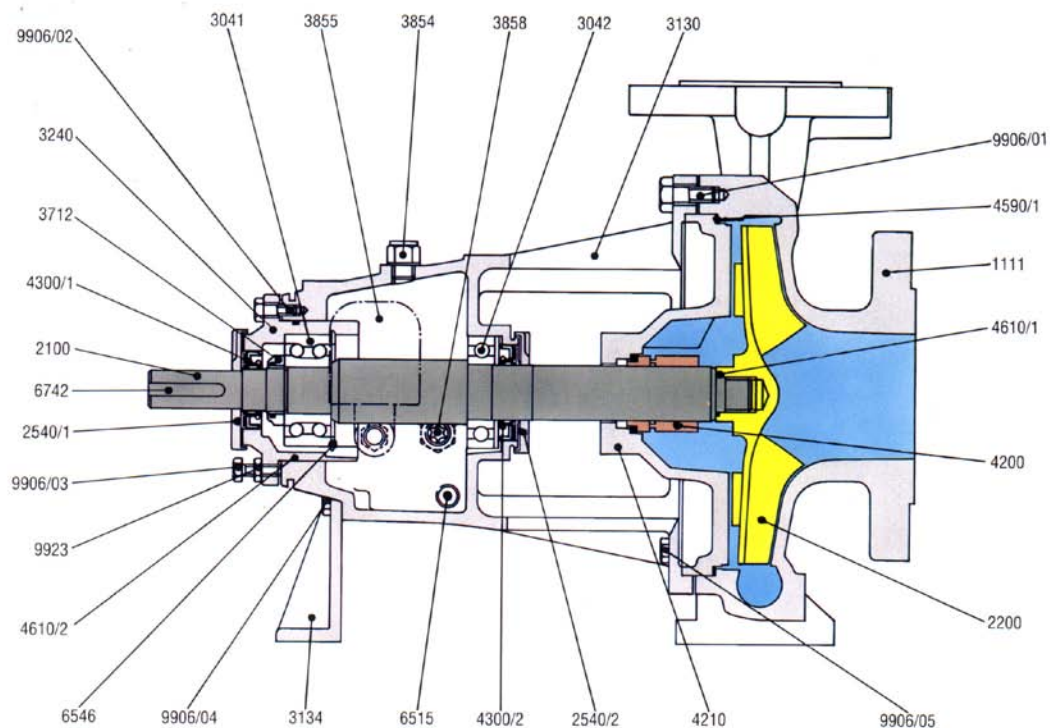
Obr. 35 Špeciálny tvar obežného kolesa hydrodynamického čerpadla.

Čerpacie kanáliky sú vytvorené priestormi medzi lopatkami a bočnými diskami obežného kolesa. Tieto kanáliky sa v axiálnom smere s rastúcim polomerom zužujú a v obvodovom smere s rastúcim polomerom rozširujú. Takýto tvar kanálov obežného kolesa je vhodný z hľadiska prúdenia čistých kvapalín.

Na ďalších obrázkoch sú konštrukčné usporiadania čerpadiel.



Obr. 36 Rez hydrodynamickým jednostupňovým čerpadlom.

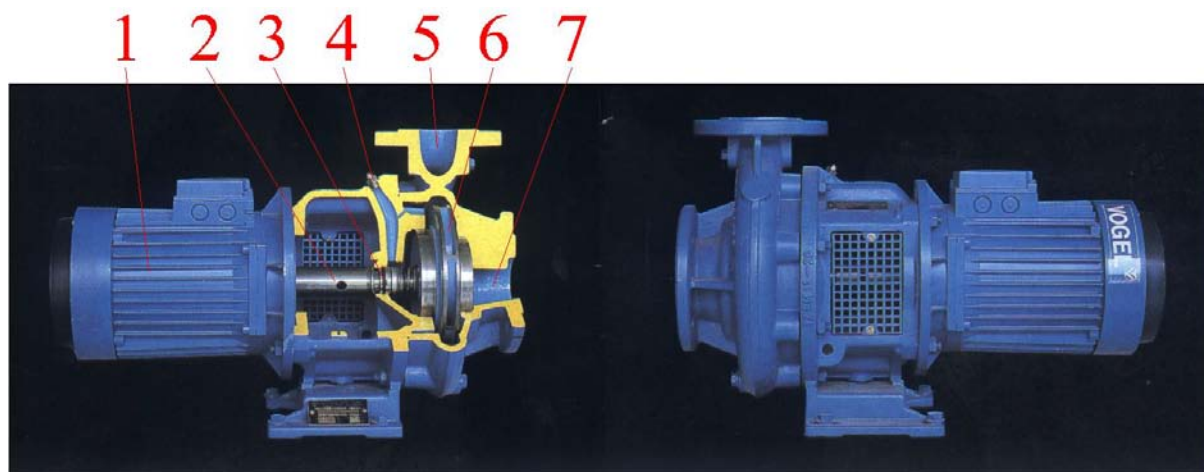


Part Reference	Description
1111	Pump casing
2100	Shaft
2200	Impeller
2540/1	Flinger (liquid) drive side
2540/2	Flinger (liquid) pump side
3041	Bearing (drive side)
3042	Bearing (pump side)
3130	Bearing housing
3134	Support foot
3240	Bearing carrier
3712	Bearing nut
3854	Oil filler plug/breather

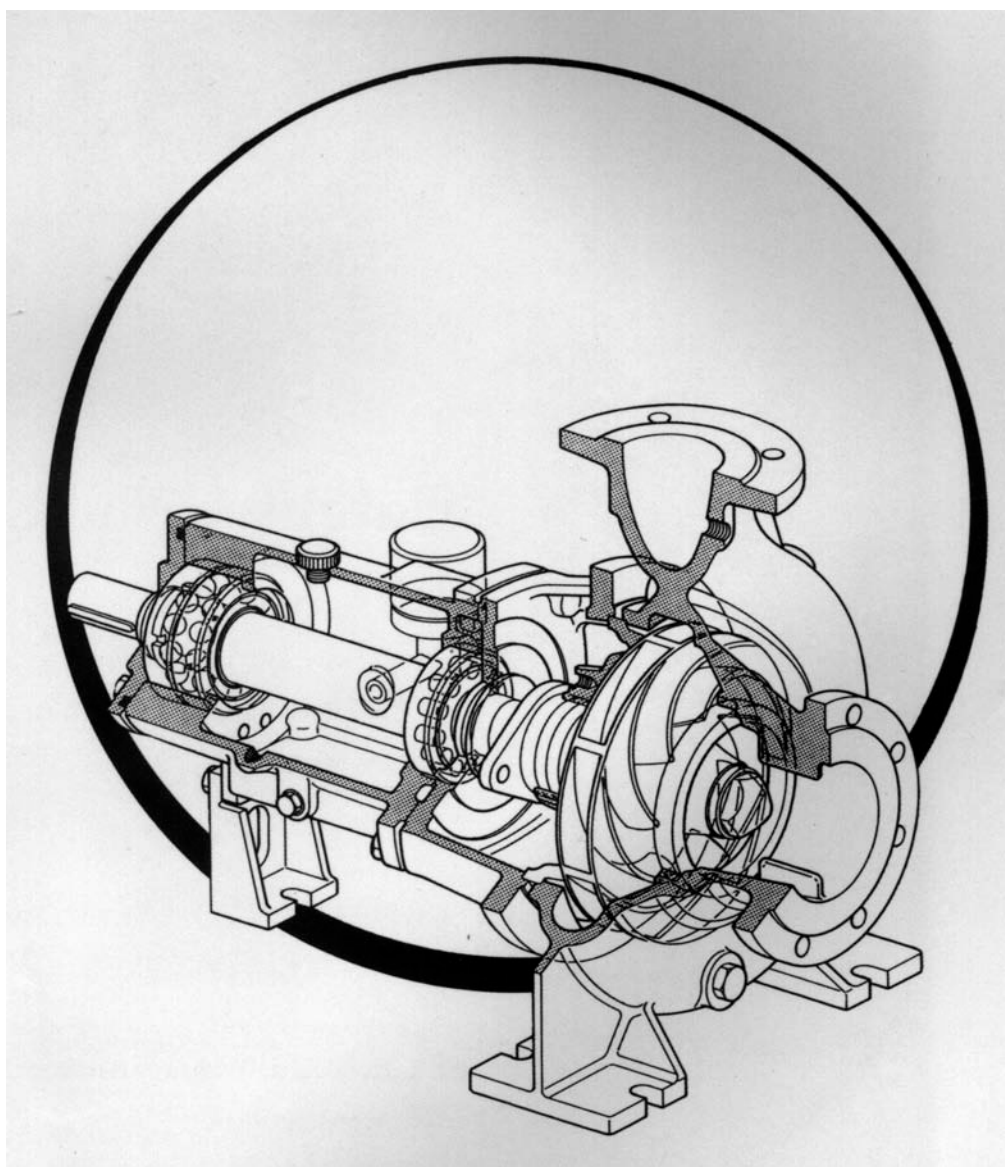
Part Reference	Description
3855	Constant level oiler
3858	Sight glass
4200	Mechanical seal
4210	Mechanical seal housing
4300/1	Radial lip seal (drive side)
4300/2	Radial lip seal (pump side)
4590/1	Pump casing gasket
4610/1	'O' ring
4610/2	'O' ring
6515	Drain plug (magnetic)
6546	Inner circlip
6742	Coupling key

Part Reference	Description
9906/01	Hex. screw
9906/02	Hex. screw
9906/03	Hex. screw
9906/04	Hex. screw
9906/05	Hex. screw
9923	Hex. nut
Items not illustrated	
Part Reference	Description
2450	Shaft sleeve
3853	Grease nipples
6515	Drain plug (casing)
6575	Screw (jacking)

Obr. 37 Rez hydrodynamickým jednostupňovým čerpadlom s vyznačením všetkých konštrukčných prvkov čerpadla.



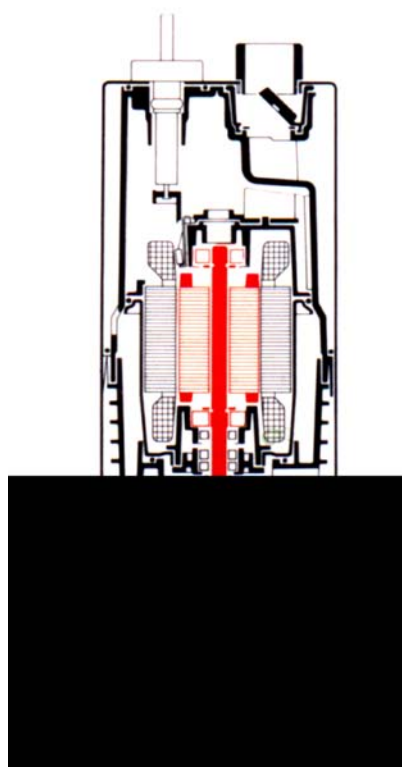
Obr. 38 Rez a pohľad na hydrodynamické jednostupňové čerpadlo. 1. motor, 2. hriadel' obežného kolesa, 3. mechanická upchávka, 4. otvor pre mazanie upchávky, 5. výtlačné hrdlo, 6. obežné koleso, 7. nasávacie hrdlo.



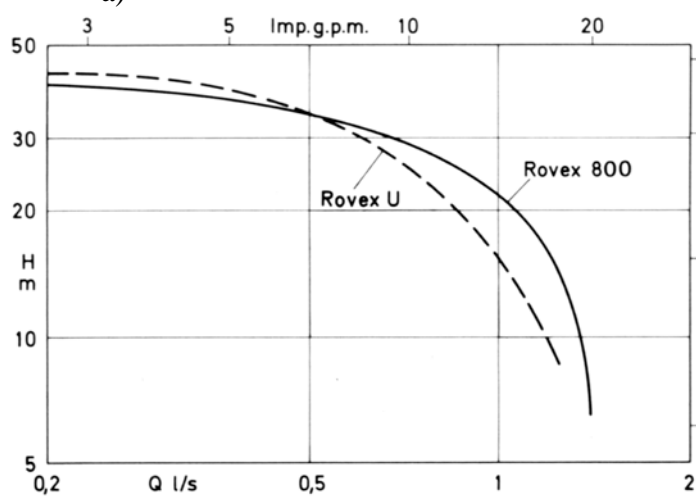
Obr. 39 Priestorový rez hydrodynamickým jednostupňovým čerpadlom.



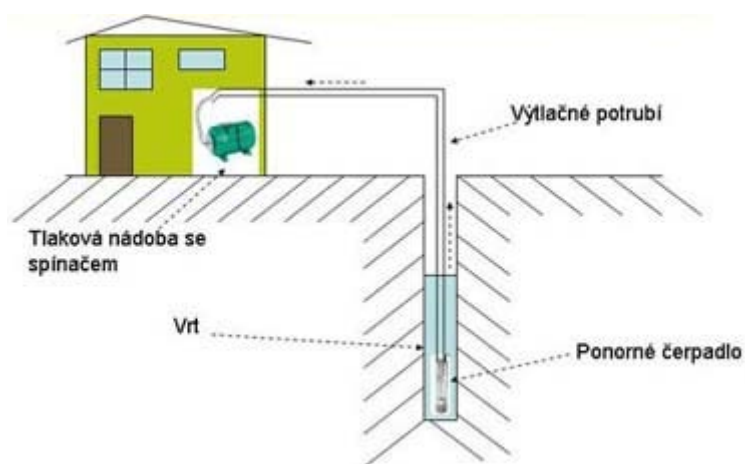
a)



b)



c)



d)

Obr. 40 Ponorné čerpadlo. a) pohľad na ponorné čerpadlá, b) rez ponorným čerpadlom, c) charakteristika rôznych typov ponorného čerpadla, d) inštalácia ponorného čerpadla.

Ponorné čerpadlá majú špeciálnu konštrukciu, ktorá umožňuje ich celé ponorenie do kvapaliny. S výhodou sa používajú pre hlboké vrty, kedy nie je možné použiť klasické čerpadlá, lebo by bola potrebná veľká sacia hĺbka, ktorá by neumožnila prevádzku čerpadla, resp. by hrozila kavitácia v sacom potrubí. Ponorné čerpadlo, tým že je celé ponorené v kvapaline nepotrebuje sacie potrubie. Má len výtlačné potrubie. Na obr. 40 b je červenou farbou znázornený rotor so štyrmi obežnými kolesami.

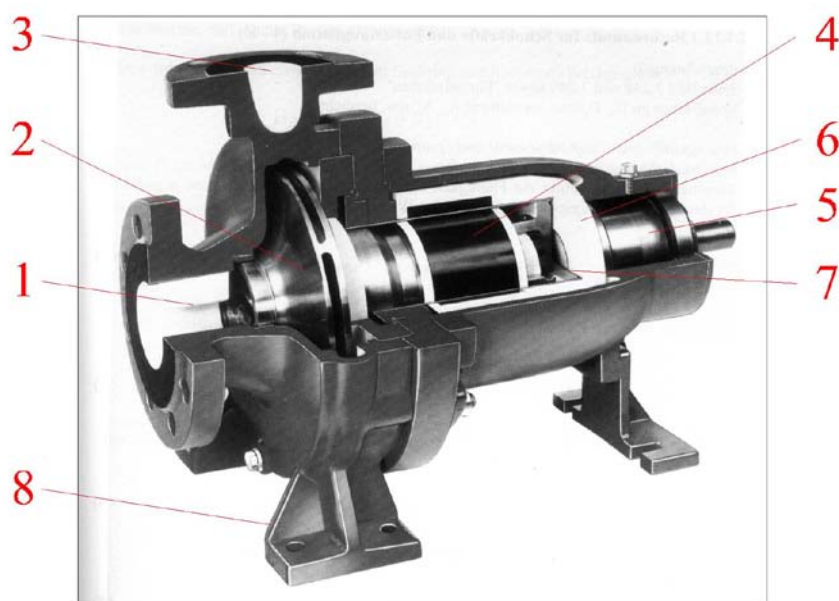
PRIEMYSLENÉ APLIKÁCIE

Čerpadlá patria medzi najpoužívanejšie zariadenia v chemickom, potravinárskom priemysle, energetike a pod.

Kladú sa na ne rôzne požiadavky. Niekedy slúžia na dopravu tekutín na veľké vzdialenosti, pričom obyčajne sa dopravujú väčšie množstvá tekutín. Inokedy sa používajú na presné vstrekovanie malých objemov, napr. do reaktorov, alebo do motorov.

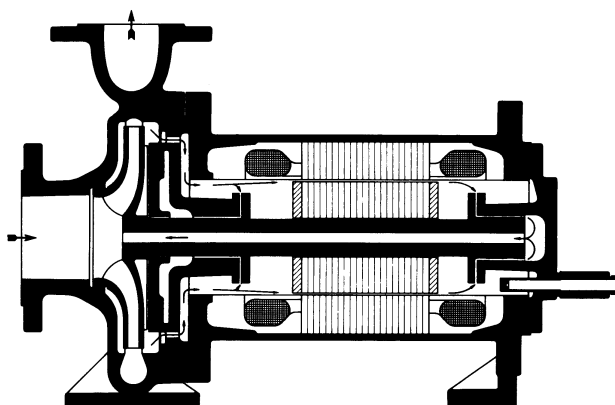
Môžu dopravovať rôzne kvapaliny od riedkych (málo viskózných) ako je napr. voda, mlieko, benzín až po tekutiny husté, ako sú napr. polyméry, cukrový sirup. Často sa používajú pre čerpanie suspenzií, obsahujúcich tuhé častice. Samostatnú pozornosť treba venovať čerpaniu nebezpečných a výbušných tekutín, kedy je potrebné použiť čerpadlá špeciálnej konštrukcie, aby sa zabránilo úniku nebezpečných látok cez tesnenia. Pre dopravu skvapalnených plynov, horľavých alebo zdravotne škodlivých kvapalín sa používajú rozmanité druhy mechanických upchávok.

Pre najnáročnejšie podmienky, kde sa vyžaduje absolútna tesnosť, napr. pri prudko jedovatých, výbušných alebo rádioaktívnych kvapalinách sa používajú bezupchávkové čerpadlá. Sú konštruované tak, že tvoria s motorom hermeticky uzatvorený blok. Rotor sa otáča v čerpanej kvapaline, ktorá zároveň maže ložiská a chladí čerpadlo a jeho motor. Priestor statora je od čerpanej kvapaliny hermeticky oddelený puzdrom z nemagnetického materiálu, ktoré je umiestnené v medzere medzi rotorom a statorom.

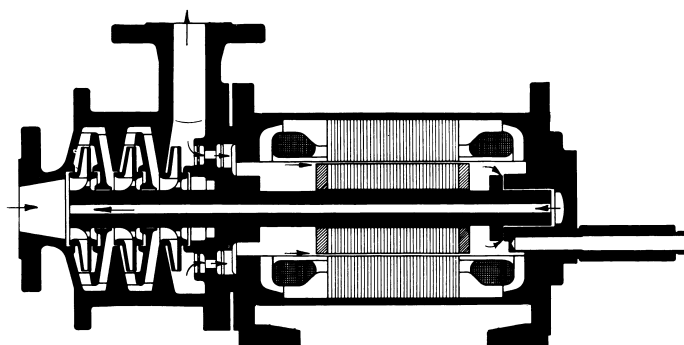


Obr. 41 Jednostupňové bezupchávkové čerpadlo. 1. sacie hrdlo, 2. obežné koleso, 3. výtlačné hrdlo, 4. rotor, 5. hnací hriadeľ s magnetom, 6. puzdro, 7. ??? 8. pätky.

Hermetické odstredivé čerpadlá so zapúzdeným motorom sú v chemickom priemysle používané čoraz častejšie, pretože zaručujú, hlavne pri extrémnych pracovných parametroch, tesnosť, významne redukovaný hluk, trojnásobne predĺžený čas medzi opravami a prehliadkami a menšie nároky na priestor oproti konvenčným čerpadlám. Pre všetky odstredivé čerpadlá je významným činiteľom ohraničený pracovný rozsah, pričom prevádzkovanie mimo tento rozsah vedie obvyčajne k poruďiam prevádzky alebo tiež k havárii čerpadla. Poznanie minimálneho a maximálneho dopravovaného množstva, teda daného doporučeného prevádzkovania, je zvlášť dôležité. Pre čerpadlá so zapúzdeným motorom sa k tomu pripája aj tá osobitosť, že elektromotor je súčasťou hydraulického okruhu. (obr.41, 42 a 43).



Obr. 42 Funkčná schéma jednostupňového čerpadla s chladiacim prúdom.



Obr. 43 Funkčná schéma viacstupňového čerpadla s chladiacim prúdom.

Tesnosť stroja je zaručená tým, že žiadne rotujúce časti neprechádzajú telesom čerpadla. Uloženie spoločného hriadeľa čerpadla a motora je v ložiskách, ktoré sa tiež nachádzajú v priestore vyplnenom dopravovaným médiom.

K odvedeniu tepelných strát motora slúži odoberaný čiastkový prúd kvapaliny, ktorý využíva diferenciu tlaku medzi saním a výtlakom čerpadla. Chladiaci prúd prechádza štrbinou medzi rotorom a statorom, cez vrtaný hriadeľ do sania pred obežné koleso. Týmto spôsobom sa odvedie 80 až 95 % tepla, zvyšok sa vyžiari do okolia povrchom telesa čerpadla. Toto má tiež vplyv na možnosti použitia čerpadla.

POTRUBNÁ DOPRAVA KVAPALÍN

DEFINÍCIA

V potrubíach sa tekutiny dopravujú na rôzne vzdialenosti. Môžu to byť transkontinentálne siete ako sú ropovody a plynovody, kratšie vzdialenosti ako mestské rozvody pitnej vody, krátke vzdialenosti ako napr. potrubné siete vo fabrikách až po vzdialenosti niekoľko centimetrov, napr. pri potrubíach spájajúcich dve zariadenia.

Vplyvom viskózneho trenia dopravovanej tekutiny o steny potrubia a vplyvom dynamických účinkov nerovnosti steny potrubia na prúdiacu tekutinu dochádza v prúdiacej tekutine k disipácii mechanickej formy energie na tepelnú. Táto disipácia energie sa prejavuje stratou tlaku v prúdiacej tekutine.

HNACIA SILA

Hnacia sila je rozdiel špecifickej mechanickej energie na vstupe a výstupe z potrubia.

Ak sa kvapalina dopravuje z miesta s vyššou energiou do miesta s nižšou energiou vtedy sa môže pre dopravu použiť priamo tento rozdiel energií. Prietok \dot{V} sa vtedy nastaví tak, aby sa hnacia sila, t.j. rozdiel energií kvapaliny, rovnala disipácii energie spôsobenej súčtom odporov trením a miestnych odporov. Tomuto sa hovorí doprava kvapalín samospádom.

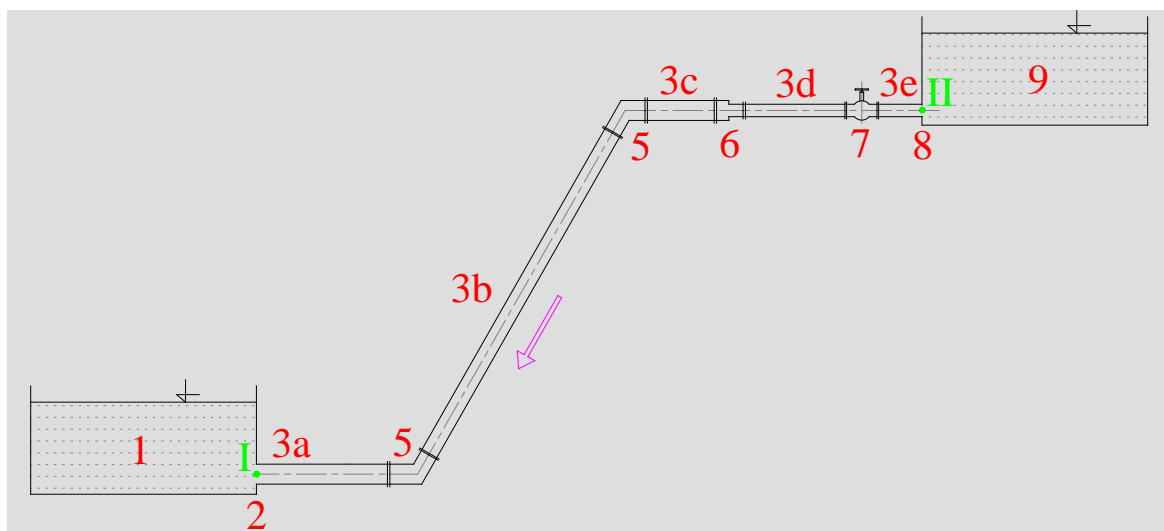
Ak kvapalina nemá na dopravu potrubím dostatočnú hnaciu silu, potom sa musí chýbajúci rozdiel energií dodať. Toto sa realizuje napr. :

- čerpadlami
- hydrostatickými
- hydrodynamickými

- tlakom plynu alebo pary na hladinu kvapaliny pred jej vstupom do potrubia
prúdom inej kvapaliny, plynu alebo pary

PRINCÍP VÝPOČTU

Strata mechanickej energie pri prúdení tekutiny v potrubí je teda spôsobená trením v rovnom potrubí a vplyvom miestnych odporov pri prúdení v ohyboch, odbočkách, ventiloch a pod.



Obr. 44 Príklad potrubnej vetvy s potrubiami a miestnymi odpormi pre dopravu tekutiny samospádom.

Pre bilancovanie mechanickej energie nestlačiteľnej tekutiny, prúdiacej medzi dvomi miestami 1 a 2 v potrubí sa použije integrálny tvar Bernoulliho rovnice. Vzťahuje sa na vetvu

medzi bodmi I a II, pričom indexy 1 na ľavej strane rovnice platia pre miesto I a indexy 2 na pravej strane rovnice platia pre miesto II.

$$\frac{1}{2}\kappa_1^2 u_1^{-2} + \frac{p_1}{\rho} + gh_1 = \frac{1}{2}\kappa_2^2 u_2^{-2} + \frac{p_2}{\rho} + gh_2 + e_z \quad (51)$$

Rovnica má podobný tvar ako pre výpočet potrubia s vetvou obsahujúcou čerpadlo, len s tým rozdielom, že člen zahrňujúci energiu čerpadla e_c v nej nie je.

NÁVRH PRIEMERU POTRUBIA PRE ZADANÝ PRIETOK

Pri projektovaní potrubí sa väčšinou rieši problém návrhu priemeru potrubia pre zadaný prietok, pričom nie je predpísaná tlaková strata tekutiny v potrubnej sieti.

Postup je nasledovný.

1. Navrhne sa odporúčaná rýchlosť prúdenia látky pre rôzne účely podľa hodnôt v tabuľke 2. Pri voľbe rýchlosti sa vychádza z týchto zásad:

- s rastúcou rýchlosťou narastajú aj tlakové straty.
- pre krátke a jednoduché potrubie bez veľkého počtu miestnych odporov sa volí vyššia rýchlosť
- pre potrubia s vyšším pracovným pretlakom a dovoleným väčším tlakovým spádom sa volí väčšia rýchlosť
- pre potrubia menších priemerov sa volia menšie rýchlosti

2. Pre zvolenú prietokovú rýchlosť a zadaný prietok sa vypočíta prierez potrubia

$$S = \frac{\dot{V}}{u} \quad (52)$$

Z neho sa vypočíta priemer potrubia. Tento sa zaokrúhli na najbližší priemer rúry, ktorá sa vyrába a pre tento priemer sa vypočíta rýchlosť prúdenia tekutiny v potrubí s týmto priemerom.

3. Určí sa charakter prúdenia podľa Reynoldsovho čísla

4. Pre toto prúdenie sa určí hodnota súčiniteľa trenia tekutiny λ , postupom uvedeným pre výpočet potrubia s čerpadlom a vypočíta sa veľkosť straty mechanickej energie trením e_z .

5. Z Bernoulliho rovnice sa potom vypočíta napr. rozdiel tlakov v bodoch I a II, resp. iné parametre potrebné parametre pre navrhovaný potrubný systém.

PRACOVNÝ BOD ČERPADLA

Pracovný bod čerpadla sa získa ako priesečník energetickej charakteristiky potrubného systému a energetickej charakteristiky čerpadla.

Charakteristika energetického nároku potrubného systému $Y_p(\dot{V})$ je daná rovnicou (53), ktorá sa vyjadří ako funkcia \dot{V} . Ak sa zanedbá rozdiel kinetických energií na vstupe a výstupe potrubia, potom pre turbulentný tok kvapaliny bude

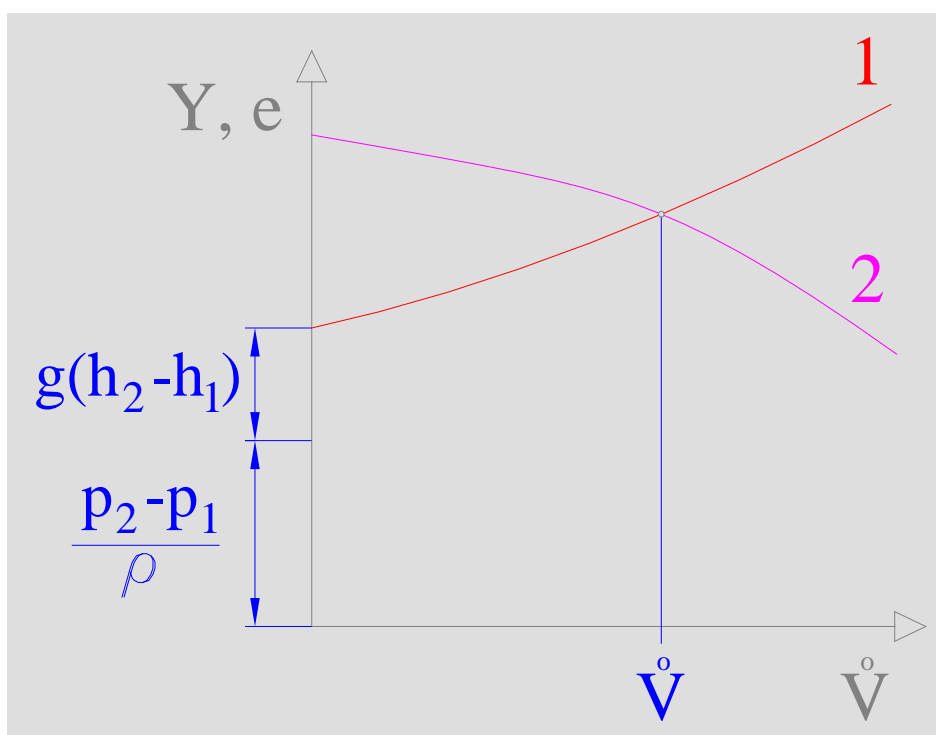
$$Y_p = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g(h_2 - h_1) + 0,811\lambda \frac{L + L_e}{d^5} \dot{V}^2 \quad (53)$$

Vo vzťahu vystupuje člen L_e , ktorý predstavuje tzv. ekvivalentnú fiktívnu dĺžku potrubia, ktorá má rovnakú dĺžkovú stratu ako príslušný miestny odpor v potrubí. Ekvivalentná dĺžka sa získa prepočítaním príslušnej miestnej straty pomocou vzťahu:

$$L_e = \frac{d^3}{\lambda} \sum_i \frac{\xi_i}{d_i^2} \quad (54)$$

To znamená, že treba určiť hodnoty všetkých miestnych strát, tieto prepočítať podľa vzťahu (54) na ekvivalentné fiktívne dĺžky potrubí, tieto spočítať a dosadiť do rovnice (53).

Grafické znázornenie typického tvaru oboch charakteristík, t.j. energetického nároku potrubia a energetickej ponuky hydrodynamického čerpadla s radiálnym obežným kolesom je na obr.



Obr. 45 Určenie pracovného bodu čerpadla. 1. charakteristika potrubia, 2. charakteristika čerpadla.

Tvar charakteristiky potrubia sa určí z rovnice (53) pre rôzne hodnoty prietoku \dot{V} a jemu odpovedajúce dĺžkové straty potrubia L a miestne straty prevedené na ekvivalentné fiktívne dĺžky potrubia L_e .

Charakteristika čerpadla sa odčíta z katalógu čerpadla, dodávaného výrobcom.

Pracovný bod čerpadla je potom daný priesečníkom oboch charakteristík. Tento bod udáva aký tlak a prietok zabezpečí konkrétne čerpadlo po zapojení do danej siete.

Čerpačí výkon hydrodynamických čerpadiel možno regulovať škrtaním prietoku kvapaliny regulačným orgánom (ventil,...) na výtlačnom potrubí. Takáto regulácia zmení charakteristiku potrubného systému (čiarkovaná čiara) a je energeticky nevýhodná. Výhodnejšie je regulovať pomocou zmeny otáčok obežného kolesa.

ZOZNAM SYMBOLOV

b	-	dĺžkový rozmer	[m]
c_p	-	špecifická tepelná kapacita pri konštantnom tlaku	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_v	-	špecifická tepelná kapacita pri konštantnom objeme	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	-	priemer potrubia	[m]
d_h	-	hydraulický priemer potrubia	[m]
e_ζ	-	špecifická energia od čerpadla dodaná tekutine	[J.kg ⁻¹]
e_z	-	disipačná energia v potrubí	[J.kg ⁻¹]
e_{zs}	-	disipačná energia v sacom potrubí	[J.kg ⁻¹]
e_{zi}	-	disipačná energia v i – tej armatúre	[J.kg ⁻¹]
g	-	ťažové zrýchlenie	[m.s ⁻²]
h	-	dĺžkový rozmer	[m]
h_{sac}	-	sacia výška	[m]
$h_v,$	-	výtlačná výška čerpadla	[m]
k_{str}	-	stredná drsnosť potrubia	[m]
k^*	-	pomerná drsnosť vnútornej steny potrubia	[-]
n	-	polytropický exponent	[-]
n_k	-	frekvencia otáčania	[s ⁻¹]
n_p	-	frekvencia pohybu piesta.	[s ⁻¹]
p	-	tlak	[Pa]
p_i	-	stredný indikátorový tlak	[Pa]
p_s	-	tlaku pred stlačením v kompresore	[Pa]
p_{sac}	-	sací tlak v sacom potrubí čerpadla	[Pa]
p_v	-	tlaku plynu po jeho stlačení v kompresore	[Pa]
p''	-	tlaku nasýtených pár kvapaliny	[Pa]
r	-	rádus	[m]
\bar{u}	-	priemerná objemová rýchlosť	[m.s ⁻¹]
\bar{u}_{sac}	-	rýchlosť kvapaliny v sacom potrubí	[m.s ⁻¹]
v	-	mólový objem	[m ³ .mol ⁻¹]
\bar{w}	-	priemerná hmotnostná rýchlosť	[kg.m ⁻² .s ⁻¹]
z	-	kompresibilitný faktor	[-]
Δp	-	tlaková strata	[Pa]
Δp_{sac}	-	tlaková stata v sacom potrubí	[Pa]
Δp_z	-	tlaková stata v potrubí	[Pa]
A	-	práca	[J]
A_h	-	konštanta potrubia	[-]
D_h	-	priemer hlavovej kružnice ozubeného koleša	[m]
D_r	-	priemer rozstupovej kružnice ozubeného koleša	[m]
D_N	-	svetlosť potrubia	[m]
L	-	zdvih kompresora	[m]
$L_{e,}$	-	ekvivalentnú fiktívnu dĺžku potrubia	[m]
M	-	mólová hmotnosť	[kg.mol ⁻¹]
O	-	zmáčaný obvod prietokového prierezu potrubia	[m]
P	-	príkon	[W]
Po	-	príkonové číslo	[-]
R	-	univerzálna plynová konštanta	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
Re	-	Reynoldsovo číslo	[-]
S	-	plocha piesta alebo potrubia	[m ²]
T	-	teplota	[K]

V	objem	$[m^3]$
\dot{V}	objemový prietok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
\dot{V}^*	bezrozmerný prietok	$[-]$
V_p	pracovný objem	$[m^3]$
\dot{V}_t	teoretický objemový výkon hydrostatického čerpadla	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
Y	špecifická energia ktorú dodáva čerpadlo od prietoku kvapaliny	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_p	energetického nároku potrubného systému	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y^*	bezrozmerná špecifická energia	$[J \cdot kg^{-1}]$
η	dynamická viskozita	$[Pa \cdot s]$
η_{ad}	adiabatická účinnosť kompresora	$[-]$
η_{cad}	celková adiabatická účinnosť	$[-]$
η_{ciz}	celková izotermická účinnosť	$[-]$
η_m	mechanická účinnosť kompresora	$[-]$
η_{iz}	izotermická účinnosť kompresora	$[-]$
η_0	objemová účinnosť	$[-]$
ρ	hustota tekutiny	$[kg \cdot m^{-3}]$
κ	adiabatický exponent	$[-]$
κ_i	korekčné súčinitele kinetickej energie	$[-]$
λ	súčiniteľa trenia tekutiny	$[-]$
ξ	stratový súčiniteľ miestneho odporu	$[-]$

LITERATÚRA

- [1] Vavro K., Peciar M.: Procesné strojnictvo I, STU v Bratislave, Vydavateľstvo STU, Bratislava, 1998, ISBN 80-227-1030-X
- [2] Vavro K., Novák V., Rieger F.: Hydraulické pochody, SVŠT v Bratislave, Edičné stredisko SVŠT, Bratislava, 1983
- [3] Michalička F., Molnár A.: Aplikovaná fyzikálna chémia, SVŠT v Bratislave, 1988
- [4] Neumaier R.: Hermetische Pumpen, W.H. Faragallah, D-65843 Sulzbach Verlag und Bildarchiv 1994, ISBN-3-929682-05-2

PRÍKLADY

1. Návrh hydrodynamického čerpadla pre zadaný prietok a výtlačnú výšku
2. Výpočet maximálnej sacej výšky čerpadla
3. Výpočet pracovného bodu čerpadla

OTÁZKY NA SKÚŠKU

1. Čerpadlá, rozdelenie, schematické zobrazenie princípu týchto čerpadiel a ich charakteristiky.

Princíp výpočtu čerpadla podľa Bernoulliho rovnice.
Maximálna sacia výška čerpadla.

2. Potrubná doprava kvapalín, výpočet tlakových strát v potrubí a ich aplikácia v Bernoulliho rovnici.

Návrh priemeru potrubia pre zadaný prietok.
Pracovný bod čerpadla v potrubnej sieti.