

ZÁKLADNÉ PARAMETRE A CHARAKTERISTIKY ČERPADLA

Doc. Ing. Michal VARCHOLA
Strojnícka fakulta STU, Bratislava
Slovenská republika

Práca čerpadla v systéme je charakterizovaná celým radom parametrov, z ktorých najdôležitejšie sú: prietok, špecifická energia (tlak, dopravná výška) a príkon resp. účinnosť čerpadla.

Prietok čerpadla. Rozlišujeme objemový prietok Q a hmotnostný prietok Q_m . Objemový prietok je objemové množstvo kvapaliny, dodávané čerpadlom cez výťažnú prírubu za jednotku času. Súčet prietoku a únikov cez upchávku, tesniace kruhy a pod. sa nazýva teoretický prietok čerpadla. Medzi hmotnostným a objemovým prietokom platí vzťah

$$Q_m = \rho Q$$

Okrem toho poznáme v čerpadlarskej praxi pojmy dané STN EN 12723 (predtým STN 11 0001):

- Q_n - normálny prietok, prietok pri ktorom sa predpokladá zvyčajná prevádzka čerpadla.
- Q_{opt} - optimálny prietok, prietok v bode maximálnej účinnosti čerpadla.
- Q_{min} - minimálny prietok, minimálny prípustný prietok podľa prevádzkových podmienok.
- Q_{max} - maximálny prietok, najväčší prietok predpokladaný pri pracovných podmienkach.
- $Q_{min all thermal}$ - najnižší prietok, pri ktorom možno čerpadlo prevádzkovať bez zhoršenia jeho prevádzkového chodu vplyvom zvýšenia teploty čerpanej kvapaliny.
- $Q_{min all stable}$ - najnižší prietok, pri ktorom možno čerpadlo prevádzkovať bez prekročenia medzných hodnôt hlučnosti vibrácie stanovených v objednávke.
- Q_1 - vstupný prietok
- Q_2 - výstupný prietok

Ostatné pojmy o prietokoch možno nájsť v STN EN 12723.

Dopravná výška, špecifická energia, čerpadla je práca resp. energia každého kilogramu kvapaliny získaná pracovným procesom čerpadla. Znamená rozdiel energií pred čerpadlom a na výstupe z čerpadla. Možno ju vyjadriť vzťahom (Indexom 1 sú označené parametre na vstupe do čerpadla a indexom 2 parametre na výstupe z čerpadla - pozri obr.2):

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g(z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

Vo vyjadrení rozdielom tlaku

$$\Delta p = p_2 - p_1 + \rho g(z_2 - z_1) + \rho \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

alebo vo vyjadrení ako dopravnej výšky

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

Je jasné, že dopravná výška čerpadla je výška stĺpca kvapaliny, do ktorej vytlačí čerpadlo kvapalinu a je ekvivalentná tlaku čerpadla alebo špecifickej energii čerpadla.

Kavitačná rezerva.

Pre prácu čerpadla bez kavitácie je nevyhnutné, aby na vstupe do čerpadla bola minimálna energia, ktorá zabezpečuje prevádzku nad hodnotou tlaku nasýtených pár pri danej teplote. Tento nevyhnutný prebytok energie nazývame kavitačnou rezervou. Podstatu ozrejmuje obr. 3c. Prebytok energie môžeme vyjadriť vzťahom:

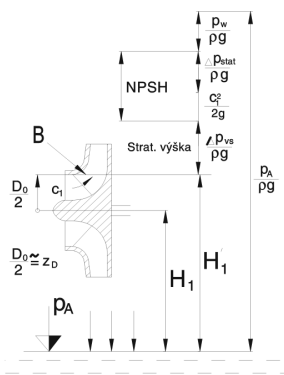
$$\Delta Y = \frac{p_{amb} - p_w}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + \frac{\Delta p_s}{\rho} + g \times z_s$$

Alebo:

$$NPSH = \frac{p_{amb} - p_w}{\rho \times g} + H_1 + h_z$$

NPSH - čistá pozitívna nasávací výška - hodnota prebytku nasávacej výšky čerpadla nad dopravnú výšku ekvivalentného tlaku nasýtených pár kvapaliny pri príslušnej teplote predpokladaná vzhľadom na vzťažnú rovinu na určenie (NPSH) (pozri obr. 2.) hZ je stratová výška bližšie pozri STN EN 12723.)

- z_s - rozdiel polohy manometra na saní čerpadla a osi čerpadla
- p_{amb} - atmosférický tlak
- p_w - tlak nasýtených pár pri danej teplote
- c_1 - rýchlosť v nasávacom potrubí



Obr.3.c K objasneniu sacej schopnosti

Hodnota kavitačnej rezervy, zabezpečujúca prácu čerpadla bez zmeny jeho základných parametrov sa nazýva dovolená kavitačná rezerva a z nej sa vypočíta dovolená sacia výška.

Výkon čerpadla a účinnosť.

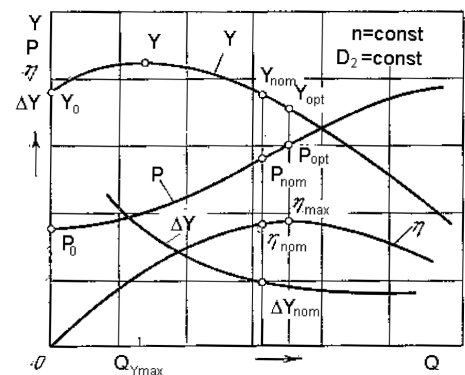
Činný výkon čerpadla je ten, ktorý je čerpadlom dodávaný kvapaline.

$$P = \rho Q Y = \rho Q g H = \Delta p Q$$

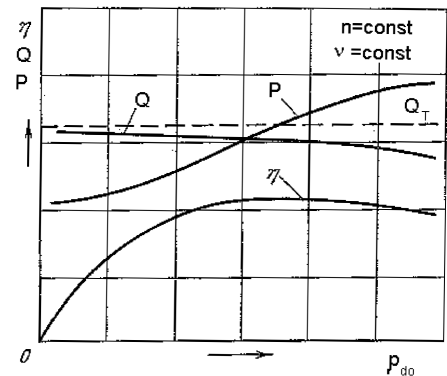
Účinnosťou čerpadla nazývame pomer činného výkonu k príkonu čerpadla na spojke.

$$\eta = \frac{\text{hydraulický výkon}}{\text{potrebný príkon}} = \frac{\rho Q Y}{P_p}$$

Charakteristikou čerpadla nazývame grafickú závislosť základných parametrov pre rozdielne režimy práce čerpadla. Pri hydrodynamických čerpadlách nezávislou veličinou je prietok čerpadla (obr.3a) a pri hydrostatických čerpadlách je nezávislou veličinou dopravný tlak (špecifická energia) (obr.3b), pri konštantných otáčkach, viskozite a špecifickej hmotnosti čerpanej kvapaliny. Na charakteristike hydrodynamického čerpadla rozlišujeme režimy:



Obr.3a Charakteristiky hydrodynamického čerpadla



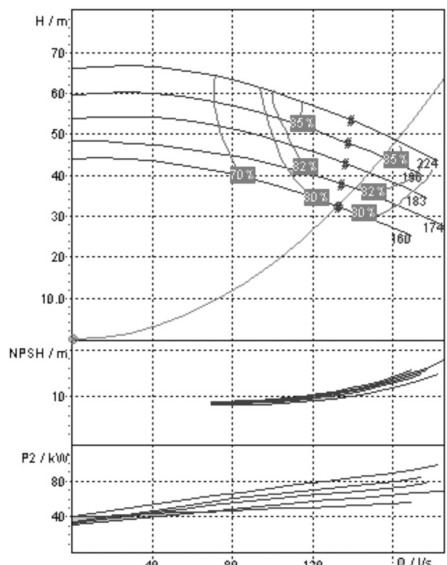
Obr.3b Charakteristiky hydrostatického čerpadla

Optimálny - pri najvyššej účinnosti
Nominálny - režim, zabezpečujúci zadané technické parametre. Nominálny režim sa musí nachádzať v pracovnej oblasti charakteristiky.

Pracovná oblasť charakteristiky - zóna charakteristiky, v hraniciach ktorej je zaručená dlhodobá prevádzka pri dobrej účinnosti. Tvar charakteristiky závisí od konfigurácie prietocnej časti.

- $Q-Y$ resp. $Q-H$ charakteristika udáva závislosť zmeny špecifickej energie resp. dopravnej výšky od prietoku.
- $Q-P$ charakteristika udáva závislosť zmeny príkonu od prietoku
- $Q-\eta$ charakteristika udáva závislosť zmeny účinnosti od prietoku
- $Q-NPSH$ alebo $Q-\Delta Y$ charakteristika udáva závislosť zmeny kavitačnej rezervy od prietoku.

Konkrétna charakteristika čerpadla pre vykurovanie aj s jednotlivými priebehmi pre rôzne priemery obežného kola je na obrázku č.4



Obr.4 Výkonové charakteristiky čerpadla

Klasifikácia čerpadiel

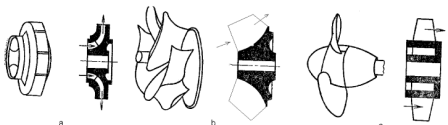
Podľa princípu činnosti sa delia čerpadlá na hydrodynamické a hydrostatické. V hydrostatických čerpadlách dochádza k zmene objemu (objemové), prevládajúca časť energie je energia potenciálna.

V hydrodynamických čerpadlách dochádza k transformácii energie prostredníctvom kinetickej energie. Pretože vo vykurovacích systémoch a tepelnej energetike sa v prevážnej miere uplatňujú hydrodynamické čerpadlá v ďalšom sa budeme venovať iba týmto čerpadlám.

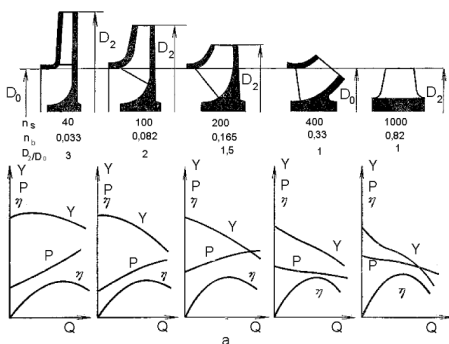
Hydrodynamické čerpadlá podľa smeru prúdenia rozdeľujeme na radiálne, diagonálne a axiálne. Charakteristický tvar obežného kola podľa typu čerpadla je na **obr.5**. V závislosti od vzťahu parametrov (Q, Y, n) mení sa tvar prietочnej časti čerpadla, predovšetkým obežného kola. Generálnym kritériom pre určenie tvaru prietочnej časti čerpadla je tzv súčiniteľ rýchloběžnosti (špecifické otáčky).

$$n_b = n \frac{\sqrt{Q}}{Y^{3/4}} \quad \text{resp.} \quad n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

(n v 1/min, Q v m³/s, H v m)



Obr. 5 Schémy hydrodynamických čerpadiel
a-radiálne, b-diagonálne, c-axiálne



Obr. 6
Vplyv rýchloběžnosti na tvar charakteristik a tvar obežného kola

Súčiniteľ rýchloběžnosti určuje typ hydrodynamického čerpadla pri optimálnom režime. Pri viacstupňových čerpadlách rýchloběžnosť určujeme podľa parametrov jedného stupňa.

$$n_b = n \frac{i^{3/4} \sqrt{Q}}{Y^{3/4} j^{1/2}}$$

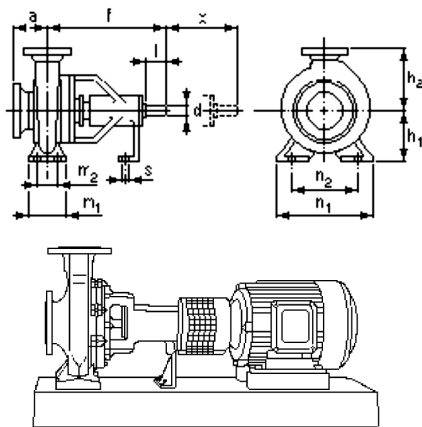
kde i je počet sériovo zaradených stupňov a j je počet paralelne zaradených stupňov.

Od súčiniteľa rýchloběžnosti závisí aj tvar charakteristik hydrodynamického čerpadla a maximálne dosiahnuteľná účinnosť čerpadla. Na **obr.6** sú uvedené typické tvary obežných kolies s uvedením rýchloběžnosti a typického priebehu $Q-Y, Q-P$ a $Q-\eta$.

Čerpadlá najčastejšie uplatňované vo vykurovacích systémoch

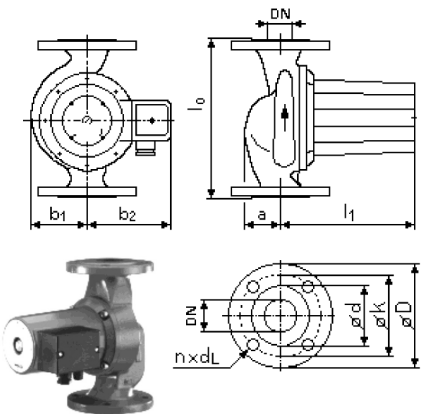
Každá oblasť kde sa čerpadlá uplatňujú má svoje špecifiká. Vykurovacie systémy sa vyznačujú

tým, že na čerpadlo sa nekladú obzvlášť prísne požiadavky čo sa týka materiálového prevedenia ani z hľadiska iných konštrukčných zvláštností. Vo vykurovacích systémoch veľkých tepelných výkonov sa uplatňujú tzv. normované čerpadlá. Sú to jednostupňové špirálové čerpadlá, schéma aj s dôležitými pripojovacími rozmermi je na **obr. 7**. Čerpadlá sú s axiálnym nasávaním a radiálnym výtlačným hrdlom, zodpovedajú DIN 24255 to znamená, že všetky pripojovacie rozmery sú dané touto normou. Tieto čerpadlá podľa typu upchávky sú do teploty 110 stupňov celzia alebo pri použití mechanickej upchávky do 140 stupňov celzia.



Obr.7 Jednostupňové špirálové čerpadlo, normované čerpadlo s dôležitými rozmermi pre typovú radu čerpadiel

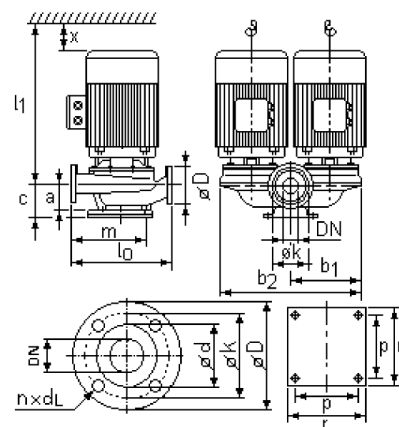
Obehové čerpadlá podľa **obr. 8** sú typické obehové čerpadlá pre montáž priamo do potrubia, aj s nevyhnutnými pripojovacími rozmermi. Často im hovoríme IN LINE čerpadlá. Nepotrebnú prakticky žiadnu údržbu. Sú opatrne mechanickou upchávkou s barierou proti vnikaniu vody do priestoru vnútra, najčastejšie sú však vyrábané ako mokrubežné t.j. bez upchávky. Môžu sa použiť do teploty 130 stupňov celzia. Dopravná výška týchto čerpadiel je malá. Výkonový rozsah prietokov do 20 l/s. Vyznačujú sa tichým chodom a veľkou životnosťou. Štandardne sú dodávané s ručným prestavením otáčok, najčastejšie pri ponuke štyroch rôznych otáčok.



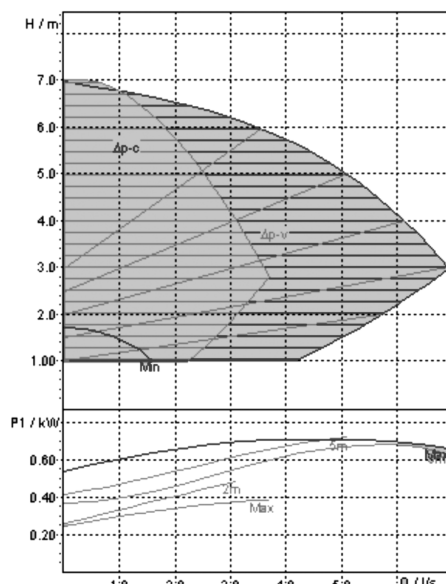
Obr. 8 Typické obehové čerpadlo do vykurovacieho systému aj s dôležitými rozmermi

Obehové čerpadlá podľa **obr. 9** sú zdvojené špirálové čerpadlá v jednom telese v IN LINE prevedení. Najčastejšie sú v prevedení s frekvenčným meničom otáčok s mikropočítačom na reguláciu na konštantný tlak a s nastavením

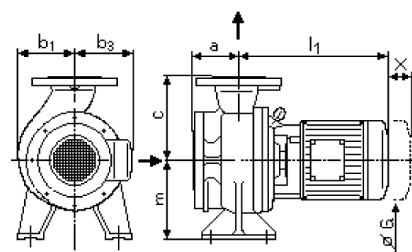
na žiadanú hodnotu s indikáciou trendu výkonu. Vyznačujú sa veľmi veľkým rozsahom regulácie tlaku a prietoku, Túto možnosť okrem zmeny otáčok poskytujú ich paralelný chod. Celý regulačný rozsah možno vidieť na **obr. 10**.



Obr. 9
Obehové dvojčerpadlo v jednom telese do vykurovacieho systému



Obr. 10 Charakteristika zdvojeného čerpadla s pracovnou oblasťou



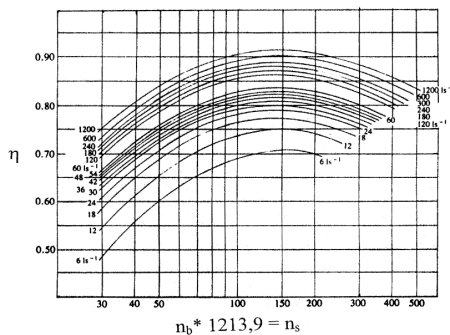
Obr. 11 Jednostupňové špirálové čerpadlo v prevedení monoblok

Princíp činnosti hydrodynamického čerpadla

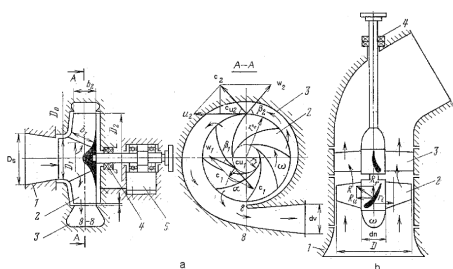
Princíp činnosti hydrodynamického čerpadla pozostáva v nasledujúcom. Kvapalina vstupuje do sacieho potrubia cez vstupný priemer do vstupných priestorov (1) (obr. 13). Ďalej postupuje do obežného kolesa (2) s priemerom D_2 t.j. do medzilopatkových kanálov, ktoré sa otáčajú uhlovou rýchlosťou ω .

Výsledkom účinku odstredivých a Coriolisových síl na kvapalinu prostredníctvom lopatiek obežného kolesa sa zvyšuje jej energia. Dochádza k zmene hybnosti kvapaliny, určenej cez rýchlostné trojuholníky na vstupe a výstupe z obežného kolesa. Samotný hydraulický návrh je veľmi zložitý. Existujú metódy jednorozmerné, dvojrozmerné a trojrozmerné na riešenie problematiky hydraulického návrhu obežného kolesa, difúzora a ostatných hydraulických častí čerpadla.

Dokonalosť poznania rozloženia rýchlostí, tlakov a energie resp. síl v kanáloch obežného kolesa je predpokladom kvalitného hydraulického návrhu, ktorý sa prejaví v dobrej účinnosti, stabilite charakteristiky, kavitáčnych vlastnostiach a pod. Celkovú uroveň hydraulického návrhu možno posúdiť z celkovej účinnosti čerpadla. Maximálne dosiahnuteľné účinnosti čerpadiel sú na obr. 12.



Obr. 12 Maximálne dosiahnuteľné účinnosti čerpadiel



Obr. 13 Princíp funkcie radiálneho a axiálneho čerpadla

Úprava parametrov hydrodynamického čerpadla

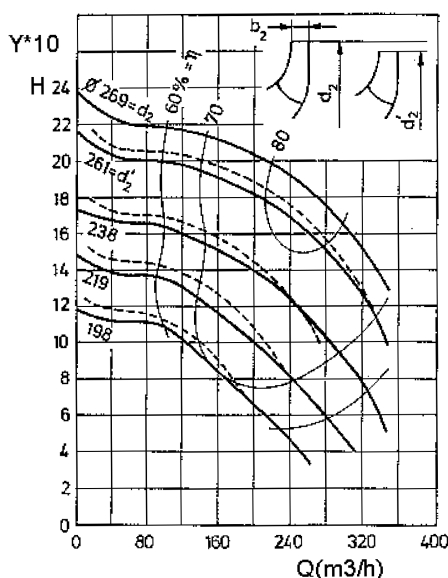
Pri aplikácii čerpadla z dôvodov nesúladu parametrov potrubnej siete a optimálnych parametrov čerpadla je z pohľadu energetickej náročnosti potrebné mnohokrát korigovať parametre čerpadla. Potrebnú úpravu parametrov možno realizovať v zásade dvoma spôsobmi. Prvý spôsob je úprava parametrov článkových čerpadiel vynechaním obežného kolesa niektorého stupňa. Druhý spôsob vhodný ako pre článkové tak aj pre jednostupňové čerpadla je úprava parametrov stočením vonkajšieho priemeru obežného kolesa

Tato úprava je plynulá avšak spojená s určitým

poklesom účinnosti. Na obrázku č.14 je príklad zmeny Q-Y resp. Q-H charakteristiky. V literatúre sa pre prepočet parametrov stočením udávajú tieto vzťahy:

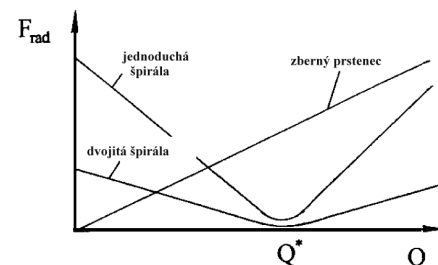
$$Q=Q \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^2 \quad Y=Y \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^2 \quad P=P \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^4$$

Na obrázku 14 je aj porovnanie medzi hodnotami podľa hore uvedených vzťahov (čiarkovane) s nameranými hodnotami. Treba uviesť, že pre prepočet parametrov výrobcovia čerpadiel používajú vlastné vzťahy, ktoré sú získané na základe početných experimentov. Na uvedenom obrázku možno rovnako vidieť dôsledok stočenia priemeru obežného kolesa na celkovú účinnosť čerpadla.



Obr. 14 Úprava parametrov stočením priemeru obežného kolesa

Pri čerpadlách používaných vo vykurovacích systémoch sa stretávame so silovým namáhaním rotora čerpadla. **Radiálna sila pôsobiaca na rotor čerpadla.** vzniká v dôsledku nevyváženej rotujúcej hmoty ale najmä v dôsledku nerovnomerného rozloženia tlaku po obvode obežného kolesa. Pri vysokootáčkových vysokotlakých čerpadlách môže nadobúdať značných hodnôt a spôsobuje nepriateľné namáhanie mechanickej časti. Na obr. 15 vidíme typický priebeh radiálnej sily pre rôzne druhy výstupného difúzora-špirály.

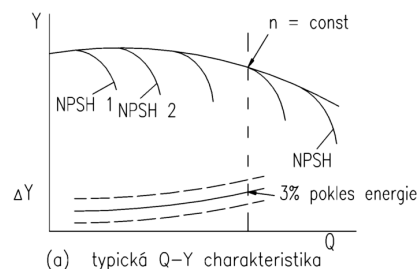


Obr. 15 Typický priebeh radiálnej sily

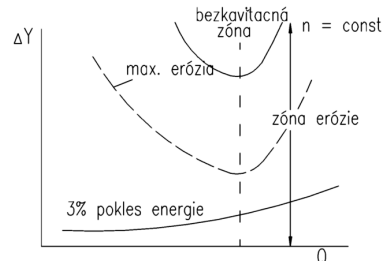
Kavitácia v čerpadle

Kavitácia v čerpadle sa prejaví na náhlom strhnutí Q-Y resp. Q-H charakteristiky. Kavitácia sa obvyčajne začína pri poklese tlaku na napätie tých par danej teploty. Je sprevádzaná prerušením kontinuity prúdenia, s vytváraním obje-

mov naplnených parou. Rozlišujeme tri štádiá kavitácie. počiatočnú, rozvíť kavitáciu a super kavitáciu. Pri počiatočnom štádiu kavitácie sa nevytvárajú kaverny. Avšak dochádza k erózií povrchu lopatiek v miestach kde vzniká (obr.15 b). Počiatočné štádium nie je spojené s vytváraním kavern a s poklesom parametrov. Rozvíť kavitácia je spojená s tvorbou zón s parou a super kavitácia celý priestor sa nachádza v zóne s parou a dochádza k prerušeniu kontinuity prúdenia. Celý proces a jeho dôsledky ozrejmuje obr.15 b.



(a) typická Q-Y charakteristika



(b) hranice zóny erózie



Obr. 15b Kavitácia v čerpadle

Hydrodynamické čerpadlo v systéme

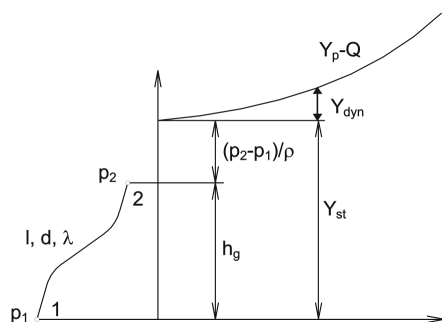
Charakteristika siete, výber čerpadla. Každé hydrodynamické čerpadlo pracuje do potrubného systému, ktorý má svoju charakteristiku. Charakteristika najjednoduchšieho systému je na obr.16. Vyjadruje vzťah medzi prietokom a špecifickou energiou potrebnou na prekonanie potenciálnej energie (rozdielu výšok a tlaku) a na prekonanie odporov. Hovoríme o statickej špecifickú energii a dynamickej špecifickú energii (odporoch). Charakteristiku potrubia možno vyjadriť vzťahmi

$$Y = gH + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \lambda \frac{Lv^2}{d^5}$$

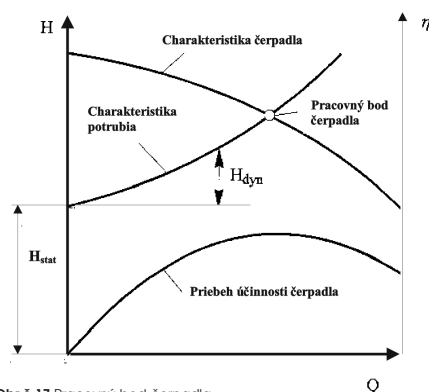
resp.

$$Y = gH + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + f(Q)$$

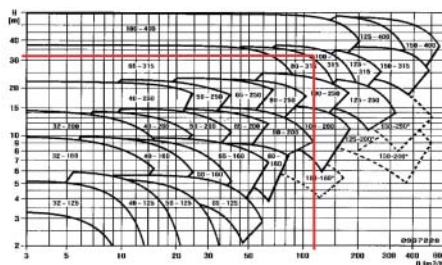
Pracovný bod čerpadla do konkrétnej siete je daný priesečníkom charakteristiky potrubnej siete a charakteristiky čerpadla (Obr. 17). Na základe pomerov v sieti stanovíme potrebnú špecifickú energiu (dopravnú výšku) pri zadanom prietoku a na základe vlastností prevádzky siete vyberieme typ čerpadla z typového radu, ktorý



Obr. 16 Charakteristika jednoduchého potrubia



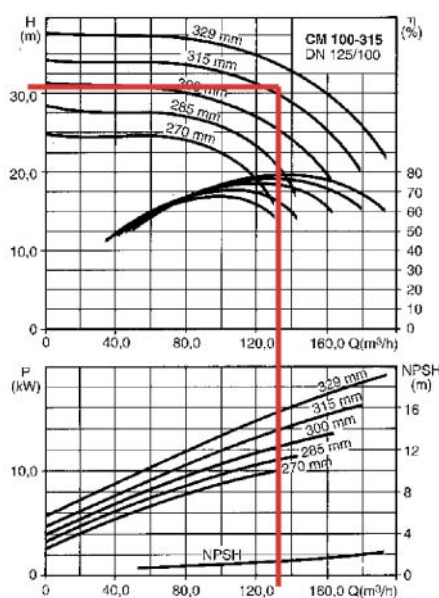
Obr. 17 Pracovný bod čerpadla



Obr. 18 Oblastný diagram typovej rady čerpadel

je charakterizovaný oblastným diagramom (Obr. 18)

Z oblastného diagramu vyberieme najvhodnejšieho predstaviteľa daného typového radu. Potom z úplnej charakteristiky daného čerpadla (Obr. 19) a vopred vypočítanej charakteristiky



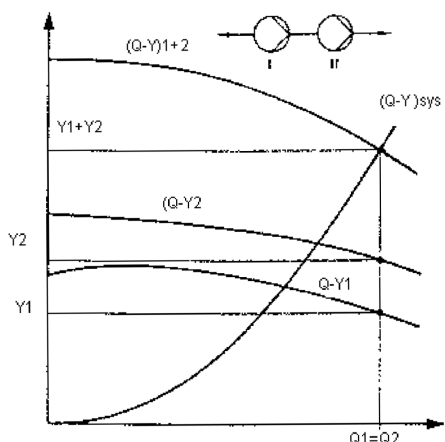
Obr. 19 Výkonové charakteristiky čerpadla

siete stanovíme pracovný bod čerpadla. Charakteristika zložitej siete sa môže skladať z úsekov spojených sériovo a paralelne. Sériovo spojené úseky skladáme tak, že prietok všetkými sériovo spojenými úsekmi preteká rovnaký prietok a paralelne úseky skladáme tak, že v uzle z ktorého paralelne úseky vychádzajú a v uzle v ktorom sa spájajú je rovnaký tlak. To znamená, že rozdiel špecifických energií na paralelne spojených úsekoch je rovnaký.

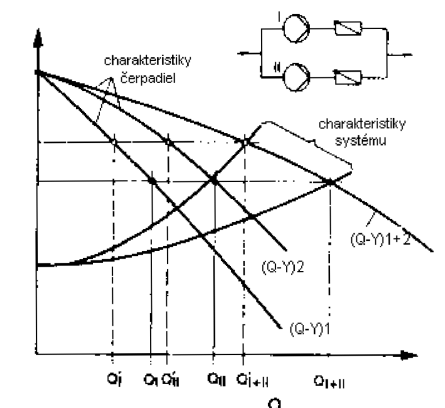
Spolupráca viacerých čerpadel v sieti. V prevádzke čerpacích systémov vzniká mnohokrát nevyhnutnosť zvýšiť prietok alebo tlak v systéme. Tieto otázky možno riešiť spolupracou čerpadel do spoločnej siete.

Paralelná spolupráca (obr. 21) sa uplatňuje pri potrebe zvýšenia prietoku systému. Pripomeňme, že pre paralelnú spoluprácu sú najvhodnejšie čerpadla so stabilnou charakteristikou. Dôsledky labilitu charakteristiky pri paralelnej spolupráci čerpadel ozrejmujú obr. 23. Zmenu pomerov a prevádzkový bod systému pri paralelnej spolupráci ozrejmujú obr. 21

Sériové spojenie čerpadel sa uplatňuje pri potrebe zvýšenia tlaku v systéme a minimálnej zmene prietoku potrubnej siete. Príkladom môže byť prípad, keď čerpadla sú v bezprostrednej blízkosti od seba (predradené a hlavné napájacie čerpadlo) ako je to na obr. 20. Zmena prietoku a tlaku je zrejma z uvedeného obrázku.

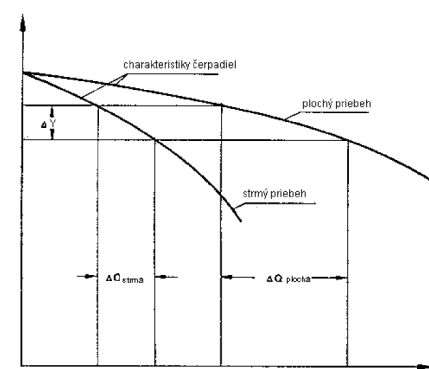


Obr. 20 Sériové spojenie čerpadel



Obr. 21 Paralelné spojenie čerpadel

Záleží na tvare charakteristiky čerpadla ako sa budú parametre systému meniť zmenou charakteristiky siete. Charakteristika siete sa spravidla mení škrtaním resp. zmenou odporov v sieti čím sa mení prevádzkový bod siete. Tým sa ovšem mení aj energetická efektívnosť prevádzky resp. výsledná účinnosť systému. Dôsledky na zmenu



Obr. 22 Strmá a plochá charakteristika čerpadla

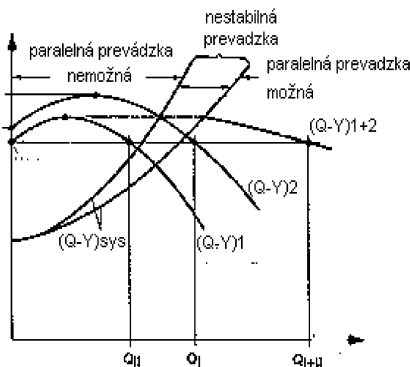
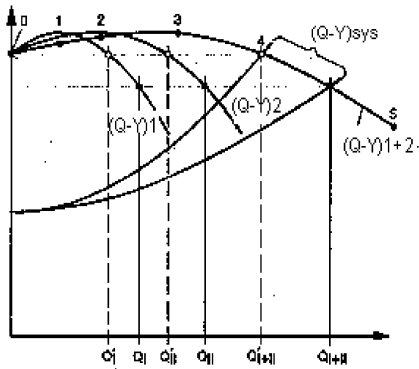
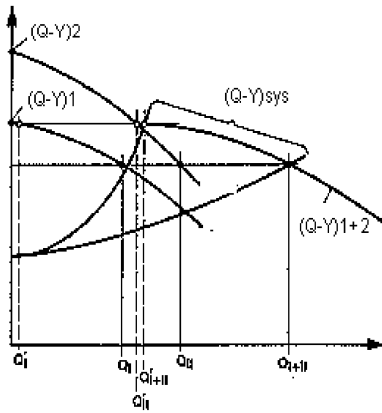
prietoku ozrejmujú obr. 22 Pri rovnakej zmene prietoku sa pri plochej charakteristike zmení špecifická energia malo pri strmej charakteristike naopak. Pre reguláciu systému to má veľký význam.

Regulácia čerpadla v systéme je ovplyvnená jednak charakteristikou siete, ale predovšetkým vlastnosťami čerpadla. Z hľadiska regulácie je dôležitý tvar charakteristiky v tom či ide o "strmú" alebo "plochú" charakteristiku resp. či ide o stabilnú alebo nestabilnú charakteristiku. Treba konštatovať, že čerpací systém možno regulovať škrtaním, zmenou otáčok čerpadla, obtokom prípadne natáčaním lopatiek obežného kola (axiálne, diagonálne čerpadla). Regulácia zmenou otáčok sa realizuje zmenou otáčok pohonného motora alebo zaradením hydraulikkej spojky alebo elektromagnetickej spojky. A takisto natáčaním lopatiek predrozdávača. Najjednoduchšia regulácia je škrtaním ale súčasne je najmenej hospodárna. Pri funkcii čerpadla v podmienkach kavitácie (napríklad kondenzátne čerpadla) každej hodnote kavitáčnej rezervy (tlak na vstupe) zodpovedá strhacivá krivka (pozri obr. 15b - pre jednotlivé NPSH).

Pri zmenšení zaťaženia turbíny znižuje sa prietok kondenzátu do kondenzátora znižuje sa tlak v kondenzátore a na vstupe do čerpadla. Pracovný sa pohybuje po strhacivej krivke čerpadla. Tomuto javu hovoríme samoregulácia čerpadla. Prednosťou tejto metódy (samoregulácie) je jej jednoduchosť. Obrovským nedostatkom je prevádzka čerpadla v kavitáčnej oblasti, čo je spojené s eróziou pracovných orgánov čerpadla. Analogický spôsob regulácie môže byť dosiahnutý škrtaním čerpadla na saní čerpadla je však malokedy prípustné z dôvodu nestabilnej práce systému.

Stabilita práce čerpadla s labilnou charakteristikou.

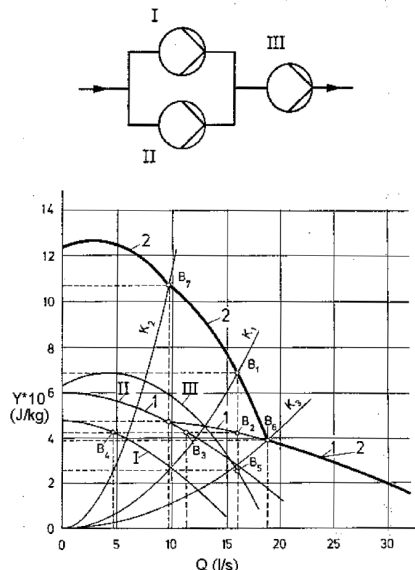
Za stabilnú prácu čerpaceho systému považujeme tu pri ktorej pri akomkoľvek tvare charakteristiky čerpadla a siete možno dostať iba jeden pracovný bod systému. Samozrejme, že pri posudzovaní stability práce systému vylučujeme prácu čerpadla v kavitáčnej oblasti. Za nestabilnú prácu čerpadla považujeme ten prípad, keď v celom rozsahu prietokov môže nastať prípad, že výsledná charakteristika siete sa pretína s charakteristikou čerpadla najmenej dvakrát. Takáto práca čerpadla a systému je sprevádzaná s vysokými pulzáciami tlaku, prieto-



Obr. 23 K stabilite paralelnej prevádzky s labilnou charakteristikou

ku a z toho vyplývajúcim namáhaním celého zariadenia. Treba povedať, že práca čerpadla v nestabilnej oblasti je nepripustná. Na obr. 23 je uvedený príklad paralelnej prevádzky dvoch čerpadiel so stabilnou charakteristikou (horný obrázok). Vidíme, že nestabilná prevádzka nastáť nemôže. Na prostrednom obrázku je prípad paralelnej prevádzky dvoch čerpadiel s labilnou charakteristikou. V prípade vysokej statickej časti odporovej charakteristiky a malých odporov je nestabilná prevádzka možná. Dolný obrázok v Obr. 23 ukazuje typický prípad dôsledku nestabilnej charakteristiky. Ukazuje na oblasti so stabilnou prevádzkou, nestabilnou prevádzkou a oblasť, kedy je paralelná prevádzka nemožná.

V praxi je mnohokrát potrebné riešiť kombinovanú spoluprácu viacerých čerpadiel. Príklad riešenia paralelného a sériového spojenia troch čerpadiel je na obr. 24. Riešenie takýchto úloh je dôležité najmä preto, že je treba určiť podmienky kedy a pri akých prevádzkových režimoch je takáto spolupráca možná. Samozrejme okrem vzájomnej spolupráce je treba hodnotiť aj



Obr. 24 Kombinovaná spolupráca troch čerpadiel

hospodárnosť uvedenej spolupráce. Na obr. 24 je prípad paralelnej spolupráce čerpadla I a II a súčasne čerpadla III, ktoré je s ostatnými dvoma čerpadlami v sérii. Súčasne sú uvedené tri odporové charakteristiky siete pri nulovej statickej výške t.j. odporová charakteristika je daná iba odporom v sieti. Odporová charakteristika K_3 udáva hranicu kedy pracujú všetky tri čerpadla avšak čerpadlo III pri nulovej špecifickej energii. Takáto spolupráca je veľmi nevhodná. V oblasti medzi odporovou charakteristikou K_3 a K_1 spolupracujú všetky tri čerpadla v hospodárnej oblasti. Vľavo od odporovej charakteristiky K_1 paralelná prevádzka čerpadiel I a II nie je možná. Jednoducho čerpadlo I nemá dostatočnú špecifickú energiu na to, aby pracovalo pri nenulovom prietoku.

Spojenie viacerých sériovo a paralelne zapojených čerpadiel do siete.

Na obr. 25a je schéma zapojenia systému. Dve paralelne spojené čerpadlá Č1 a Č2 sú pripojené v bodoch A a B k sieti R3. V nej je sériovo zapojené čerpadlo Č3. Zdroje Č1 a Č2 nie sú v systéme centralizované, t.j. nie sú umiestnené v rovnakom mieste, čo znamená, že odpor pripojovacích potrubí nie je možné zanedbať. Celý systém je v rovine ($H_g=0$). Charakteristiky jednotlivých úsekov siete boli určené nasledovne:

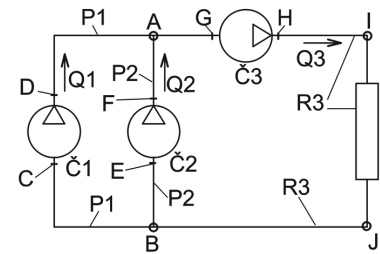
$$Y_{P1} = 0,03 \times Q^2 \quad D-A, B-C$$

$$Y_{P2} = 0,07 \times Q^2 \quad A-F-E-B$$

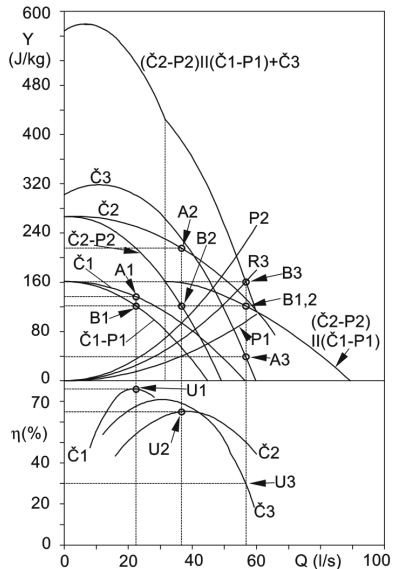
a

$$Y_{R3} = 0,05 \times Q^2 \quad A-G, H-I, J-B$$

Charakteristiky čerpadiel majú výrobcom udaný tvar: Úlohou je zistiť pracovný bod jednotlivých čerpadiel v sieti a hospodárnosť ich prevádzky.



Obr. 25a Schéma zapojenia



Obr. 25b Riešenie prevádzkových bodov systému

Postup riešenia:

1. Vynesieme charakteristiky potrubí a tiež charakteristiky čerpadiel podľa údajov výrobcu.
2. Zostrojíme redukované charakteristiky čerpadiel Č1 a Č2. Dostaneme krivky, ktoré sú na obr. 25b označené ako Č1-P1 a Č2-P2.
3. Zostrojíme výslednú charakteristiku z redukovaných charakteristik, pričom ich spočítame paralelne. Dostaneme krivku $(\check{C}2-P2) \parallel (\check{C}1-P1)$.
4. Zostrojíme výslednú charakteristiku čerpadiel, keď k predchádzajúcej krivke sériovo pripočítame krivku čerpadla Č3. Dostaneme krivku $(\check{C}2-P2) \parallel (\check{C}1-P1) + \check{C}3$.
5. Určíme pracovný bod s odporom R3. Je ním bod B3 - priesečník krivky zostrojenej v bode 4 s krivkou R3 - obr. 25b. Ostatné body na tomto obrázku majú nasledovný význam:

A1 - pracovný bod čerpadla Č1

A2 - pracovný bod čerpadla Č2

A3 - pracovný bod čerpadla Č3

B1 - pracovný bod redukovanej charakteristiky (Č1-P1)

B2 - pracovný bod redukovanej charakteristiky (Č2-P2)

Na obr. 25b sú tiež vyznačené účinnosti jednotlivých čerpadiel pre daný pracovný režim. Z obrázku je zjavné, že zdroj - čerpadlo Č3 pracuje vo veľmi nevýhodnom energetickom režime, keď jeho účinnosť dosahuje 30%. Účinnosť zdroja Č1 je 75,5% a zdroja Č2 je 65%. Týmto sme chceli ukázať na dôležitosť správneho výberu čerpadla najmä do vykurovacieho systému.