

PUBLIKACE

ÚSPORY ELEKTŘINY NA POHON TOPENÁŘSKÝCH OBĚHOVÝCH ČERPADEL

Vydavatel a zpracovatelé publikace:

Cech topenářů a instalatérů ČR (CTI),
Pražská 38 b, 642 00 Brno-Bosonohy
tel., fax: 543 234 746, cti@cehtop.cz
www.cehtop.cz,

Ing. Lubomír Čepek a Vladimír Valenta.

ISBN 978-80-86208-16-09

COPYRIGHT © CTI, 2009.

Pořizování dotisků a kopií publikace nebo jejích částí je dovoleno pouze se souhlasem CTI.

Poděkování patří firmě Grundfos za podporu na vytvoření této publikace. Kontakt:

GRUNDFOS s.r.o.

Čajkovského 21/1209, 779 00 Olomouc,
tel. 585 716 211, 602 738 277, l.cepek@grundfos.com, www.grundfos.cz

Obsah	str. 3
1. Základní pojmy používané v tepelných soustavách a v regulaci	4
1.1 Základní topenářské pojmy	4
1.2 Základní pojmy v regulaci tepelných soustav	7
1.3 Typické regulační a ovládací systémy v topenářství	8
2. Úvod k topenářským oběhovým čerpadlům	8
3. Základní charakteristiky oběhových čerpadel	9
4. Změna průtoku a tlakového rozdílu na oběhovém čerpadle při změně otáček čerpadla	11
4.1 Konstrukce charakteristiky tlakového rozdílu pro nižší než jmenovité otáčky	11
4.2 Závislosti účinností oběhového čerpadla na příkonu a na otáčkách	13
5. Oběhová čerpadla v potrubní síti	14
5.1 Charakteristika potrubní sítě	14
5.2 Neřízené oběhové čerpadlo v potrubní síti	14
5.3 Proporcionálně řízené oběhové čerpadlo v potrubní síti	14
6. Typy vytápěcích soustav	15
7. Způsoby řízení oběhových čerpadel	16
7.1 Pasivní řízení	16
7.2 Aktivní řízení	17
8. Jaké je dosažitelné minimum čerpacího výkonu?	17
9. Elektrické vlastnosti oběhových čerpadel	17
10. Úspory elektrické energie při používání energeticky úsporných oběhových čerpadel	18
10.1 Otáčkově regulovaná čerpadla	18
10.2 Nové účinnější motory	18
10.3 Nové způsoby otáčkové regulace čerpadel	19
11. Co znamená veličina <i>NPSH</i> pro oběhová čerpadla?	19
11.1 Hydraulické poměry v oběhovém čerpadle	19
11.2 Co znamená <i>NPHS</i> ?	21
12. Zařazování motorů oběhových čerpadel do účinnostních tříd	23
13. Zapojení dvou stejných oběhových čerpadel	24
13.1 Seriové zapojení	24
13.2 Paralelní zapojení	25
14. Osazování oběhových čerpadel	25

1. Základní pojmy používané v tepelných soustavách a v regulaci

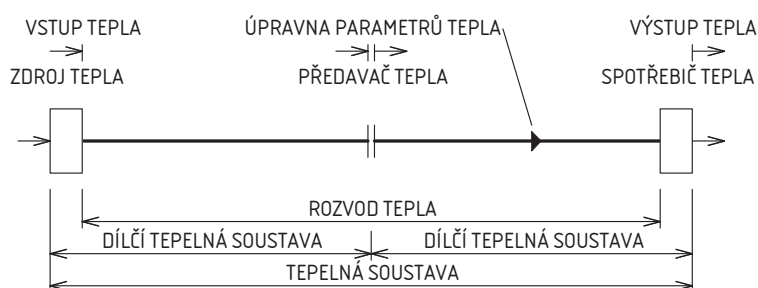
V současné době v topenářském oboru začínají platit nové ČSN EN, které vznikly překladem evropských norem EN. Normy obsahují často nové značení veličin a také nové pojmy. Zde jsou uvedeny aktuální pojmy používané v tepelných soustavách a v regulaci, která souvisí s těmito soustavami.

1.1 Základní topenářské pojmy

Tepelná soustava - soustava (obr. 1), ve které se teplo vyrábí či do ní vstupuje a dopravuje se dále teplonosnými látkami potrubím ke spotřebičům. Sestává:

- ze zdrojů tepla,
- z rozvodů tepla (tvoří je tepelná síť, úpravny parametrů a tepelné přípojky),
- z odběrů tepla.

Rozsah tepelné soustavy může být meziměstský, městský, okrskový (areálový), objektový, etážový, bytový. Tepelná soustava může obsahovat části s různými úrovněmi provozních přetlaků a teplot. Sériově řazená odběrná místa rozdělují tepelnou soustavu na část prvního řádu, část druhého řádu atd. Tepelná soustava může sestávat z několika dílčích soustav.



Obr. 1 - Skladba tepelné soustavy

Dílčí soustava - část tepelné soustavy vymezená působením jedné teplonosné látky.

Dělicí místo - místo oddělující dílčí soustavy. Je dáno teplosměnnou plochou výměníků tepla.

Prvotní energie - energie obsažená v přírodě. Je obnovitelná nebo uložena ve fosilních palivech.

Obnovitelná energie - energie obsažená v okolním vzduchu, vodě, zemi, ve slunečním záření a také v rostlinách.

Energie fosilních paliv - energie obsažená v uhlí, v ropě a v zemním plynu.

Druhotné teplo - vzniká při technologické činnosti, např. při výrobě elektřiny, při větrání v odváděném vzduchu, při chlazení zdrojů energií či materiálů ap.

Zdroj tepla - úplné zařízení, ve kterém se získává teplo pro tepelnou soustavu. Teplo se získává spalováním paliva, přeměnou z elektřiny, případně využíváním druhotného tepla nebo prvotního (přírodního) tepla. Zdrojem tepla může být kotelná, teplárna, kogenerační zařízení, výměníky tepla a tepelná čerpadla (oboje na druhotné teplo), výměníky tepla, tepelná čerpadla, sluneční kolektory (vše na přírodní teplo).

Úpravna parametrů - zařízení pro úpravu těchto parametrů teplonosné látky:

- teploty (směšovače, výměníky tepla, ejektory),
- přetlaku (redukce, výměníky tepla, čerpadla),
- tlakového rozdílu (regulátory, čerpadla),
- průtoku (regulátory, čerpadla).

Úpravny mohou být:

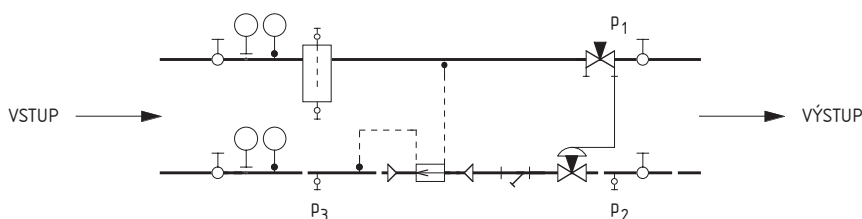
- nepřímé, s teplosměnnou plochou, přes kterou se předává teplo z jedné látky do druhé,
- přímé, bez teplosměnné plochy.

Pokud je úpravna parametrů umístěna do samostatné místnosti, může se zařízení nazývat stanicí.

Tepelná přípojka - část rozvodu tepla, kterou se přivádí teplo do odběrného místa.

Odběr tepla - odběrné zařízení, sestávající z odběrné sítě, případně z úpravy parametrů a ze spotřebičů tepla. Na odběrné síti mohou být napojeny další odběry tepla.

Odběrné místo - rozhraní mezi zařízením dodavatele a odběratele tepla na tepelné soustavě (obr. 2). Rozhraní musí být ukončeno ze strany dodávky tepla hlavními uzavěry. Za rozhraním, kde začíná odběrné zařízení, se osazuje seřizovací armatura, fakturační měřič tepla, regulátor tlakového rozdílu, kalník nebo filtr, páry teploměrů a tlakoměrů a kulových vypouštěcích kohoutů. Ty slouží i pro odběr tlaků, resp. tlakových rozdílů. Ideální poloha odběrného místa je na hranici pozemku odběratele tepla. Pokud by zařízení odběrného místa v ideální poloze bylo nákladné, lze odběrné místo umístit mimo hranici pozemku do objektu odběratele tepla. Na část přípojky vedoucí na pozemku odběratele musí být u odběratele založeno věcné břemeno, umožňující přístup dodavateli tepla k jeho zařízení.



Obr. 2 - Schema odběrného místa

Vytápěcí soustava (také otopná soustava) - koncová část tepelné soustavy určená pouze pro vytápění. Prostřednictvím spotřebičů tepla¹⁾ zajišťuje soustava v jednotlivých místnostech předepsaný teplotní stav vnitřního prostředí. Začíná v tom místě tepelné soustavy, ve kterém jsou parametry teplotnosné látky upraveny pouze pro potřeby vytápění. V případě, že zdroj tepla dodává teplo pouze pro vytápění, je vytápěcí soustava shodná s tepelnou soustavou.

Ohřívací soustava - koncová část tepelné soustavy určená pouze pro ohřev vzduchu, vody, případně technologické látky.

Teplá voda - ohřátá pitná voda, která musí splňovat předpisy vycházející ze Směrnice ECC. Již se nepoužívá pojem teplá užitková voda! V anglické literatuře se pro teplou vodu používá zkratka PWH - potable water hot.

Příprava teplé vody - ohřev vody.

Ústřední vytápění - způsob dodávky tepla vytápěcí soustavou za účelem zajištění předepsaného teplotního stavu vnitřního prostředí v jednotlivých místnostech.

Spotřebič tepla¹⁾ - zařízení na konci tepelné soustavy, které slouží k předávání tepla pro:

- vytápění (otopné těleso),
- ohřev vzduchu (ohříváč vzduchu),
- ohřev vody (ohříváč vody),
- ohřev technologické látky (ohříváč technologické látky).

Otopné těleso - spotřebič tepla na konci vytápěcí soustavy, kterým se předává teplo do místnosti.

Ohříváč - spotřebič tepla na konci ohřívací soustavy, kterým se předává teplo do vzduchu, do vody či do jiné látky.

Větev tepelné soustavy - provozně samostatná část tepelné soustavy vybavená párem uzavírek.

Potrubní úsek - část potrubního rozvodu mezi dvěma odbočkami, ve které je v daném okamžiku stejný průtok vody.

Okruh tepelné soustavy - soubor potrubních úseků, kterými je teplotnosná látka dopravována např. od zdroje tepla, případně od úpravy parametrů, ke konkrétnímu spotřebiči tepla a zpět.

1) Zde není za spotřebič tepla chápána budova jako jeden spotřebič energie, jako např. ve vyhl. č 148/2007 Sb.

Hydraulická spojka (propojka) - potrubí, které propojuje přívodní a zpětné potrubí. Může sloužit:

- k vyrovnání přetlaků mezi přívodním a zpětným potrubím (vyrovnávací spojka),
- ke směšování (směšovací spojka),
- k přepouštění (přepouštěcí spojka).

Vytápěná budova - budova, která byla navržena a provedena podle ověřené projektové dokumentace k určenému účelu a jejíž užívání bylo povoleno na základě kolaudačního rozhodnutí nebo na základě kolaudačního souhlasu. Může sestávat z jedné či více sekcí, neboli vchodů, a je vybavena pouze jednou vytápěcí soustavou. Jakékoliv změny tohoto statutu musí projít stavebním řízením, které bude respektovat oprávněné zájmy všech vlastníků a uživatelů bytů.

Termostatické radiátorové ventily (TRV) - přímočinné regulační armatury, které se osazují na přípojky otopných těles. Regulují teplotu vzduchu v okolí těles a tím i v místnosti. Sestávají z ventilové části a z regulační hlavičky. Nastavením TRV se rozumí uvedení seřizovacího prvku TRV do předepsané polohy s případnou aretací.

Regulátor tlakového rozdílu (RTR) - regulační armatura, převážně přímočinná, sloužící k udržování tlakového rozdílu na požadované hodnotě v určitém místě soustavy, odkud vycházejí dvě impulzní potrubí nebo impulzní kanálky. Pracuje na principu škrčení nebo přepouštění průtoku. Nastavením RTR se rozumí uvedení regulačního prvku regulátoru do předepsané polohy dané požadovaným tlakovým rozdílem.

Řízená oběhová čerpadla - čerpadla, kterým řídicí a silový systém může měnit otáčky podle předepsané funkce a tím přizpůsobovat tlakový rozdíl čerpadla chování tepelné soustavy. Systém nejčastěji udržuje konstantní tlakový rozdíl v určitém místě soustavy. U kompaktních čerpadel je řídicí a silový systém jejich součástí.

Hydraulické seřízení tepelné soustavy - uvedení průtoků v důležitých potrubních úsecích tepelné soustavy do souladu s průtoky udanými v projektu.

Hlavní uzavírací armatura - armatura sloužící k odpojení odběrného zařízení od přívodu tepla nebo vody.

Regulační armatura - armatura sloužící ke spojitému ovlivňování průtoku.

Seřizovací armatura - armatura sloužící k vytvoření a k nastavení stálého hydraulického odporu. Je vybavena nastavovacím, ukazovacím a zajišťovacím mechanismem a hrdly pro odběr tlakového rozdílu. Má doloženou hydraulickou charakteristiku, což je závislost tlakové ztráty na průtoku pro určitá nastavení. Ze změřeného tlakového rozdílu lze pro dané nastavení stanovit nepřímým způsobem průtok. Nastavením seřizovací armatury se rozumí uvedení seřizovacího prvku armatury do předepsané polohy s následnou aretací. Za provozu musí armatura vykazovat potřebnou tlakovou ztrátu při daném průtoku. Seřizovacím prvkem bývá kuželka, klapka, deska, kulový element apod.

Tlakový rozdíl - rozdíl přetlaků mezi odpovídajícími místy přívodního a zpětného potrubí.

Tlaková ztráta - úbytek přetlaku vzniklý při průtoku prvky nebo částmi tepelné soustavy.

Dopravní tlak - tlakový rozdíl mezi výtlačným a sacím hrdlem oběhového čerpadla nebo ejektoru; také tlakový přínos.

Pojistné zařízení - povinná výbava každého zařízení, kterým vstupuje teplo do tepelné a dílčí soustavy, zajišťující nepřekročení nejvyšších dovolených přetlaků, podtlaků, teplot, případně nedostatku vody.

Expanzní zařízení - součást zabezpečovacího zařízení vodních tepelných soustav umožňující:

- vyrovnávání objemových změn vody, a to bez zbytečných ztrát vody,
- udržování přetlaku v otopné soustavě v předepsaných mezích.

Potrubí pojistné - potrubí spojující vstup tepla s pojistným zařízením.

Potrubí expanzní - potrubí spojující neutrální bod s expanzním zařízením.

Bod neutrální - místo na tepelné soustavě s kapalnou teplonosnou látkou, ve kterém je udržován přetlak v určitém rozsahu.

DN - jmenovitý průměr (-).

PN - jmenovitý přetlak (-).

Směšování - děj, při kterém se část chladnější vody ze zpátečky směšuje s přívodní vodou.

Přepouštění - děj, při kterém se část přívodní vody převádí do zpátečky.

Směšovací bod - místo, ve kterém dochází ke spojování dvou proudů teplotně látky.

Rozdělovací bod - místo, ve kterém dochází k rozdělování proudu teplotně látky.

Charakteristika čerpadla - závislost měrné energie na objemovém průtoku čerpadlem. U oběhových čerpadel také závislost dopravního tlaku či tlakového přínosu na objemovém průtoku.

Charakteristika potrubní sítě - závislost tlakové ztráty sítě na průtoku sítí.

Provozní bod - průsečík charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubní sítě.

Nastavení regulátoru tlakového rozdílu - uvedení regulačního prvku regulátoru do předepsané polohy dané požadovaným tlakovým rozdílem.

Nastavení seřizovací armatury - uvedení seřizovacího prvku armatury do předepsané polohy.

Odchyłka regulační - rozdíl mezi skutečnou a požadovanou hodnotou regulované veličiny.

Odchyłka regulační maximální - rozdíl mezi skutečnou a požadovanou hodnotou regulované veličiny, který způsobí uzavření regulační armatury.

Topidlo - spotřebič tuhého, kapalného nebo plynného paliva nebo elektrické energie, který slouží pro lokální vytápění.

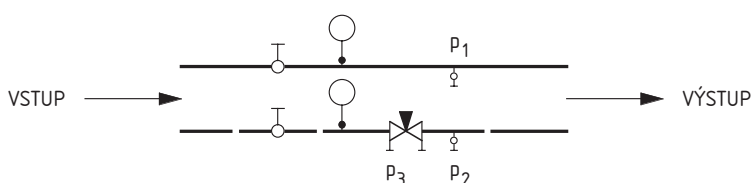
Teplota - stav prostředí nebo látky, značení θ ($^{\circ}\text{C}$, K).

Teplotní rozdíl - rozdíl dvou teplot, značení $\Delta\theta$ (K).

Tepelná ztráta - ztracený tepelný výkon, značení Ψ (kW).

Ztráta tepla - ztracené teplo (tepelná práce), značení Q (kWh, GJ).

Seřizovací místa - místa na počátku větví (obr. 3), která slouží pro osazení seřizovacích armatur. Obsahují uzávěry, seřizovací armaturu, páry teploměrů a kulových vypouštěcích kohoutů, sloužících i pro odběr tlaků, resp. tlakových rozdílů. Seřizovací místa na počátku stoupaček obsahují uzávěry, seřizovací armaturu a páry kulových vypouštěcích kohoutů, sloužících i pro odběr tlaků nebo tlakových rozdílů.



Obr. 3 - Schema seřizovacího místa

1.2 Základní pojmy v regulaci tepelných soustav

Systém - soubor vzájemně vázaných prvků sestavený k dosažení zadaného cíle.

Systém automatického řízení - systém řízení, pracující bez zásahu člověka. Dělí se na systém řízený, od akčních členů dále do technologie, a na systém řídicí, od čidel po akční členy.

Zde je zřejmé prolínání a nutná součinnost profesí vytápění a regulace, neboť první část systému je garantována topenářem, zatím co druhou garantuje profese měření a regulace. Pozor na slovní vazbu „řídicí systém ...“, která je v praxi využívána i k označení druhu (případně výrobce) hlavních prvků navrženého zařízení pro měření a regulaci.

Program - posloupnost činností, navržených pro dosažení určitého výsledku.

Řízení - účelové působení na systém, sloužící k dosažení určených cílů. Může být ruční a automatické. Pojem zahrnuje jak ovládání, tak i regulaci.

Automatické řízení - řízení, při němž není nutný zásah člověka na koncový řídicí prvek, např. ventil.

Ruční řízení - řízení, při němž člověk zasahuje na koncovém řídicím prvku.

Ovládání - řízení bez zpětné kontroly, která by byla prováděna měřením. Může být ruční nebo automatické a každá z obou variant zahrnuje způsob místní nebo dálkový.

Regulace - řízení určité veličiny, podle daných podmínek a na základě měření její hodnoty. Může být ruční nebo automatická.

Měření - činnost směřující k určení okamžité hodnoty proměnné veličiny.

Regulační obvod - obvod, ve kterém probíhá regulace. Je součástí řídicího systému.

Regulovaná soustava - zařízení nebo jeho část, na kterém se provádí regulace. Je součástí řízeného systému.

Regulátor - zařízení, které provádí automatickou regulaci. Je součástí regulačního obvodu.

Ovladač - zařízení sloužící k ručnímu nastavení žádané hodnoty regulované veličiny nebo polohy regulačního orgánu, případně konstant regulátoru ap.

Adaptivní člen - člen regulačního obvodu, jehož parametry se samočinně přizpůsobují pracovním podmínkám.

Akční člen - koncový člen řídicího obvodu, např. regulační orgán.

Regulační orgán - koncový člen regulačního obvodu, který bezprostředně působí na regulovaný obvod.

Snímač (čidlo, senzor) - vstupní člen měřícího a regulačního obvodu, který měří velikost proměnné veličiny.

Regulovaná veličina - veličina, jejíž hodnota je regulací upravována podle stanovených podmínek.

Požadovaná hodnota - nastavená hodnota regulované veličiny.

Měřená hodnota - číselný údaj o velikosti měřené veličiny, vyplývající z informace dodané měřícím zařízením v daném okamžiku a za daných podmínek.

Regulační odchylka - rozdíl mezi skutečnou a požadovanou hodnotou regulované veličiny.

Poloha regulačního orgánu - míra jeho otevření udávaná obvykle v %.

Hystereze - charakteristická vlastnost zařízení, kdy stejné hodnotě vstupní veličiny odpovídají dvě různé hodnoty veličiny výstupní. Jedna platí pro stoupající, druhá pro klesající tendenci vstupu.

1.3 Typické regulační a ovládací systémy v topenářství

Jsou jimi schémata regulace (ovládání):

- vnitřní teploty v místnosti,
- ekvitermní regulace,
- výměníku tepla (na proměnnou teplotu, na konstantní teplotu).
- ohříváče vody,
- ohříváče vzduchu,
- tlaku, tlakových rozdílů a průtoků,
- oběhových čerpadel,
- hladiny.

2. Úvod k topenářským oběhovým čerpadlům

Výrobci oběhových čerpadel pro vodní tepelné soustavy se stále snaží zlepšovat jejich funkce a zejména jejich účinnosti, čímž přispívají ke snížení spotřeby čerpací práce a tím i spotřeby zdražující se elektřiny. Přitom projektanti topenářství ještě nevyčerpali možnosti, jak přímo novou koncepcí při návrhu tepelných soustav zajistit další minimalizaci spotřeby čerpací práce.

Projektanti topenářství při návrhu soustavy by měli minimalizovat výpočtové průtoky. Současně by měli zajistit, aby vhodným způsobem řízení čerpadel byly minimalizovány i provozní průtoky. Oběhová čerpadla, resp. jejich otáčky, by měla být řízena dalšími způsoby, než jaké nabízejí výrobci oběhových čerpadel. Tato publikace má na-

pomoci projektantům při orientaci v parametrech oběhových čerpadel, potřebných pro stanovení čerpací práce za určité období.

Projektant pro řešení uvedené úlohy musí mít k dispozici nástroje pro určení:

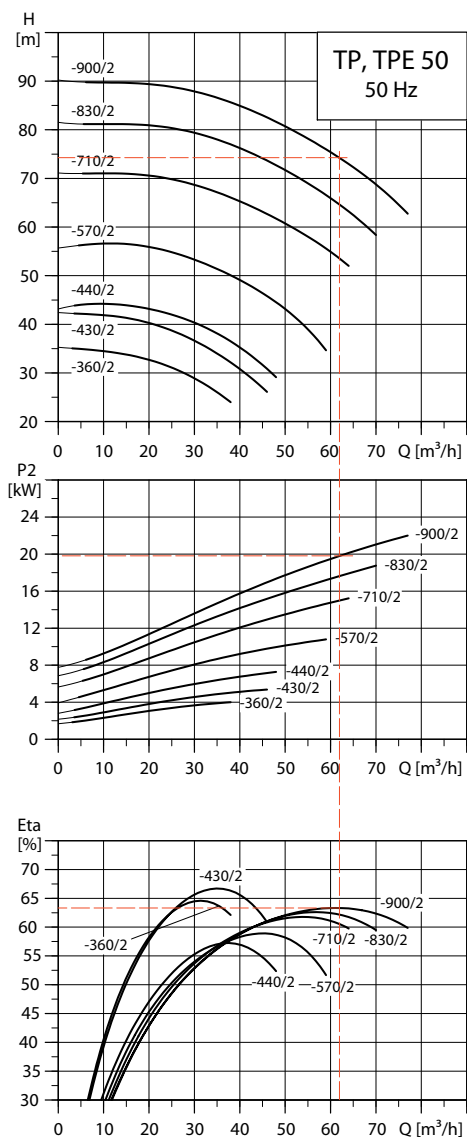
- charakteristik tlakových rozdílů,
- charakteristik příkonu,
- charakteristik účinností.

Tyto nástroje jsou samozřejmě potřebné pro určení charakteristik při libovolných otáčkách. Pokud uvedené nástroje neposkytnout výrobci, vytvoříme náhradní obecné nástroje.

3. Základní charakteristiky oběhových čerpadel

Výrobci oběhových čerpadel uvádějí v lepším případě ve svých katalogích tyto druhy charakteristik (obr. 4), což jsou závislosti hlavních parametrů čerpadla na jeho objemovém průtoku V ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$):

- charakteristiku tlakového rozdílu Δp (kPa), tj. $\Delta p = f_1(V)$, čte se, že Δp je funkcí V ,
- charakteristiku příkonu P_1 (kW), tj. $P_1 = f_2(V)$,
- charakteristiku celkové účinnosti η_c (%), tj. $\eta_c = f_3(V)$.



Obr. 4 - Charakteristiky oběhového čerpadla uváděné výrobcí

Namísto charakteristiky tlakového rozdílu uvádějí někteří výrobci charakteristiku dopravní výšky H (m), což je nesprávný pojem. Oběhová čerpadla nejsou určena pro dopravu kapalin z nižší hladiny na hladinu vyšší s určitou výškou, jako čerpadla vodárenská, ale pro překonávání tlakových ztrát (kPa) potrubního okruhu. Proto vytvářejí tlakový rozdíl Δp (kPa).

Přepočítání hodnot charakteristiky dopravní výšky na hodnoty charakteristiky tlakového rozdílu lze provést pomocí vztahu

$$\Delta p = 10^{-3} \cdot H \cdot \rho \cdot g, \quad (1)$$

kde Δp je tlakový rozdíl (kPa)
 H - dopravní výška (m)
 ρ - hustota vody při 20 °C = 998 (kg.m⁻³)
 g - zemské (tíhové) zrychlení = 9,81 (m.s⁻²).

Vlivem ztrát na jednotlivých prvcích oběhového čerpadla od vstupu hnací energie do výstupu do kapaliny (obr. 5) se postupně snižuje výkon od příkonu elektrické energie k hydraulickému výkonu v kapalině. Hnací příkon z elektrické sítě P_1 vstupuje do frekvenčního měniče a dále vstupuje o výkonu P_2 do elektromotoru. Zde se mění na mechanickou energii o výkonu P_3 vstupující do čerpadla. Z čerpadla se předá mechanická energie kapalině, která získá hydraulický výkon P_4 . Proto by měli výrobci čerpadel označovat příkon čerpadla P_1 a ne jinak, např. P_2 (obr. 4).

Hydraulický výkon (W) předaný čerpadlem kapalině se vypočítá pomocí veličin v základních jednotkách SI podle vztahu

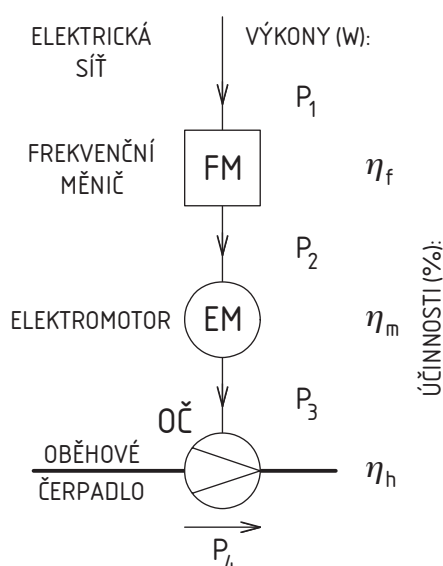
$$P_{4s} = V_s \cdot \Delta p_s, \quad (2)$$

kde V_s je objemový průtok kapaliny (m³.s⁻¹)
 Δp_s - tlakový rozdíl na oběhovém čerpadle (Pa).

Hydraulický výkon (kW) předaný čerpadlem kapalině lze vypočítat pomocí veličin v topenářských jednotkách ze vztahu

$$P_4 = 0,278 \cdot V \cdot \Delta p, \quad (3)$$

kde V je objemový průtok kapaliny (m³.h⁻¹)
 Δp - tlakový rozdíl na oběhovém čerpadle (kPa).



Obr. 5 - Tok energie na oběhovém čerpadle

Celková účinnost oběhového čerpadla (-) (obr. 5) je dána vztahem

$$\eta_c = P_4 / P_1 = \eta_f \cdot \eta_m \cdot \eta_h \quad (4)$$

kde	P_4	je hydraulický výkon čerpadla	(kW)
	P_1	- příkon čerpadla	(kW)
	η_f	- účinnost frekvenčního měniče	(-)
	η_m	- účinnost elektromotoru	(-)
	η_h	- hydraulické účinnost čerpadla	(-).

Hodnoty jednotlivých účinností se vyjadřují také v jednotkách (%).

Příklad

Zadání

U oběhového čerpadla TP 50-900/2 (obr. 4), které má elektromotor o jmenovitém příkonu $P_e = 22$ kW, se má provést kontrola základních parametrů uváděných výrobcem.

Řešení

Z charakteristik uváděných výrobcem (obr. 4) lze pro maximální celkovou účinnost $\eta_{cmax} = 63,2 \% = 0,632$ odečíst tyto údaje:

- objemový průtok kapaliny $V_u = 62 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,
- dopravní výška $H_u = 74 \text{ m}$,
- elektrický příkon čerpadla $P_{1u} = P_{2u} = 19,8 \text{ kW}$ (v diagramu je označení P_2).

Tlakový rozdíl na oběhovém čerpadle při maximální celkové účinnosti je dán vztahem (1)

$$\Delta p_u = 74 \cdot 998 \cdot 9,81 = 72,4 \text{ kPa.}$$

Hydraulický výkon předaný čerpadlem kapalině je podle vztahu (3)

$$P_{4uvyp} = 0,278 \cdot 62 \cdot 72,4 = 12,48 \text{ kW.}$$

Vypočítaný elektrický příkon oběhového čerpadla je dán jiným tvarem vztahu (4)

$$P_{1uvyp} = P_{4uvyp} / \eta_{cmax} = 12,48 / 0,632 = 19,75 \text{ kW.}$$

Tato hodnota vypočítaného elektrického příkonu čerpadla dobře odpovídá hodnotě elektrického příkonu čerpadla uváděné výrobcem $P_{1u} = 19,8 \text{ kW}$.

4. Změna průtoku a tlakového rozdílu na oběhovém čerpadle při změně otáček čerpadla

Když u oběhového čerpadla v potrubním okruhu s konstantním odporem budeme měnit otáčky, změní se:

- objemový průtok na poměrnou hodnotu $V / V_n = n / n_n$,
- tlakový rozdíl na poměrnou hodnotu $\Delta p / \Delta p_n = (n / n_n)^2$,
- hydraulický výkon na poměrnou hodnotu $P_4 / P_{4n} = (n / n_n)^3$,

kde	V_n	je výpočtový objemový průtok	($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
	Δp_n	- výpočtový tlakový rozdíl	(kPa)
	P_{4n}	- výpočtový hydraulický výkon	(kW)
	n	- otáčky čerpadla	(min^{-1})
	n_n	- výpočtové otáčky čerpadla	(min^{-1}).

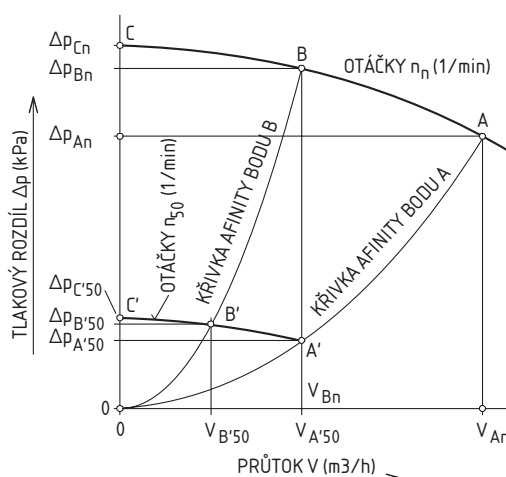
Uvedené vztahy jsou tzv. afinitní rovnice, přičemž o afinitě je pojednáno dále.

Pokud snížíme poměrný průtok soustavou např. na hodnotu $V / V_n = 0,9$, sníží se hydraulický výkon oběhového čerpadla na poměrnou hodnotu $P_4 / P_{4n} = (V / V_n)^3 = 0,9^3 = 0,73$. Vidíme, že i malé snížení průtoku vede ke značnému snížení hydraulického výkonu oběhového čerpadla a tím i potřebného elektrického příkonu.

4.1 Konstrukce charakteristiky tlakového rozdílu pro nižší než jmenovité otáčky

Tuto charakteristiku lze odvodit od charakteristiky tlakového rozdílu při jmenovitých otáčkách. Postup spočívá v převodu vybraných bodů původní charakteristiky (obr. 6) na body nové charakteristiky. Pro konstrukci se využívá křivka afinity. Afinitou se rozumí vztah mezi původním a novým bodem, takže pomoci afinity lze k původnímu

bodu najít obraz nového odpovídajícího bodu. Každým bodem původní charakteristiky lze proložit jedinečnou křivku afinity.



Obr. 6 - Změna charakteristiky oběhového čerpadla při změně otáček

Křivkou afinity je v daném případě parabola 2. stupně, která má např. pro původní bod A tvar

$$\Delta p = \Delta p_A \cdot (V / V_A)^2, \quad (5)$$

kde Δp je tlakový rozdíl (kPa)
 Δp_A - tlakový rozdíl (souřadnice) v bodě A (kPa)
 V - objemový průtok ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
 V_A - objemový průtok (souřadnice) v bodě A ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

Obecně platí, že vztahem (5) je definována křivka afinity, procházející libovolným bodem původní charakteristiky, pokud jsou do vztahu dosazeny souřadnice tohoto bodu.

Např. bod A, ležící na původní charakteristice se jmenovitými otáčkami n_n , má souřadnici průtokovou V_{An} a souřadnici tlakového rozdílu Δp_{An} , což se značí takto: A (V_{An} ; Δp_{An}). Když chceme nalézt k bodu A odpovídající bod A' s polovičními otáčkami n_{50} proti otáčkám jmenovitým n_n , tj. na hodnotu $n_{50} = 0,5 \cdot n_n$, stačí proložit křivku afinity bodem A. A potom po vložení jedné z dále uvedených souřadnic bodu A' získáme bod A' ($V_{A'50}$; $\Delta p_{A'50}$), který leží jak na křivce afinity, tak na nové charakteristice s otáčkami n_{50} . Přitom pro souřadnice odpovídajícího bodu A' platí podle shora uvedených afinitních rovnic, že pro poloviční otáčky bude:

- objemový průtok $V_{A'50} = 0,5 \cdot V_{An}$
 - tlakový rozdíl $\Delta p_{A'50} = 0,5^2 \cdot \Delta p_{An} = 0,25 \cdot \Delta p_{An}$.

Podobně lze pro další zvolený bod B nalézt odpovídající bod B' s polovičními otáčkami n_{50} . Pro konstrukci se musí použít křivka afinity bodu B.

Nakonec vypočítáme souřadnici tlakového rozdílu bodu C', který odpovídá bodu C (0 ; Δp_{Cn}) s nulovým průtokem na původní charakteristice se jmenovitými otáčkami n_n . Pro souřadnici odpovídajícího bodu C' platí podle afinitních rovnic, že pro poloviční otáčky bude $\Delta p_{C'50} = 0,5^2 \cdot \Delta p_{Cn} = 0,25 \cdot \Delta p_{Cn}$.

Pokud přeneseme charakteristiku tlakových rozdílů se jmenovitými otáčkami n_n , která prochází body CBA, do bodů C'B'A', dostaneme charakteristiku tlakových rozdílů s polovičními otáčkami n_{50} .

Matematický popis charakteristiky tlakových rozdílů oběhového čerpadla se jmenovitými otáčkami n_n je dán vztahem

$$\Delta p_n = \Delta p_{n0} - e_n \cdot V^2, \quad (6)$$

kde Δp_n je tlakový rozdíl (kPa)
 Δp_{n0} - tlakový rozdíl při nulovém průtoku (kPa)

e_n	- konstanta daná souřadnicemi 1 bodu charakteristiky	(kPa.h ² .m ⁻⁶)
V	- objemový průtok	(m ³ .h ⁻¹).

Konstantu e_n můžeme vypočítat ze souřadnic, např. bodu A, ze vztahu

$$e_n = (\Delta p_{n0} - \Delta p_{nA}) / V_A^2. \quad (7)$$

Matematický popis charakteristiky tlakových rozdílů oběhového čerpadla se sníženými (redukovanými) otáčkami n_r je dán podobným obecným vztahem

$$\Delta p_r = \Delta p_{r0} - e_r \cdot V^2, \quad (8)$$

kde Δp_r	je tlakový rozdíl na redukované charakteristice	(kPa)
Δp_{r0}	- tlakový rozdíl při nulovém průtoku na redukované charakteristice	(kPa)
e_r	- konstanta daná souřadnicemi 1 bodu redukované charakteristiky	(kPa.h ² .m ⁻⁶)
V	- objemový průtok	(m ³ .h ⁻¹).

Pokud do vztahu (8) dosadíme souřadnice bodu A' redukované charakteristiky, vypočítané ze souřadnic bodu A pomocí afinitních rovnic, získáme po úpravě univerzální vztah pro charakteristiky tlakových rozdílů oběhového čerpadla při libovolných otáčkách

$$\Delta p_r = r^2 \cdot \Delta p_{n0} - e_n \cdot V^2, \quad (9)$$

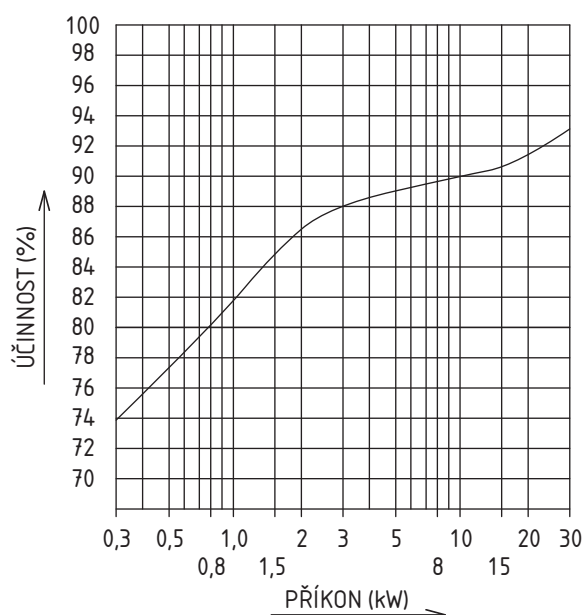
kde r je poměr otáček n_r / n_n (-).

Vztah (9) platí i pro charakteristiku tlakových rozdílů se jmenovitými otáčkami n_n , a to v případě, když poměr otáček $r = 1$.

Vazba mezi charakteristikami tlakových rozdílů je nejlépe patrná v grafické formě (obr. 6). Redukovanou charakteristiku získáme z výchozí charakteristiky se jmenovitými otáčkami tak, že výchozí charakteristiku posuneme směrem k ose „V“ tak, aby bod C' měl souřadnici ($r^2 \cdot \Delta p_{n0}$).

4.2 Závislosti účinností oběhového čerpadla na příkonu a na otáčkách

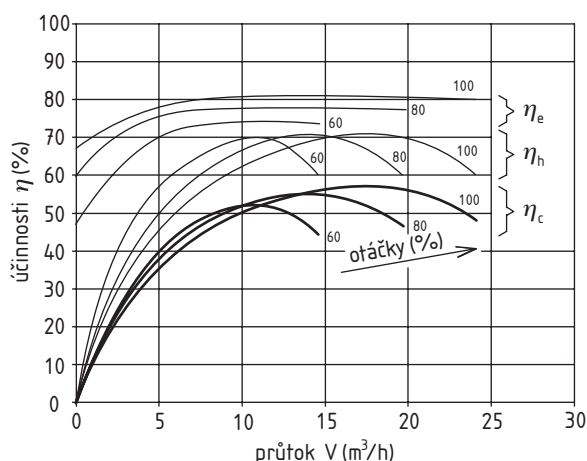
Účinnost třífázových dvoupólových elektromotorů oběhových čerpadel roste s rostoucím příkonem (obr. 7). Musíme si uvědomit, že účinnost u příkonů do 2 kW je poměrně nízká, a to menší než 87 %.



Obr. 7 - Závislost účinnosti třífázových dvoupólových elektromotorů oběhových čerpadel na příkonu

Obě dílčí účinnosti oběhových čerpadel, tj. elektrická $\eta_e = \eta_f \cdot \eta_m$ a hydraulická η_h (obr. 8), mají v závislosti na průtoku a na otáčkách zajímavé průběhy. Elektrická účinnost s klesajícími otáčkami klesá, a to ztelně v oblasti nízkých průtoků. Hydraulická účinnost má maxima při určitých průtocích, přičemž maxima jsou na otáčkách té-

měř nezávislá. Celková účinnost η_c je v oblasti menších průtoků vyšší při nižších otáčkách než v oblasti vyšších průtoků, kdy je tomu naopak. Tento průběh je ovlivněn průběhem hydraulické účinnosti, který je obdobný.

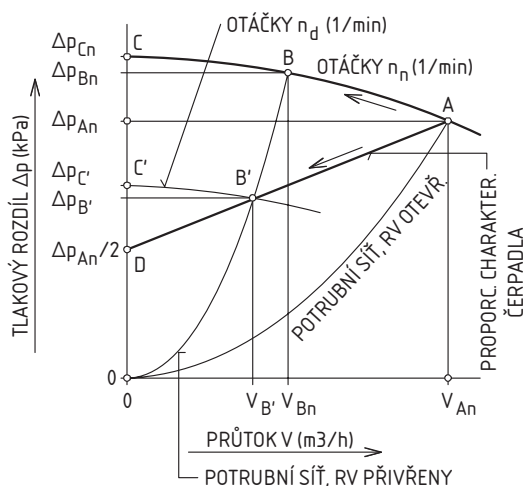


Obr. 8 - Závislosti účinností oběhového čerpadla na průtoku a na otáčkách

5. Oběhová čerpadla v potrubní síti

5.1 Charakteristika potrubní sítě

Dále budeme používat pojem charakteristika potrubní sítě (obr. 9), což je závislost její tlakové ztráty Δp_s (kPa) na objemovém průtoku V ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). Většina potrubních sítí má regulační ventily (RV), které pracují na principu škrcení průtoku. Budeme rozeznávat charakteristiku potrubní sítě s plně otevřenými RV, která prochází jmenovitým (výpočtovým) bodem A. Tímto bodem prochází také charakteristika tlakových rozdílů se jmenovitými otáčkami n_n .



Obr. 9 - Charakteristiky oběhového čerpadla a potrubní sítě

5.2 Neřízené oběhové čerpadlo v potrubní síti

Když začnou pracovat RV a snižovat průtok, budou se provozní body na charakteristice tlakových rozdílů se jmenovitými otáčkami n_n (obr. 9) přesouvat z bodu A směrem k bodu B. Tak budou vznikat charakteristiky potrubní sítě s částečně otevřenými RV, kterých je pochopitelně velké množství. Přitom jedna charakteristika sítě (dále dolní charakteristika sítě) prochází bodem B, kterým je vymezena dolní hranice průtoku při nejvyšším škrcení RV.

5.3 Proporcionálně řízené oběhové čerpadlo v potrubní síti

Dnes existuje řada kompaktních oběhových čerpadel, která jsou vybavena úplným systémem řízení otáček. Řídicí systém je tvořen regulátorem, snímači elektrických veličin a frekvenčním měničem. Existují i jiné způsoby změny otáček motoru, ve většině případů ale energeticky méně účinné. Z hodnot naměřených elektrických veličin (na-

pětí, proudu, otáček a skluzu) se s využitím závislostí mezi těmito el. veličinami a hydraulickými charakteristikami čerpadla uloženými v paměti čerpadla vypočítává průtok a tlakový rozdíl.

Oběhová čerpadla se systémem řízení otáček umožňují kromě regulace na konstantní tlakový rozdíl vytvořit i tzv. proporcionální charakteristiku tlakového rozdílu (obr. 9). Charakteristikou je přímka, resp. úsečka, vyznačující se tím, že vychází ze jmenovitého bodu A ($V_{An}; \Delta p_{An}$) a končí v bodě D ($0; \Delta p_{An} / 2$), ve kterém je nulový průtok a tlakový rozdíl $\Delta p_D = \Delta p_{An} / 2$. Proporcionální charakteristika tlakového rozdílu je jako funkce $\Delta p = f(V)$ vložena do regulátoru systému řízení. Do regulátoru se ale musí nastavit souřadnice jmenovitého bodu A ($V_{An}; \Delta p_{An}$).

V poslední době se začíná používat automatická regulační funkce AUTOAdapt, která vychází z principu výše popsané proporcionální charakteristiky tlakového rozdílu, ale na rozdíl od něj nevyžaduje zadání souřadnice jmenovitého bodu ($V_{An}; \Delta p_{An}$), neboť nastavení regulační přímky čerpadla, která je v každém okamžiku optimální pro danou soustavu a přináší maximální možné úspory el. energie (sklon proporcionální charakteristiky tlakového rozdílu je větší a tudíž dochází k většímu snižování otáček čerpadla), je zcela automatické a vychází z požadavků dané soustavy.

Když začnou pracovat RV a snižovat průtok, budou se provozní body na proporcionální charakteristice tlakových rozdílů přesouvat z bodu A směrem k bodu B'. Bodem B' prochází dolní charakteristika sítě, která vymezuje dolní hranici průtoku při nejvyšším škrcení RV. K tomuto přesunu dochází proto, že snížení průtoku zaznamená snímač průtoku umístěný v čerpadle, regulátor vyhodnotí regulační odchylku od předepsané charakteristiky a přes frekvenční měnič upraví otáčky.

Připomeňme, že hydraulický výkon příslušící určitému provoznímu bodu je z definice úměrný součinu souřadnic provozního bodu, např. u bodu A ($V_{An}; \Delta p_{An}$) jde o součin ($V_{An} \cdot \Delta p_{An}$). V grafické podobě (obr. 9) představuje součin plochu tzv. provozního obdélníka. Porovnáním ploch provozních obdélníků získáme názornou představu o úspoře hydraulického (čerpacího) výkonu u takto řízeného čerpadla oproti čerpadlu neřízenému. Takže při použití proporcionální charakteristiky postačí pro činnost čerpadla podstatně menší hydraulické výkony ve všech provozních bodech.

Z polohy charakteristiky tlakového rozdílu při dolních otáčkách, která prochází body C'B', k poloze charakteristiky tlakového rozdílu při jmenovitých otáčkách, lze stanovit dolní otáčky (min^{-1}) ze vztahu

$$n_d = n_n \cdot \sqrt{(\Delta p_{C'} / \Delta p_C)}, \quad (10)$$

kde n_n je jmenovitý počet otáček (min^{-1})
 $\Delta p_{C'}$ - tlakový rozdíl příslušný bodu C' (kPa)
 Δp_C - tlakový rozdíl příslušný bodu C (kPa).

Příklad

Zadání

Vypočítejte dolní otáčky oběhového čerpadla s proporcionální charakteristikou tlakového rozdílu, když jmenovitý počet otáček $n_n = 1500 \text{ min}^{-1}$, tlakový rozdíl příslušný bodu C' je $\Delta p_{C'} = 32,5 \text{ kPa}$ a tlakový rozdíl příslušný bodu C je $\Delta p_C = 50 \text{ kPa}$.

Řešení

Dolní otáčky oběhového čerpadla s proporcionální charakteristikou tlakového rozdílu budou podle vztahu (10)

$$n_d = 1500 \cdot \sqrt{(32,5 / 50)} = 1200 \text{ min}^{-1}.$$

6. Typy vytápěcích soustav

Z hlediska hydraulické vazby mezi OČ a vytápěcí soustavou rozeznáváme 5 typů vytápěcích soustav (tab. 1). Navzájem se liší fázemi návrhu soustav a jejich provozu. Např. návrh se provádí s konstantním průtokem $V = \text{konst}$, provoz se potom děje s proměnným průtokem $V = \text{prom}$, a to vlivem činnosti regulačních ventilů (RV). Dále se liší způsobem řízení tepelného výkonu, případně i řízením oběhového čerpadla.

Tab. 1 - Typy vytápěcích soustav

	typ soustavy	fáze		řízení	
		návrh	provoz	řízení výkonu	řízení OČ
1	tradiční	$V = \text{konst}$	$V = \text{konst}$	změnou teplot	-
2	tradiční s RV	$V = \text{konst}$	$V = \text{prom}$	změnou teplot	-
3	současná s RV	$V = \text{konst}$	$V = \text{prom}$	změnou teplot	proporcionální
4	budoucí s RV	$V = \text{konst}$	$V = \text{prom}$	změnou teplot	optimální
5	perspektivní s RV	$V = \text{prom}$	$V = \text{prom}$	změnou průtoku	lineární

Řízení tepelného výkonu se provádí nejčastěji změnou teplot oběhové vody, resp. změnou jejich teplotního rozdílu, v závislosti na venkovní teplotě (ekvitermní regulace), přičemž průtok oběhové vody se navrhuje konstantní. Kompaktní oběhová čerpadla mohou mít „vestavěné“ vnitřní řízení, které zajišťuje, že výstupní charakteristiky tlakového rozdílu jsou:

- proporcionální, kdy je charakteristika OČ dána obsluhou nastavenou úsečkou (obr. 9), která klesá s klesajícím průtokem,
- optimální (funkce AUTOAdapt), kdy je charakteristika OČ téměř shodná s charakteristikou potrubní sítě; čerpadlo si samo, zcela automaticky, nastavuje neoptimálnější charakteristiku OČ v závislosti na požadavcích dané soustavy, a to z hlediska maximálních úspor el. energie a současného zajištění požadovaného tepelného výkonu.

Dalším, modernějším způsobem řízení tepelného výkonu vytápěcích soustav se nabízí naopak řízení změnou průtoku oběhové vody, přičemž teplotní rozdíl by byl jak při návrhu, tak při provozu konstantní.

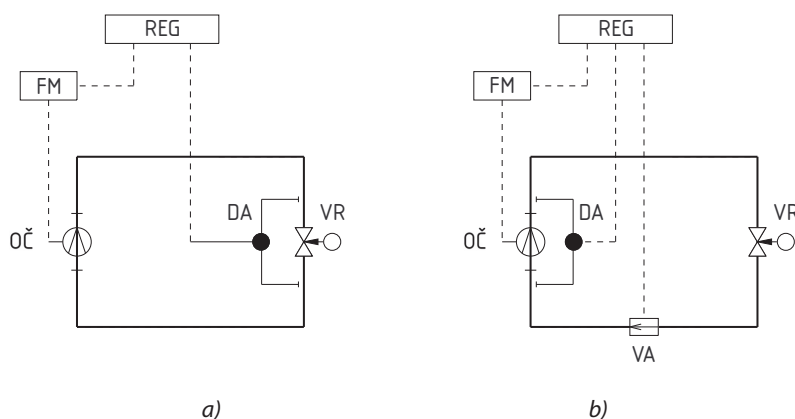
7. Způsoby řízení oběhových čerpadel

Podle toho, zda se OČ zapojují do řízení tepelného výkonu soustavy či nikoliv, rozeznáváme řízení OČ aktivní nebo pasivní.

7.1 Pasivní řízení

Řízení tepelného výkonu tepelné soustavy se provádí změnou teplot oběhové vody, resp. změnou jejich teplotního rozdílu. Při pasivním řízení čerpadla řídicí systém, většinou vestavěný do kompaktního čerpadla, zajišťuje proporcionální nebo optimální charakteristiku tlakového rozdílu čerpadla. Čerpadlo průtok přímo neovlivňuje, pouze reaguje na změny průtoku, které svými zásahy provádějí RV.

Zvláštními způsoby pasivního řízení jsou řízení OČ podle tlakového rozdílu v určitém bodě potrubní sítě. Jedná se jednak o přímý způsob, při kterém je snímač tlakového rozdílu umístěn v místě odběru (obr. 10a), jednak o nepřímý způsob, při kterém jsou snímač tlakového rozdílu a snímač průtoku umístěny u čerpadla (obr. 10b).



Obr. 10 - Přímé (a) a nepřímé (b) řízení řízení OČ

Při přímém řízení řídicí systém (REG) udržuje otáčky čerpadla přes frekvenční měnič (FM) tak, aby tlakový rozdíl snímáný snímačem tlakového rozdílu (DA) u hydraulicky nejnepříznivějšího odběru reprezentovaném regulačním ventilem (RV) byl udržován na konstantní hodnotě Δp_k . Výhodou čerpadel s přímým řízením je v podstatě

realizace ideálního řízení. Výsledná charakteristika čerpadla odpovídá skutečné charakteristice soustavy. Nevýhodou je potřebné propojení se snímačem tlakového rozdílu v místě odběru.

Při nepřímém řízení řídicí systém udržuje otáčky čerpadla tak, aby byl tlakový přínos čerpadla programově udržován pro určitý průtok snímaný průtokoměrem (VA) na hodnotě poblíž charakteristiky soustavy. Program je vložen do regulátoru. Při řízení musí regulátor řešit funkci $n = f(V)$, tj. závislost otáček na průtoku, přičemž do programu regulátoru musí být vloženy parametry soustavy. Řídicí systém u nepřímého řízení může být umístěn přímo na čerpadle a čerpadlo se potom nazývá kompaktní, což je výhodou tohoto způsobu řízení. K nevýhodám patří potřeba kvalitního regulátoru, tvorba řídicího programu a nutnost nastavení dvou parametrů na regulátoru.

Při těchto způsobech řízení jsou úspory čerpací práce závislé na celkové účinnosti čerpadla a na správném nastavení charakteristiky tlakového rozdílu čerpadla.

7.2 Aktivní řízení

Řízení tepelného výkonu vytápěcích soustav se děje změnou průtoku oběhové vody. Rozdíl teplot oběhové vody je přitom konstantní. Při aktivním řízení čerpadla většinou externí řídicí systém zajišťuje regulaci průtoku čerpadlem změnou otáček v závislosti na vnější teplotě, podobně jako u ekvitermní regulace. Jedná se o tzv. lineární řízení OČ, kdy je lineárně regulován průtok a tím i tepelný výkon soustavy. Matematický předpis regulace je vložen do regulátoru řídicího systému. Na snižování průtoků, které svými zásahy provádějí RV, také řídicí systém reaguje podle dalšího vloženého předpisu.

Při tomto způsobu řízení jsou úspory čerpací práce závislé nejen na celkové účinnosti čerpadla a na správném nastavení charakteristiky tlakového rozdílu čerpadla, ale také na regulačním předpisu pro řízení čerpadla, který musí stanovit projektant topenář.

8. Jaké je dosažitelné minimum čerpacího výkonu?

Na tuto otázku je možné odpovědět výpočtem pro každý typ tepelné soustavy (tab. 1). Zde provedeme výpočet minima výkonu pro upravenou soustavu budoucí s RV, kterou zjednodušíme na soustavu budoucí bez RV s řízením oběhového čerpadla podle charakteristiky potrubní sítě. Dále budeme předpokládat rovnoměrnou četnost výskytu dílčích výkonů během vytápěcího období.

Pro výpočet použijeme charakteristiku potrubní sítě procházející jmenovitým bodem A (obr. 9), která je dána vztahem

$$\Delta p = \Delta p_A \cdot (V / V_A)^2, \quad (11)$$

kde	Δp	je tlakový rozdíl	(kPa)
	Δp_A	- výpočtový tlakový rozdíl (bod A)	(kPa)
	V	- objemový průtok	(m ³ .h ⁻¹)
	V_A	- výpočtový objemový průtok (bod A)	(m ³ .h ⁻¹).

Velikost plochy (W) pod křivkou danou vztahem (11) lze vypočítat integrací diferenciálního vztahu

$$dS = \Delta p \cdot dV = \Delta p_A \cdot (V / V_A)^2 \cdot dV,$$

a to v mezích průtoku od V_A do 0, přičemž získáme výslednou plochu (W) a současně střední čerpací výkon (W)

$$S = \Delta p_A \cdot V_A / 3 = P_A / 3 = P_s. \quad (12)$$

Ze vztahu je patrné, že dosažitelné minimum čerpacího výkonu je pro daný typ tepelné soustavy rovno 1/3 čerpacího výkonu, který odpovídá jmenovitému bodu A.

9. Elektrické vlastnosti oběhových čerpadel

Někdy je potřebné stanovit příkon či výkon elektromotoru čerpadla z jeho elektrických veličin.

Elektrický příkon jednofázového elektromotoru čerpadla (W) je dán vztahem

$$P_1 = U_f \cdot I_f \cdot \cos \varphi, \quad (13)$$

kde U_f je elektrické napětí fáze (V)
 I_f - elektrický proud fáze (A)
 $\cos \varphi$ - účinník, kde φ je úhel mezi okamžitými vektory
 střídavého napětí a proudů (-).

Elektrický příkon třífázového elektromotoru čerpadla (W) je dán vztahem

$$P_1 = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi, \quad (14)$$

kde U je síťové elektrické napětí (V)
 I - síťový elektrický proud (A).

Mezi síťovým napětím U a napětím fáze U_f platí závislost $U = \sqrt{3} \cdot U_f$. Je-li $U_f = 230$ V, bude síťové elektrické napětí $U = \sqrt{3} \cdot 230 = 1,73 \cdot 230 = 400$ V.

Výkon elektromotoru čerpadla (W), který se přenáší do čerpadla, je dán vztahem

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_e, \quad (15)$$

kde η_e je účinnost elektromotoru (-).

Ještě k orientaci v otáčkách třífázových elektromotorů.

Pro vztah mezi otáčkami elektromotoru n_s (s^{-1}) a frekvencí elektrického proudu f (s^{-1}) platí, že $n_s = f$. Jednotkou pro frekvenci elektrického proudu bývá nejčastěji 1 Hz (hertz) = s^{-1} . V naší elektrické síti je frekvence $f = 50$ Hz.

Má-li elektromotor p (-) párů pólů, platí pro jeho teoretické otáčky (min^{-1}) v naší síti vztah

$$n = 60 \cdot f / p = 60 \cdot 50 / p = 3000 / p. \quad (16)$$

Takže dvoupólový elektromotor ($p = 1$) má teoretické otáčky $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, čtyřpólový ($p = 2$) potom teoretické otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ a nakonec šestipólový ($p = 3$) má teoretické otáčky $n = 1000 \text{ min}^{-1}$. Skutečné otáčky jsou vždy vlivem zatížení elektromotoru nižší než otáčky teoretické.

Příklad

Zadání

Elektronicky řízené oběhové čerpadlo TPE 50-900/2 s třífázovým elektromotorem má v katalogu uvedeny tyto parametry: síťové napětí $U = 400$ V, síťový proud $I = 39,1$ A, účinník $\cos \varphi = 0,93$ a účinnost elektromotoru $\eta_e = 0,871$. Má být stanoven příkon a výkon elektromotoru čerpadla.

Řešení

Elektrický příkon elektromotoru čerpadla bude podle vztahu (14)

$$P_1 = \sqrt{3} \cdot 400 \cdot 39,1 \cdot 0,93 = 25\,200 \text{ W} = 25,2 \text{ kW}.$$

Výkon elektromotoru čerpadla bude podle vztahu (15)

$$P_2 = 25\,200 \cdot 0,871 = 22\,000 \text{ W} = 22 \text{ kW}.$$

10. Úspory elektrické energie při používání energeticky úsporných oběhových čerpadel

Snížení spotřeby elektrické energie během provozu oběhových čerpadel lze dosáhnout následujícími způsoby.

10.1 Otáčkově regulovaná čerpadla

Výrazné úspory ve spotřebě elektrické energie jsou založeny na využití rovnice afinity $P / P_n = (n / n_n)^3$ (viz kap. 4). Vzhledem k tomu, že jen po poměrně malou část roku je nutno provozovat čerpadla na maximální otáčky, je možné dosáhnout úspor řádově v desítkách % ve srovnání s neregulovanými čerpadly.

10.2 Nové účinnější motory

U bezucpávkových oběhových čerpadel se v posledních letech uplatňují motory využívající při výrobě rotoru technologii permanentních magnetů, neboť motory využívající tuto technologii se vyznačují vyšší účinností ve

srovnání se standardními motory. U ucpávkových čerpadel se stále více používají motory v nejvyšší účinnostní třídě EFF1 (viz kap. 12).

10.3 Nové způsoby otáčkové regulace čerpadel

U otáčkově regulovaných čerpadel s nejnižší spotřebou el. energie se používá již výše zmíněný energeticky nejvýhodnější způsob otáčkové regulace AUTOAdapt. Oběhové čerpadlo si v tomto případě nastavuje neoptimalnější charakteristiku OČ (z hlediska minimálních otáček a tedy maximálních úspor el. energie a současného zajištění požadovaného tepelného výkonu).

K dalším energetickým úsporám dochází vlivem používání funkce „Noční redukováný provoz“. Pokud je tato funkce pro danou soustavu použitelná, oběhové čerpadlo se automaticky přepíná do energeticky podstatně méně náročného provozu (čerpadlo je provozováno podle minimální křivky), pokud zaregistruje zadanou minimální rychlost poklesu teploty čerpaného média. Při vzrůstu teploty kapaliny se čerpadlo automaticky vrací do původního provozního režimu.

Kombinací výše zmíněných způsobů lze dosáhnout až 80% úspor elektrické energie ve srovnání s průměrnými standardními neregulovanými oběhovými čerpadly.

11. Co znamená veličina NPSH pro oběhová čerpadla?

Výrobci odstředivých oběhových čerpadel uvádějí v projektových podkladech průběh hodnot veličiny nazývané NPSH. Zde si vysvětlíme co tato veličina představuje a k čemu slouží v topenářské praxi při návrhu oběhových čerpadel (OČ) do tepelných soustav.

Hlavní podmínkou pro bezvadnou funkci oběhového čerpadla je zajištění dostatečného statického tlaku v čerpadle, zejména v jeho sací části. V čerpadle se urychluje voda a proto klesá statický tlak. Nesmí však klesnout pod tlak nasycených par, což by znamenalo místní odpařování vody a vznik kavitace. Při kavitaci se odpařuje voda a vznikají bublinky vodní páry. Také dochází k vylučování plynů, zejména vzduchu, které jsou ve vodě rozpuštěny. Kavítací se snižuje hydraulická účinnost čerpadla a v čerpadle může docházet k hluku. V místě zániku kavitačních bublin také může docházet k opotřebování materiálu lopatek oběžného kola, v krajním případě vedoucí až k destrukci oběžného kola.

V této části je u statického tlaku rozlišován pojem tlak a přetlak. Tlakem je míněn tlak absolutní, ne přetlak.

11.1 Hydraulické poměry v oběhovém čerpadle

Nejprve se seznámíme s hydraulickými poměry v sací části oběhového čerpadla. V této části dochází k největšímu snížení statického tlaku vody. Následně stanovíme požadované tlakové poměry v sání oběhového čerpadla, při kterých bude zajištěno, že voda proudící čerpadlem bude vždy v kapalném skupenství. V čerpadlové technice je hlavní veličinou pro energetické výpočty měrná energie čerpadla Y ($J \cdot kg^{-1}$). V tepelné technice je výhodnější pro energetické úvahy kolem oběhových čerpadel používat tlak a tlakový rozdíl. Převod mezi měrnou energií čerpadla Y ($J \cdot kg^{-1}$) a tlakovým rozdílem (přínosem) na čerpadle Δp (kPa) je dán vztahem

$$\Delta p = 10^{-3} \cdot \rho \cdot Y,$$

kde ρ je hustota vody při dané teplotě (tab. 2) ($kg \cdot m^{-3}$).

Orientačně platí, že Δp (kPa) $\approx Y$ ($J \cdot kg^{-1}$), protože hustota studené vody ρ je přibližně $10^3 kg \cdot m^{-3}$.

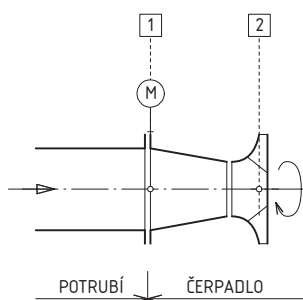
Tab. 2 - Základní vlastnosti vody

teplota vody	(°C)	10	20	30	40	50	60	70	80
tlak syté páry	(kPa)	1,23	2,34	4,24	7,38	12,34	19,92	31,2	47,4
hustota	($kg \cdot m^{-3}$)	1000	998,0	996,0	992,1	988,1	983,3	977,5	971,8
teplota vody	(°C)	90	100	110	120	130	140	150	160
tlak syté páry	(kPa)	70,1	101,3	143,3	198,5	270,1	361,4	476,0	618,0
hustota	($kg \cdot m^{-3}$)	965,3	957,9	950,6	943,4	934,6	925,9	916,6	907,4

Při vtoku vody do oběhového čerpadla (obr. 11) vstupuje voda nejprve do sacího hrdla (1) a potom je přisávána k lopatkám oběžného kola (2). Těsně před vstupem do lopatek, kdy voda není ještě oběžným kolem unášena a kdy není statický tlak oběžným kolem zvyšován, je dosaženo minima statického tlaku vody v čerpadle. Pro proudění vody mezi místy 1 a 2 platí Bernoulliho rovnice o zachování energie daná rovností celkových tlaků neboli rovností součtu tlakových složek v uvedených místech

$$p_{s1} + p_b + p_{d1} = p_{s2} + p_b + p_{d2} + \Delta p_z \quad (17)$$

kde p_{s1} je statický přetlak v sacím hrdle OČ (kPa)
 p_b - barometrický tlak (kPa)
 p_{d1} - dynamický tlak v sacím hrdle OČ (kPa)
 p_{s2} - statický přetlak před oběžným kolem OČ (kPa)
 p_{d2} - dynamický tlak před oběžným kolem OČ (kPa)
 Δp_z - tlaková ztráta mezi místy 1 a 2 (kPa).



Obr. 11 - Schema nátoku do čerpadla

Protože veličiny p_{s2} , p_{d2} a Δp_z nelze v místě (2) čerpadla měřit přímo, zavedme, že

$$\Delta p_e = p_{d2} + \Delta p_z \quad (18)$$

kde Δp_e je pokles tlakové energie v sací části čerpadla (kPa).

Z definice Δp_e ve vztahu (18) vyplývá, že pokles tlakové energie v sací části čerpadla je dán součtem dynamického tlaku p_{d2} a tlakové ztráty Δp_z v místě (2). Protože oba členy ve vztahu (18) závisí na druhé mocnině průtoku, je patrné, že pokles tlakové energie v sací části čerpadla je také závislý na druhé mocnině průtoku. Pokud zavedeme, že statický tlak v místě (2) bude roven alespoň tlaku vodní páry na mezi sytosti při teplotě protékající vody, bude

$$p_{s2} + p_b = p_p \quad (19)$$

kde p_p - tlak vodní páry na mezi sytosti při teplotě proudící vody (tab. 2) (kPa).

Potom lze vztah (17) upravit na tvar

$$p_{s1} + p_b + p_{d1} = p_p + \Delta p_e \quad (20)$$

ze kterého lze vyjádřit minimální statický přetlak v sacím hrdle čerpadla (kPa), čili v místě (1), vztahem

$$p_{s1m} = p_p + \Delta p_e - p_b - p_{d1} \quad (21)$$

Dynamický tlak v sacím hrdle OČ

$$p_{d1} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot v_1^2 \cdot \rho \quad (22)$$

kde v_1 je rychlost vody v sacím hrdle (m.s⁻¹)
 ρ - hustota vody při dané teplotě (kg.m⁻³).

Po dosazení vztahu (22) do vztahu (21) dostáváme konečný vztah pro minimální statický přetlak v sacím hrdle čerpadla

$$p_{s1m} = p_p + \Delta p_e - p_b - 5 \cdot 10^{-4} \cdot v_1^2 \cdot \rho \quad (23)$$

Samozřejmě platí, že provozní statický přetlak v sacím hrdle čerpadla p_{s1} (kPa) musí vyhovovat podmínce

$$p_{s1} \geq p_{1sm}$$

Jedni výrobci čerpadel doporučují, aby provozní přetlak v sacím hrdle čerpadla byl alespoň o 5 kPa vyšší než požadovaný minimální statický přetlak v sacím hrdle. Druzí zase doporučují, aby se k hodnotě Δp_e přidalo 15 %. Tyto rezervy mají zajistit určitou jistotu s ohledem na kolísání přetlaku v tepelné soustavě. Je vhodné stanovit provozní přetlak tak, aby vyhovoval vyššímu z doporučovaných navýšení.

Hodnoty dynamického tlaku jsou u oběhových čerpadel pro tepelnou techniku v rozsahu 0,5 kPa (pro rychlost vody $v_1 = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) až 50 kPa (pro $v_1 = 10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$).

Hodnoty Δp_e se zjišťují na měřící trati s čerpadlem pomocí změřených hodnot p_{s1} a následným výpočtem pomocí vztahu

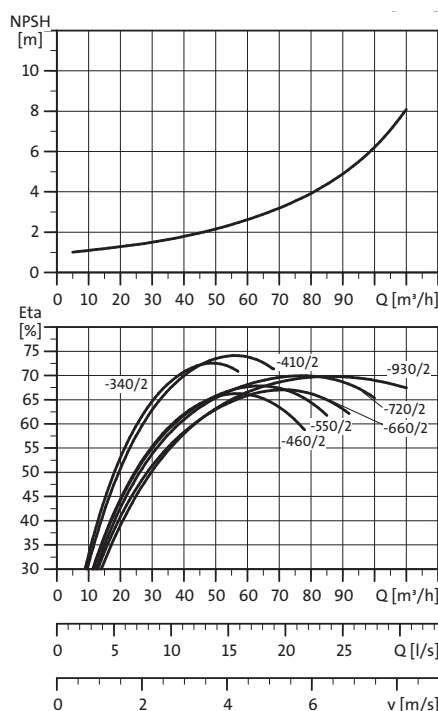
$$\Delta p_e = p_{s1} - p_p + p_b + 5 \cdot 10^{-4} \cdot v_1^2 \cdot \rho \quad (24)$$

Při měření se postupně snižuje přetlak v sacím hrdle, přičemž se sleduje stav, kdy dojde ke snižování Δp v charakteristice oběhového čerpadla vlivem snižování hydraulické účinnosti. Při tomto stavu se ze vztahu (24) vypočítá hodnota Δp_e .

11.2 Co znamená NPSH?

V anglické a německé literatuře se pro určení dostatečného tlaku v čerpadle používá veličina *NPSH* (net positive suction head) s rozměrem (m), což představuje pokles tlakové energie v sací části čerpadla daný výškou vodního sloupce. Průběh hodnot veličiny *NPSH* čerpadla, tj. její závislost na průtoku vody čerpadlem, je většinou pro větší čerpadla uváděn v podkladech výrobce společně s charakteristikou čerpadla (obr. 12), průběhem elektrického příkonu P_2 a s průběhem hydraulické účinnosti η (eta) (%). Charakteristikou čerpadla se rozumí závislost $\Delta p = f(V)$, kde V ($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$) je objemový průtok. Výrobci často ještě uvádějí charakteristiku čerpadla jako závislost $H = f(Q)$, kde H (m) je dopravní výškou a Q ($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$) objemovým průtokem.

Citované charakteristiky a průběhy (obr. 12) jsou zpracovány pro referenční teplotu vody 20 °C. Proto budou dále všechny veličiny, které jsou udávány při referenční teplotě vody 20 °C, označeny indexem „r“.



Obr. 12 - Závislost NPSH na průtoku oběhovým čerpadlem

Převod mezi veličinou *NPSH* (m) čerpadla a poklesem tlakové energie v sací části čerpadla Δp_{er} (kPa) při referenční teplotě je dán vztahem

$$\Delta p_{er} = 10^{-3} \cdot \rho \cdot g \cdot NPHS, \quad (25)$$

kde g je zemské zrychlení = 9,81 (m.s⁻²).

Přitom platí, že Δp_{er} (kPa) $\approx 10 \cdot NPHS$ (m).

Pokud jsou odečítány parametry čerpadla z jeho charakteristik, musí se vycházet z objemového průtoku vody při referenční teplotě. Referenční průtok (m³.h⁻¹) je dán vztahem

$$V_r = V \cdot \rho / \rho_r \quad (26)$$

kde V je objemový průtok vody při skutečné teplotě vody (m³.h⁻¹)
 ρ - hustota vody při skutečné teplotě (kg.m⁻³)
 ρ_r - hustota vody při referenční teplotě (kg.m⁻³).

V charakteristikách čerpadel jsou pro určitý průtok uváděny i rychlosti vody v sacím i výtlačném hrdle. Tato rychlost samozřejmě platí pro referenční teplotu vody. Rychlost vody (m.s⁻¹) při skutečné teplotě vody bude dána vztahem

$$v_1 = v_{1r} \cdot \rho_r / \rho, \quad (27)$$

kde v_{1r} je referenční rychlost vody (m.s⁻¹).

Pro stanovení minimálního statického přetlaku v sacím hrdle čerpadla je nutné ještě určit pokles tlakové energie v sací části čerpadla při skutečné teplotě vody. Skutečný pokles tlakové energie v sací části čerpadla (kPa) je dán vztahem

$$\Delta p_e = \Delta p_{er} \cdot (\rho_r / \rho)^2, \quad (28)$$

kde Δp_{er} je pokles tlakové energie v sací části čerpadla při referenční teplotě vody (kPa).

Příklad

Zadání

Pro oběhové čerpadlo, jehož charakteristiky jsou na diagramech (obr. 12), má být určen minimální i provozní statický přetlak v sacím hrdle čerpadla. Oběhové čerpadlo má zajistit průtok vody ve výši $V = 74 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ o teplotě 120 °C, při barometrickém tlaku $p_b = 98 \text{ kPa}$.

Řešení

Nejprve odečteme hustoty vody (tab. 2). Při teplotě 20 °C je hustota vody $\rho_r = 998,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, při teplotě 120 °C je hustota $\rho = 943,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Dále odečteme tlaky vodní páry na mezi sytosti. Při teplotě 20 °C je $p_{pr} = 2,34 \text{ kPa}$, při 120 °C je $p_p = 198,5 \text{ kPa}$.

Podle (26) bude referenční průtok

$$V_r = V \cdot \rho / \rho_r = 74 \cdot 943,4 / 998,2 = 70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}.$$

Pro referenční průtok lze v diagramech (obr. 12) odečíst hodnotu $NPSH = 3,2 \text{ m}$ a také rychlost vody v sacím hrdle $v_{1r} = 5,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (vše při referenční teplotě vody 20 °C).

Podle (27) bude skutečná rychlost vody

$$v_1 = v_{1r} \cdot \rho_r / \rho = 5,5 \cdot 998,2 / 943,4 = 5,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Podle (22) bude dynamický tlak v sacím hrdle OČ

$$p_{d1} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot v_1^2 \cdot \rho = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 5,8^2 \cdot 943,4 = 15,9 \text{ kPa}.$$

Podle (25) bude referenční pokles tlakové energie v sací části čerpadla

$$\Delta p_{er} = 10^{-3} \cdot \rho_r \cdot g \cdot NPHS = 10^{-3} \cdot 998,2 \cdot 9,81 \cdot 3,2 = 31,3 \text{ kPa}.$$

Podle (28) bude skutečný pokles tlakové energie v sací části čerpadla

$$\Delta p_e = \Delta p_{er} \cdot (\rho_r / \rho)^2 = 31,3 \cdot (998,2 / 943,4)^2 = 35,1 \text{ kPa}.$$

Minimální statický přetlak v sacím hrdle čerpadla potom bude podle vztahu (21)

$$p_{s1m} = p_p + \Delta p_e - p_b - p_{d1} = 198,5 + 35,1 - 98 - 15,9 = 119,7 \text{ kPa.}$$

Provozní statický přetlak v sacím hrdle čerpadla bude dán vyšší z hodnot

$$p_{s1} = p_{s1m} + 5 = 119,7 + 5 = 124,7 \text{ kPa,}$$

$$p_{s1} = p_{s1m} + 0,15 \cdot \Delta p_e = 119,7 + 0,15 \cdot 35,1 = 125 \text{ kPa.}$$

Poznámka

Pokud by čerpadlem proudila voda o referenční teplotě 20 °C, byla by hodnota minimálního statického přetlaku v sacím hrdle čerpadla

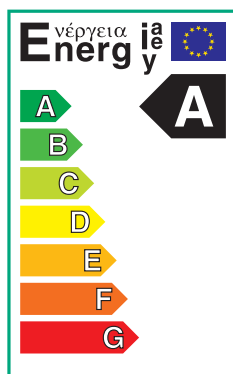
$$p_{s1m} = 2,34 + 31,3 - 98 - 15,1 = -79,5 \text{ kPa,}$$

takže v sacím hrdle čerpadla bude pro studenou vodu postačovat i podtlak (tlak je 98 - 79,5 = 18,5 kPa). Stanovení hodnoty 15,1 kPa pro referenční dynamický tlak v sacím hrdle OČ ponecháváme na čtenáři.

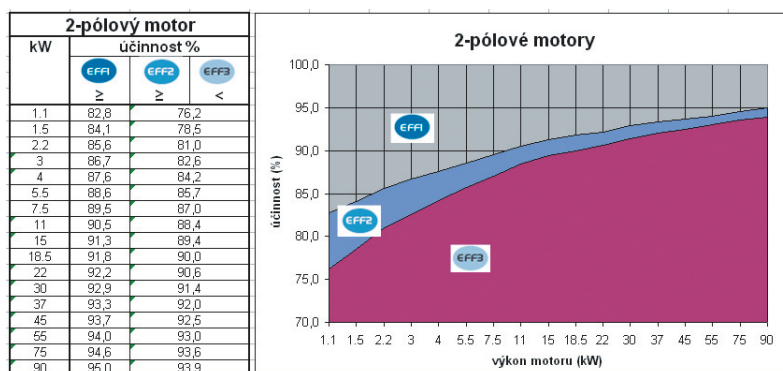
12. Zařazování motorů oběhových čerpadel do účinnostních tříd

Spotřeba elektrické energie představuje největší část nákladů spojených s provozováním čerpadla a ve většině případů tvoří více než 85 % celkových nákladů spojených s vlastnictvím čerpadel. Proto je stále více kladen důraz na energetickou náročnost čerpadel. Pro rychlé a snadné odlišení energeticky úsporných čerpadel od čerpadel méně energeticky účinných se podle typu čerpadel používají různé způsoby jejich označování.

Pro bezucpávková oběhová čerpadla vyvinulo Sdružení evropských výrobců čerpadel Europump systém označování energetické účinnosti pomocí názorných energetických štítků. Tento systém, který se používá v Evropské unii od r. 2005, používá stupnici energetických tříd „A“ až „G“ (obr. 13). Přitom do třídy „A“ jsou řazena energeticky nejúspornější čerpadla, která spoří min. 60 % elektrické energie ve srovnání s průměrnými oběhovými čerpadly třídy „D“. A otáčkově regulovaná čerpadla, která mají moderní úsporné motory, např. s využitím technologie trvalých magnetů, frekvenční měniče a moderní regulační funkce (např. unikátní funkce AUTOAdapt), jsou schopna ušetřit dokonce až 80 % elektrické energie ve srovnání s oběhovými čerpadly energetické třídy „D“.



Obr. 13 - Energetický štítek bezucpávkových oběhových čerpadel



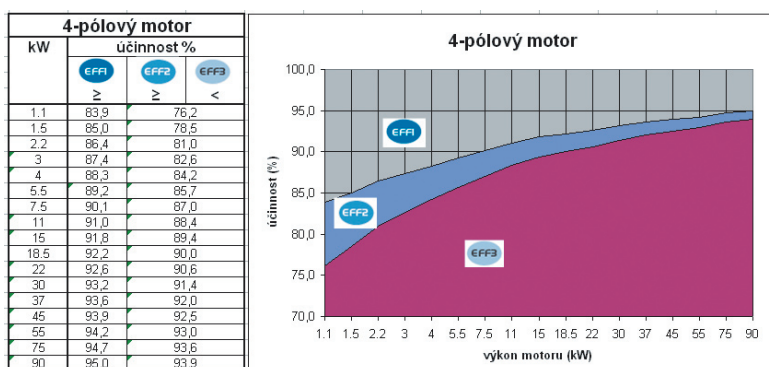
Obr. 14 – Rozmezí účinností pro 2-pólové elektromotory

U ucpávkových čerpadel se používá systém rozdělování motorů do tříd EFF1 až EFF3 dle jejich energetické účinnosti. Tento systém, který byl zaveden v Evropské unii od r. 2000 na základě dohody mezi Evropskou komisí a asociací CEMEP, platí pro asynchronní, třífázové (3 x 400 V, 50 Hz), 2 a 4-pólové motory s kotvou nakrátko o výkonu 1,1 až 90 kW, které jsou chlazené vzduchem pomocí ventilátoru.

Motor daného výkonu v kW je do příslušné třídy EFF1, EFF2 nebo EFF3 zařazen podle své účinnosti (EFF je zkratka pro efficiency = účinnost) (obr. 14 a 15).

Používání nejúčinnějších motorů ve třídě EFF1 znamená pro uživatele a vlastníka čerpadla následující výhody ve srovnání s třídami EFF2 a EFF3:

- bude nižší energetická spotřeba a tedy i nižší provozní náklady,
- nižší spotřeba energie představuje menší škodlivý dopad na životní prostředí (nižší emise CO₂),
- u motorů ve třídě EFF1 dochází k menšímu vývinu tepla v motoru, což má kladný vliv na prodloužení životnosti ložisek a izolace statoru,
- pro menší vývin tepla v motoru postačuje ke chlazení motoru menší ventilátor (ten velkou měrou přispívá k provozní hlučnosti elektromotoru) a tím se snižuje úroveň hluku motoru,
- díky nižší teplotě motoru EFF1 je možno použít čerpadla pro provozní aplikace s okolní teplotou nad 40 °C, což bývá nejvyšší přípustná teplota u běžných motorů.



Obr. 15 – Rozmezí účinností pro 4-pólové elektromotory

Označení EFF1 atd. je uváděno na štítku motoru, někteří výrobci čerpadel uvádějí informace o účinnostní třídě EFF rovněž ve své technické dokumentaci, ceníku nebo návrhovém programu.

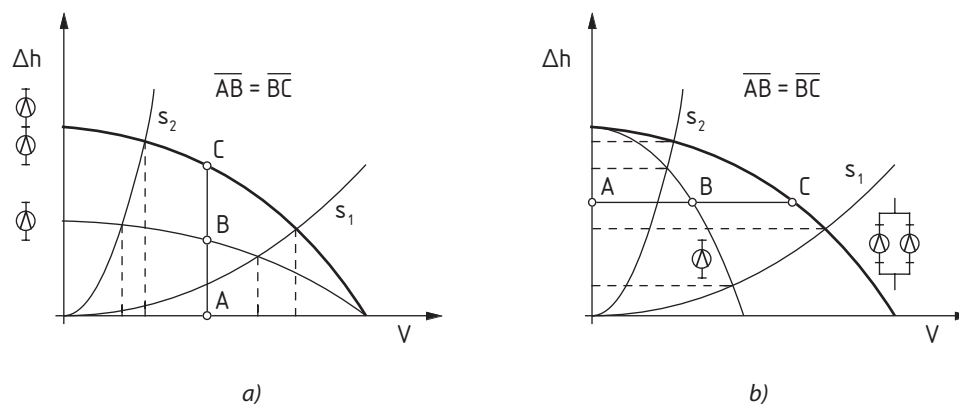
13. Zapojení dvou stejných oběhových čerpadel

Společným během 2 stejných čerpadel v potrubní tepelné síti (obr. 16) chce někdy projektant dosáhnout buď většího tlakového rozdílu pomocí jejich seriového zapojení nebo většího průtoku pomocí jejich paralelního zapojení. Pokud ale neprovede kontrolu charakteristik jednoho čerpadla a společné charakteristiky čerpadel s charakteristikou potrubní sítě, nemusí se očekávané efekty dostavit.

13.1 Seriové zapojení

Při tomto zapojení (obr. 16a) se společná charakteristika čerpadel odvodí z charakteristiky jednoho čerpadla tak, že budeme pro několik zvolených bodů jejich charakteristik sčítat tlakové rozdíly Δh obou čerpadel při shodných průtocích V . Např. bodu B na charakteristice jednoho čerpadla náleží tlakový rozdíl Δh o hodnotě pořadnice AB. Bod C společné charakteristiky získáme tak, že pro daný průtok přičteme k pořadnici AB jednoho čerpadla stejně velkou pořadnici druhého čerpadla BC.

Podívejme se jaké dosáhneme tlakové rozdíly při společném běhu obou čerpadel v určité potrubní síti. Když bude síť vykazovat nízký hydraulický odpor, např. síť s_1 , bude zvýšení tlakového rozdílu při společném běhu čerpadel poměrně malé oproti tlakovému rozdílu při běhu jednoho čerpadla. Naopak, pokud bude síť vykazovat vysoký hydraulický odpor, např. síť s_2 , bude zvýšení tlakového rozdílu při společném běhu čerpadel poměrně velké oproti tlakovému rozdílu při běhu jednoho čerpadla.



Obr. 16 - Seriové (a) a paralelní (b) zapojení 2 stejných čerpadel

13.2 Paralelní zapojení

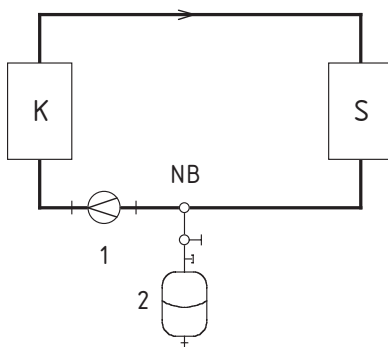
Při tomto zapojení (obr. 16b) se společná charakteristika čerpadel odvodí z charakteristiky jednoho čerpadla tak, že budeme pro několik zvolených bodů jejich charakteristik sčítat průtoky V obou čerpadel při shodných tlakových rozdílech Δh . Např. bodu B na charakteristice jednoho čerpadla náleží průtok V o hodnotě pořadnice AB. Bod C společné charakteristiky získáme tak, že pro daný tlakový rozdíl přičteme k pořadnici AB jednoho čerpadla stejně velkou pořadnici druhého čerpadla BC.

Podívejme se jaké dosáhneme průtoky při společném běhu obou čerpadel v určité potrubní síti. Pokud bude síť vykazovat nízký hydraulický odpor, např. síť s_1 , bude zvýšení průtoku při společném běhu čerpadel poměrně velké oproti průtoku při běhu jednoho čerpadla. Naopak, když bude síť vykazovat vysoký hydraulický odpor, např. síť s_2 , bude zvýšení průtoku při společném běhu čerpadel poměrně malé oproti průtoku při běhu jednoho čerpadla.

14. Osazování oběhových čerpadel

Nejvhodnějším místem pro osazování oběhových čerpadel (obr. 17) v tepelných soustavách je místo na zpětném potrubí mezi neutrálním bodem (NB), ve kterém je připojené expanzní zařízení (1), a kotlem (K), resp. i jiným zdrojem tepla. Toto umístění má dvě výhody:

- na zpětném potrubí je nižší teplota, takže je sníženo nebezpečí vzniku kavitace na lopatkách OČ,
- na většině potrubního okruhu od výtlaku OČ až po NB ve směru průtoku je vždy statický tlak zvětšován o tlakový rozdíl od OČ snížený o tlakové ztráty do určitého místa, což snižuje možnost vzniku podtlaku v potrubí a tím i přísávání vzduchu do soustavy.



Obr. 17 - Osazování oběhového čerpadla

Je-li u tepelných soustav kotel umístěn na nejvyšším místě (nástřešní kotelny), kde je nejnižší statický tlak, je vhodné osadit OČ do spodní části soustavy. Tam je vyšší statický tlak a tím i menší riziko vzniku kavitace.

Z důvodů snížení přenášení hluku a chvění je vhodné připojovat větší OČ (od výkonu 1 kW) s potrubím pomocí dvou pryžových kompenzátorů.

Přípustné montážní polohy OČ, zejména z hlediska samoodvzdušňování, udává výrobce ve svých pokynech.

Oběhová voda tepelných soustav se chová jako pružná látka. Obsahuje totiž vzduch a plyny jednak rozpuštěné, jednak volné. Je tedy směsí vody a plynů. Převážná část vzduchu se do vody dostává difuzí. Vzduch v oběhové vodě způsobuje její pružnost, která může spolupůsobit s činností expanzního zařízení. Difuze vzduchu do oběhové vody může být buď přímá nebo nepřímá. Při přímé difuzi prochází vzduch do vody přes vodní hladinu, pokud je v soustavě volná hladina. Při nepřímé difuzi prochází vzduch do vody přes prvky tepelné soustavy z porézních materiálů. Za porézní elementy se považuje většina nekovových těsnění, ucpávky a také plastové trubky, zejména bez difuzní bariéry. Při nepřímé difuzi je difuzní tok závislý na odporu difuzního místa.

Mezi zajímavosti patří stav při rozběhu OČ, kdy u velkých tepelných soustav s výkonem v řádu MW dochází k dočasnému znatelnému snížení objemu vody v expanzním zařízení. Snížení objemu vody je způsobeno přechodným zvýšeným stlačením směsi vody a plynů za výtlačným hrdlem OČ, tj. v potrubí a v dalším zařízení.

Použitá literatura

Balda M., Bošek B., Dráb Z.: Základy automatizace I. SNTL Praha, 1968.

Spudil V.: Regulace ve vytápění. Cech topenářů a instalatérů, Brno 1998.

Bašta J.: Rozdíl mezi regulací a ovládním. Vytápění, větrání, instalace č. 4 z r. 2004.

Bláha J., Brada K.: Příručka čerpací techniky. Vydavatelství ČVUT, Praha 1997.

Klepš Z., Nožička J. a kol.: Technické tabulky. SNTL, Praha 1977.

Firemní podklady Grundfos, Olomouc 2009.