



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ČERPADLO V TURBÍNOVÉM REŽIMU V HYDRAULICKÉM OKRUHU

THE PUMP IN THE TURBINE REGIME IN THE HYDRAULIC CIRCUIT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Šimunek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

| | |
|-------------------|--|
| Ústav: | Energetický ústav |
| Student: | Ondřej Šimunek |
| Studijní program: | Strojírenství |
| Studijní obor: | Základy strojního inženýrství |
| Vedoucí práce: | doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc. |
| Akademický rok: | 2019/20 |

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Čerpadlo v turbínovém režimu v hydraulickém okruhu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Spirální jednostupňové čerpadlo v turbínovém režimu je jedno z nejlevnějších řešení zpracování hydraulické energie, poněvadž se jedná a sériově vyráběné klasické radiálně – axiální čerpadlo. V návaznosti na předmět Hydromechanika se bakalářská práce bude zabývat nalezením maximálního výkonu daného čerpadla v turbínovém režimu provozu na základě znalosti čerpadlových charakteristik v závislosti na průtoku (měrná energie, příkon, účinnost, disipace, kavitační deprese).

Cíle bakalářské práce:

Nalezení optimální pracovní oblasti čerpadla v turbínovém režimu na zadané parametry a výběr čerpadla z vyráběné řady dle katalogu čerpadel.

Seznam doporučené literatury:

BLÁHA, J., BRADA, K.: Příručka čerpací techniky, ČVUT Praha, 1997, ISBN 80-01-01626-9.

FLEISCHNER, P.: Hydromechanika, skripta VUT v Brně, Fakulta strojní, 1977, ISBN 80-214-0226-1.

STRÝČEK, O.: Hydrodynamické čerpadla, Slovenská vysoká škola v Bratislavě, skripta 1988.

LAZARKIEWICZ, S., TROSKOLANSKI, A. T.: Impeller Pumps, Pergamon press Warszawa, Technical University Wroclaw, Poland, 1965.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem práce je nalezení optimální pracovní oblasti čerpadla v turbínovém režimu a následného výběru vhodného čerpadla z katalogu. Pomocí základních rovnic hydromechaniky jsou v práci řešeny výpočty vodárenské věže pro využití čerpadla v turbínovém režimu. Optimální pracovní oblast čerpadla v turbínovém režimu je nalezena na základě maximálního výkonu. Z turbínových charakteristik je následně určen čerpadlový návrhový bod, pro který je vybráno sériově vyráběné čerpadlo z katalogu čerpadel.

KLÍČOVÁ SLOVA

Čerpadlo v turbínovém režimu, optimální pracovní oblast, návrh

ABSTRACT

This thesis is focused on finding an optimal working area of a pump running in a turbine mode and choosing a suitable pump from a company catalogue. Calculations of a water tower are accomplished based on basic equations of hydromechanics. The optimal working area of a pump running in turbine mode is determined with respect to maximum power. Based on the turbine characteristics is found the pump design point for which is chosen a mass-produced pump from a company catalogue.

KEYWORDS

Pump running in turbine mode, optimal working area, design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠIMUNEK, Ondřej. *Čerpadlo v turbínovém režimu v hydraulickém okruhu*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125776>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Čerpadlo v turbínovém režimu v hydraulickém okruhu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Ondřej Šimunek

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu doc. Ing Miloslavu Haluzovi, CSc. za ochotu, čas, odborné rady a konzultace při tvorbě této práce. Také bych chtěl poděkovat své rodině za podporu nejen během studia.

OBSAH

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | ÚVOD..... | 10 |
| 2 | ZÁKLADNÍ POJMY | 11 |
| 2.1 | Bernoulliho rovnice | 11 |
| 2.1.1 | Hydraulické odpory..... | 12 |
| 2.2 | Rovnice kontinuity..... | 13 |
| 3 | NÁVRH ČERPADLA NA ZADANÝ PRŮTOK | 14 |
| 3.1 | Zadané hodnoty (modelový příklad)..... | 14 |
| 3.2 | Parametry čerpadla v čerpadlovém režimu..... | 15 |
| 3.2.1 | Měrná energie čerpadla | 15 |
| 3.3 | Výběr čerpadla z katalogu | 17 |
| 3.3.1 | Příkon čerpadla..... | 19 |
| 4 | VODÁRENSKÁ VĚŽ PŘI VYUŽITÍ ČERPADLA V TURBÍNOVÉM REŽIMU .. | 20 |
| 4.1 | Maximální průtok z vodárenské věže | 20 |
| 4.2 | Aplikace savky na úseku potrubí I2 | 21 |
| 4.2.1 | Maximální průtok z vodárenské věže při aplikaci savky na úseku potrubí I2 | 21 |
| 4.3 | Aplikace savky na úseku potrubí I1 a I2 | 23 |
| 4.3.1 | Maximální průtok z vodárenské věže při aplikaci savky na úseku potrubí I1 a I2 | 23 |
| 5 | OPTIMÁLNÍ PRACOVNÍ OBLAST ČERPADLA V TURBÍNOVÉM REŽIMU ... | 26 |
| 5.1 | Optimální pracovní oblast čerpadla v turbínovém režimu bez aplikace savky | 26 |
| 5.2 | Optimální pracovní oblast čerpadla v turbínovém režimu s aplikovanou savkou..... | 28 |
| 5.3 | Výpočet měrné energie čerpadla v turbínovém režimu..... | 30 |
| 5.3.1 | Měrná energie čerpadla v turbínovém režimu bez aplikace savky | 30 |
| 5.3.2 | Měrná energie čerpadla s aplikací savky | 31 |
| 5.4 | Příkon čerpadla v turbínovém režimu..... | 31 |
| 5.4.1 | Výpočet příkonu čerpadla v turbínovém režimu bez aplikace savky | 32 |
| 5.4.2 | Výpočet příkonu čerpadla v turbínovém režimu s aplikací savky | 32 |
| 5.5 | Kontrola kavitace | 33 |
| 6 | VÝBĚR ČERPADLA | 35 |
| 6.1 | Odhad účinnosti čerpadla..... | 35 |
| 6.2 | Turbínový návrhový bod..... | 36 |
| 6.3 | Čerpadlový návrhový bod..... | 37 |
| 6.4 | Výkon čerpadla v turbínovém režimu..... | 39 |
| 6.5 | Síla působící na čerpadlo | 40 |
| 6.6 | Nahrazení měrné energie čerpadla v turbínovém režimu ztrátovým součinitelem ventilu | 41 |
| 7 | ZÁVĚR..... | 42 |
| 8 | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ..... | 43 |
| 9 | SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN..... | 44 |
| 10 | SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ | 46 |
| 11 | SEZNAM TABULEK..... | 47 |
| 12 | SEZNAM PŘÍLOH | 48 |

1 ÚVOD

V současné době je téma obnovitelných zdrojů a jejich využití velice diskutované. Mezi jedny z hlavních udržitelných zdrojů se řadí vodní energie, která na území České republiky tvoří více než 50 % celkové výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů. Pro získání energie z kapaliny jsou využívány vodní turbíny jako například Kaplanova, Francisova, Peltonova a mnoho dalších turbín. Problematikou je jejich pořizovací cena, náročnost jejich konstrukce a případná nevhodnost výstavby v dané lokalitě. Náhradou těchto strojů lze využít sériově vyráběné vodní čerpadlo v reverzním provozu neboli turbínovém provozu čerpadla. Jedná se o jedno z nejlevnějších řešení pro zpracování hydraulické energie. Použití čerpadel v turbínovém provozu lze například využít v lokalitách, kde dochází k umělému brždění kapaliny redukčním ventilem, nebo v odlehlých oblastech, kde není možné vystavět klasickou vodní elektrárnu. Z důvodů nižší pořizovací ceny a nízkých nákladů na údržbu díky sériové výrobě mohou být investiční náklady vráceny v rozmezí několika let.

V bakalářské práci jsou řešeny výpočty potrubního systému vodárenské věže ze zadaných parametrů a nalezení optimální pracovní oblasti čerpadla pro nejvyšší možný získaný výkon čerpadla v turbínovém režimu v závislosti na průtoku.

2 ZÁKLADNÍ POJMY

Základním principem čerpadel je přeměna mechanické energie na energii hydraulickou, která je dodána kapalině (například k překonání výškových rozdílů při čerpání kapaliny do výše postavené vodní nádrže). Pokud má kapalina přebytek energie, může být tato energie odváděna pomocí turbíny, která převádí hydraulickou energii na mechanickou. Rovnice spojená s přeměnami energie se nazývá Bernoulliho rovnice.[1]

2.1 Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnicí je popsán zákon o zachování mechanické energie. Pro viskózní nestlačitelnou newtonovskou kapalinu je tato rovnice odvozena z Navierovy-Stokesovy rovnice integrací po proudnici ve tvaru:

$$\vec{c} \cdot \text{grad} \vec{c} \cdot d\vec{l} + \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} \cdot d\vec{l} + \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad} p \cdot d\vec{l} - \vec{a} \cdot d\vec{l} - \nu \cdot \Delta \vec{c} \cdot d\vec{l} = 0 \quad (2.1)$$

Kde jednotlivé členy rovnice popisují měrné energie vstupující do energetické rovnováhy, přičemž:

- $\vec{c} \cdot \text{grad} \vec{c} \cdot d\vec{l}$ – měrná kinetická energie
- $\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} \cdot d\vec{l}$ – měrná zrychlující (zpomalující) energie u nestacionárního proudění
- $\frac{1}{\rho} \cdot \text{grad} p \cdot d\vec{l}$ – měrná tlaková energie
- $\vec{a} \cdot d\vec{l}$ – měrná potenciální energie
- $\nu \cdot \Delta \vec{c} \cdot d\vec{l}$ – měrná ztrátová energie od působení viskózních sil

Pokud je uvažován systém v tíhovém poli země pro nestacionární proudění viskózní kapaliny, pak má Bernoulliho rovnice tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot h_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot h_2 + Y_{z1,2} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (2.2)$$

Kde: $\frac{p}{\rho}$ – měrná tlaková energie, $\frac{c^2}{2}$ – měrná kinetická energie, $g \cdot h$ – měrná potenciální energie, Y_z – měrná ztrátová energie. [2],[3]

2.1.1 Hydraulické odpory

Hydraulické odpory neboli ztráty, vznikají v důsledku proudění skutečných tekutin následkem jejich viskozity, kdy dochází ke vzniku sil působících proti směru pohybu částic tekutiny. Dělí se do dvou skupin:

- Ztráty třením po délce ζ_t
- Místní ztráty ζ_m

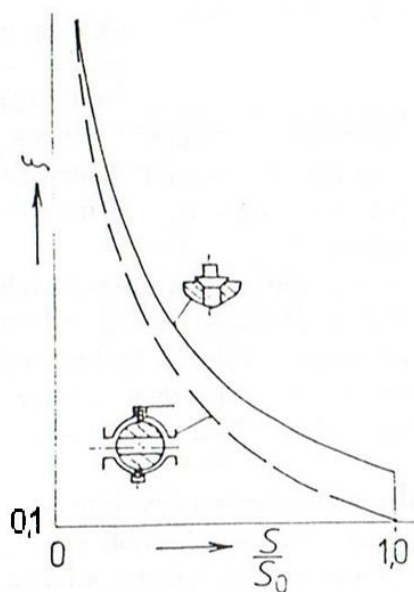
Ztráty třením po délce jsou charakteristické závislostí na délce potrubí, vyjádřené součinitelem třecího odporu ζ_t , který je přímo úměrný délce potrubí. Je dán vztahem:

$$\zeta_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \quad (2.3)$$

Kde: λ – koeficient tření, l – délka potrubí, d – průměr potrubí.

Místní ztráty vznikají tam, kde se mění charakter proudění (například změna velikosti proudění a směru proudění). V důsledku toho dochází k odtržení proudnice a vzniku vířivé oblasti. Součinitel místní ztráty ζ_m je závislý na proudění a geometrii uvažovaného místa.

Mezi místní ztráty také patří armatury, které se řadí do regulovatelných ztrát. Armatury slouží k regulaci průtoku, tlaku nebo k uzavření potrubí. Hydraulické odpory v armaturách



jsou způsobeny jednak třením a převážně vznikem víření, kde při zmenšování průřezu dochází k odtržení proudnic spojený s rozptylem energie. Na obr.1 je znázorněna závislost ztrátového součinitele ζ na otevření armatury. Otevření armatury se udává v poměrné hodnotě S/S_0 , kde $S [m]$ je volný průřez a $S_0 [m]$ je plný průřez při úplně otevřené armatuře. Principem armatur je mít při zcela otevřených uzávěrech co nejmenší ztráty a při zcela uzavřeném uzávěru co největší. V praxi se udává interval hodnot ztrátového součinitele ζ od 0,1 do ∞ . [1], [2], [4], [5]

Obr. 1: Odporová charakteristika armatury [1]

Měrná ztrátová energie je dána dle Darcyho-Weisbachova vztahu:

$$Y_z = \sum \frac{c_i^2}{2} \cdot \zeta_i \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (2.4)$$

Kde: ζ_i – ztrátový součinitel, c_i – referenční rychlost

2.2 Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity popisuje zákon zachování hmoty, tedy $m = konst.$. Pro stacionární proudění nestlačitelné kapaliny je rovnice ve tvaru:

$$Q = c \cdot S = konst [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.6)$$

Kde: c – je rychlost kapaliny v potrubí, S – je průtočný průřez.

Pro kruhové průřezy lze průtočný průřez S rozepsat jako:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} [m^2] \quad (2.7)$$

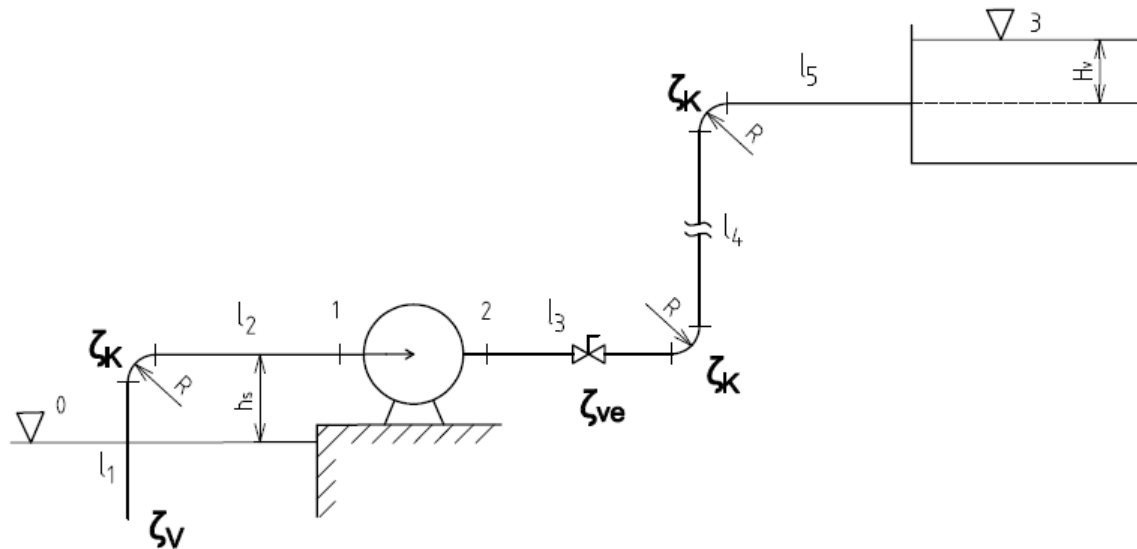
Kde: d – průměr potrubí

Rovnice kontinuity pro kruhové průřezy je pak dána vztahem:

$$Q = c \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.8)$$

3 NÁVRH ČERPADLA NA ZADANÝ PRŮTOK

3.1 Zadané hodnoty (modelový příklad)



Obr. 2: Schéma vodárenské věže

Objemový průtok:

$$Q = 30 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Otáčky čerpadla:

$$n = 2900 \text{ min}^{-1}$$

Měrná hmotnost kapaliny:

$$\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Délky jednotlivých částí potrubí:

$$l_1 = 1 \text{ m}$$

$$l_2 = l_3 = l_5 = 2 \text{ m}$$

$$l_4 = 30 \text{ m}$$

Průměr potrubí:

$$d_1 = 100 \text{ mm}$$

Poloměr kolena:

$$R = 0,3 \text{ m}$$

Horní výška hladiny:

$$H_V = 5 \text{ m}$$

Sací výška:

$$h_s = 0,5 \text{ m}$$

Součinitel ztráty v koleni:

$$\zeta_K = 0,5$$

Součinitel vtokové ztráty:

$$\zeta_V = 0,5$$

Součinitel ztrát ventilu:

$$\zeta_{ve} = 1$$

Koeficient tření v potrubí:

$$\lambda = 0,03$$

3.2 Parametry čerpadla v čerpadlovém režimu

Ze zadaných hodnot (viz kapitola 3.1) lze navrhnout čerpadlo které bude čerpat kapalinu ve vodárenské věži (viz obr. 2) o objemovém průtoku $Q = 30 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro správný výběr čerpadla je zapotřebí znát hlavní provozní parametry:

- Objemový průtok $Q [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
- Měrnou energii čerpadla $Y_{\xi} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
- Otáčky čerpadla $n [\text{min}^{-1}]$
- Měrná hmotnost kapaliny $\rho [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Jedinou neznámou je v tomto případě měrná energie čerpadla, zbylé parametry jsou dány dle zadání. [6]

3.2.1 Měrná energie čerpadla

Měrná energie čerpadla je dána množstvím energie, která je čerpadlem dodána kapalině mezi sacím a výtlačným hrdlem čerpadla tzn. bod 1 a bod 2 (viz obr. 2). Podle Bernoulliho rovnice lze zapsat ve tvaru: [7]

$$Y_{\xi} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot (h_2 - h_1) [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3.1)$$

Přičemž sací i výtlačné hrdlo leží v jedné rovině: $h_1 = h_2$. Z rovnice kontinuity (2.4) pro konstantní průřez vyplývá: $c_1 = c_2$. Pak vztah pro výpočet měrné energie čerpadla dle návrhu (obr. 2) je ve tvaru:

$$Y_{\xi} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3.2)$$

Tlak p_1 vyjádřený z Bernoulliho rovnice mezi body 0-1 ve tvaru:

$$p_1 = -\rho \cdot \left[g \cdot h_s + \frac{c_1^2}{2} \cdot \left(\zeta_V + \xi_K + \lambda \cdot \frac{l_1 + l_2}{d_1} + 1 \right) \right] \quad (3.3)$$

Rychlost c_1 je dána rovnicí kontinuity (2.8) ze zadaného průtoku Q .

$$c_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (100 \cdot 10^{-3})^2} = 3,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Velikost tlaku p_1 po dosažení hodnot je:

$$p_1 = -1000 \cdot \left[9,81 \cdot 0,5 + \frac{3,82^2}{2} \cdot \left(0,5 + 0,5 + 0,03 \cdot \frac{1+2}{0,1} + 1 \right) \right]$$

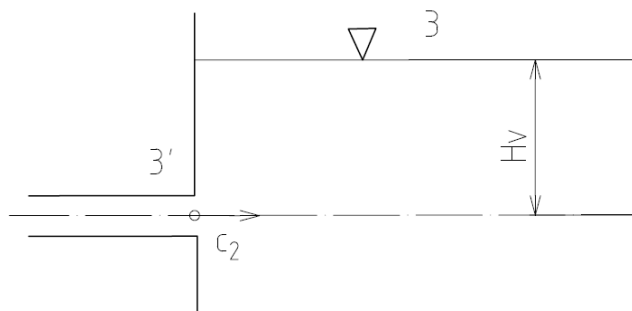
$$p_1 = -26100 \text{ Pa} = -26,1 \text{ kPa}$$

Tlak p_2 vyjádřený z Bernoulliho rovnice mezi body 2-3 je ve tvaru:

$$p_2 = \rho \cdot \left[g \cdot (2 \cdot R + l_4 + H_V) + \frac{c_2^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + 2 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + \zeta_B - 1 \right) \right] \quad (3.4)$$

U výtoku kapaliny do horní nádrže dochází k náhlému rozšíření průřezu, při kterém dochází k odtržení kapaliny od stěn a vzniku vířů. Vlivem vířů dochází k poklesu tlaku v nádrži, který je menší o tlakovou ztrátu. Tato ztráta se nazývá skoková ztráta průřezu neboli Bordova ztráta, kterou lze vyjádřit z Bernoulliho rovnice pro body 3'-3 (viz obr. 3) [8]:

$$\frac{p'_3}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + Y_{ZB} + g \cdot H_V \quad (3.5)$$



Obr 3: Výtok kapaliny do horní nádrže

Hydrostatický tlak působící v bodě 3' je dán rovnicí:

$$p'_3 = \rho \cdot g \cdot H_V \text{ [Pa]} \quad (3.6)$$

Dosažením rovnice (3.6) do rovnice (3.5) vychází vztah pro měrnou energii Bordovy ztráty:

$$Y_{ZB} = \frac{c_2^2}{2} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \quad (3.7)$$

Přičemž měrné ztrátové energie je dána vztahem:

$$Y_Z = \zeta_B \cdot \frac{c_2^2}{2} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \quad (3.8)$$

Kde: ζ_B je koeficient Bordovy ztráty

Dosazením vztahu (3.7) za Y_Z z rovnice (3.8) vychází velikost koeficientu Bordovy ztráty:

$$Y_{ZB} = Y_Z$$

$$\frac{c_2^2}{2} = \zeta_B \cdot \frac{c_2^2}{2}$$

$$\zeta_B = 1 \quad (3.9)$$

Velikost tlaku p_2 , získaná dosazením hodnot do rovnice (3.4):

$$p_2 = 10^3 \cdot \left[9,81 \cdot (2 \cdot 0,3 + 30 + 5) + \frac{3,82^2}{2} \left(0,03 \cdot \frac{2 + 30 + 2}{0,1} + 2 \cdot 0,5 + 1 + 1 - 1 \right) \right]$$

$$p_2 = 438250 \text{ Pa} = 438,25 \text{ kPa}$$

Po dosazení číselných hodnot tlaků p_1 a p_2 z rovnic (3.3) a (3.4) do rovnice (3.2), vychází hodnota měrné energie čerpadla:

$$Y_{\zeta} = \frac{438250 - (-26100)}{1000}$$

$$Y_{\zeta} = 464,35 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.3 Výběr čerpadla z katalogu

Z hlavních provozních parametrů lze určit provozní bod čerpadla, ve kterém bude čerpadlo pracovat při čerpání kapaliny ve vodárenské věži. Provozní bod je dán těmito parametry:

- Objemový průtok: $Q = 30 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$
- Měrnou energii čerpadla: $Y_{\zeta} = 464,35 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$
- Otáčky čerpadla: $n = 2900 \text{ min}^{-1}$

Při návrhu čerpadla se také využívá podobnostní parametr specifické otáčky, které charakterizují rychloběžnost stroje a je dán vztahem:

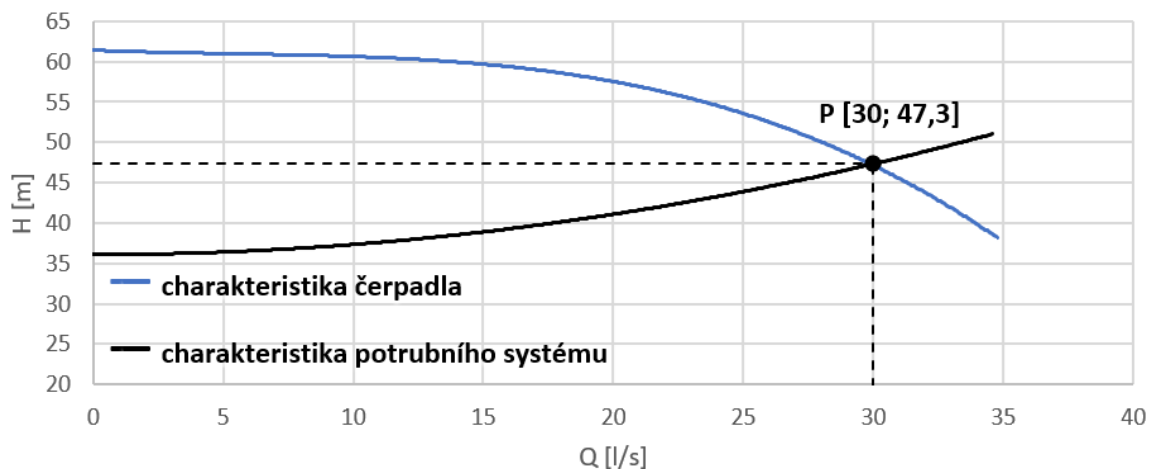
$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{\frac{Y_{\zeta}}{g}}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{\frac{Y_{\zeta}}{g}}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (3.10)$$

Dosažením hodnot do vztahu (3.10) je získána hodnota specifických otáček:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{2900}{\sqrt{\frac{464,35}{9,81}}} \cdot \sqrt{\frac{30 \cdot 10^{-3}}{\frac{464,35}{9,81}}}$$

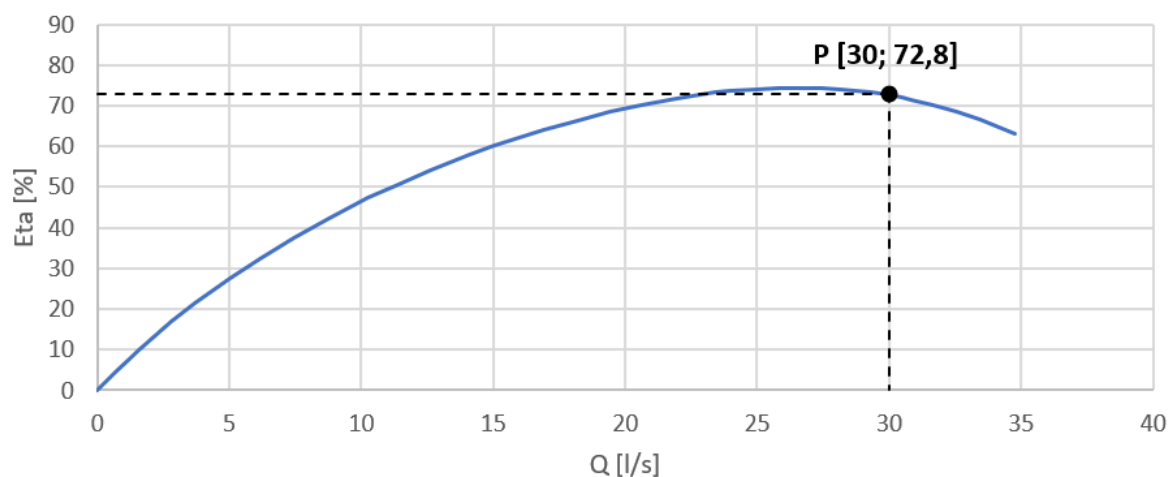
$$n_s = 101,6 \text{ min}^{-1}$$

Z katalogu čerpadel od společnosti ISH PUMPS OLOMOUC a.s. [9] je vybráno čerpadlo dle provozního bodu s označením: Beta 17 čerpadlo 100-65-200-L s průměrem rozváděcích lopatek $D = 204 \text{ mm}$. Závislost dopravní výšky na průtoku s vyznačeným provozním bodem je zobrazena na obr. 4.



Obr 4: Charakteristika čerpadla a potrubního systému [9]

Vybrané čerpadlo pracuje při daném průtoku a dopravní výšce s účinností $\eta_\zeta = 72,8 \%$, kde závislost účinnosti na průtoku je vykreslena na obr. 5.



Obr 5: Závislost účinnosti čerpadla na průtoku [9]

3.3.1 Příkon čerpadla

Při přepravě kapaliny dodává čerpadlo energii, která je zapotřebí k překonání energetické potřeby potrubního systému. Tato energie se označuje jako hydraulický výkon P_h , dán vztahem vztah:

$$P_h = \rho \cdot Q \cdot Y \quad [W] \quad (3.11)$$

Kde: ρ – měrná hmotnost kapaliny, Q – objemový průtok, Y – měrná energie kapaliny

Jestliže se do vztahu (3.11) zahrne vliv mechanických ztrát čerpadla obsažených v účinnosti čerpadla η_ζ , pak je získán vztah pro příkon čerpadla, který je dán: [1], [2], [7]

$$P = \frac{P_h}{\eta_\zeta} = \frac{Q \cdot Y_\zeta \cdot \rho}{\eta_\zeta} \quad [W] \quad (3.12)$$

Dosazením hodnot z kapitoly 3.3 do rovnice (3.12) je získána potřebná velikost příkonu, který je zapotřebí dodat čerpadlu, aby čerpalo kapalinu o průtoku $Q = 30 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$P = \frac{30 \cdot 10^{-3} \cdot 47,33 \cdot 1000}{0,728}$$

$$P = 19135,3 \text{ W} = 19,14 \text{ kW}$$

4 VODÁRENSKÁ VĚŽ PŘI VYUŽITÍ ČERPADLA V TURBÍNOVÉM REŽIMU

4.1 Maximální průtok z vodárenské věže

Výpočet maximálního průtoku, který lze dosáhnout z potrubního systému vodárenské věže samovolně proudící kapalinou (ve směru 3-0 dle obr.2), je realizován eliminací čerpadla a nahrazením za potrubí beze ztrát mezi body 1-2 (viz obr. 2) a úplného otevření regulačního ventilu. Pro součinitel ztrát úplně otevřeného ventilu je dána hodnota $\zeta_{Ve} = 0,1$ (viz kapitola 2.1.1).

Průtok Q je dán rovnicí kontinuity (2.8), kde rychlost c lze vypočítat pomocí Bernoulliho rovnice mezi body 3-0 (viz obr.2):

$$\begin{aligned} \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + g \cdot (h_s + 2 \cdot R + H_V + l_4) = \\ = \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + \frac{c}{2} \cdot \left(\zeta_V + \lambda \cdot \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + 3 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + \zeta_B \right) \end{aligned} \quad (4.1)$$

V kapitole 3.2.1 byl odvozen součinitel vtokové ztráty do horní nádrže. Stejně odvození platí i pro vtokovou ztrátu do spodní nádrže řešené v tomto případě, proto $\zeta_B = 1$.

Rychlost c vyjádřena z rovnice (4.1) má tvar:

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{g \cdot (h_s + 2 \cdot R + H_V + l_4)}{\zeta_V + \lambda \cdot \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + 3 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + \zeta_B}} \quad (4.2)$$

Dosazením číselných hodnot do rovnice (4.2) je dána rychlost o velikosti:

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{9,81 \cdot (0,5 + 2 \cdot 0,3 + 5 + 30)}{0,5 + 0,03 \cdot \frac{1 + 2 + 2 + 2 + 30}{0,1} + 3 \cdot 0,5 + 0,1 + 1}}$$

$$c = 7,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

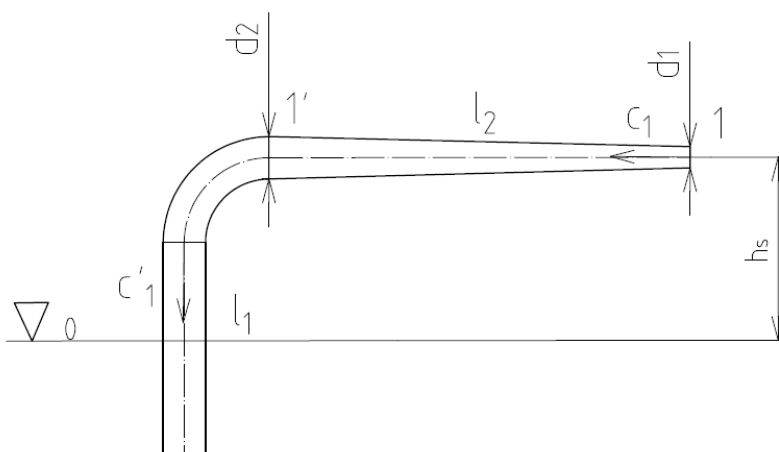
Maximální průtok získaný z potrubního systému vodárenské věže dosazením rychlosti z rovnice (4.2) do rovnice kontinuity (2.8) má pak velikost:

$$Q = \frac{7,06 \cdot \pi \cdot 0,1^2}{4}$$

$$Q = 0,055 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

4.2 Aplikace savky na úseku potrubí l_2

Na stávající řešení potrubního systému vodárenské věže (obr. 2) je přidána savka, které je realizována postupnou změnou průměru potrubí na úseku l_2 , kde vstupní průměr savky $d_1 = 100 \text{ mm}$ a výstupní průměr $d_2 = 200 \text{ mm}$ (viz obr. 6). Zbylé parametry vodárenské věže jsou zachovány.



Obr 6: Detail potrubí se savkou

4.2.1 Maximální průtok z vodárenské věže při aplikaci savky na úseku potrubí l_2

Pro výpočet rychlosti v průřezu je použita Bernoulliho rovnice mezi body 3-0:

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + g \cdot (h_s + 2 \cdot R + H_V + l_4) =$$

$$= \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + \frac{c_1^2}{2} \cdot \left(\zeta_V + \lambda \cdot \left(\frac{l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + \frac{2 \cdot l_2}{d_1 + d_2} \right) + 2 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} \right) + \quad (4.3)$$

$$+ \frac{c_1'^2}{2} \cdot \left(\zeta_K + \lambda \cdot \frac{l_1}{d_2} + \zeta_B \right)$$

Jako referenční rychlost je zvolena c_1 , pak pro rychlost c_1' z rovnice kontinuity (2.8) vyplývá:

$$c_1' = \frac{1}{4} \cdot c_1$$

Rychlost c_1 vyjádřená z rovnice (4.3) má tvar:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (h_s + 2 \cdot R + H_V + l_4)}{\lambda \cdot \frac{l_1 + 64 \cdot l_2 + 32 \cdot (l_3 + l_4 + l_5)}{32 \cdot d_1} + \zeta_V + \zeta_{Ve} + \frac{33 \cdot \zeta_K + \zeta_B}{16}}} \quad (4.4)$$

Po dosazení číselných hodnot do rovnice (4.4) je velikost rychlosti v profilu potrubí:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot (0,5 + 2 \cdot 0,3 + 5 + 30)}{0,03 \cdot \frac{1 + 64 \cdot 2 + 32 \cdot (2 + 30 + 2)}{32 \cdot 0,01} + 0,5 + 0,1 + \frac{33 \cdot 0,5 + 1}{16}}}$$

$$c_1 = 7,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dosazením rychlosti c_1 do rovnice kontinuity (2.8) pro průměr potrubí d_1 , vychází průtok o velikosti:

$$Q = \frac{c_1 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4}$$

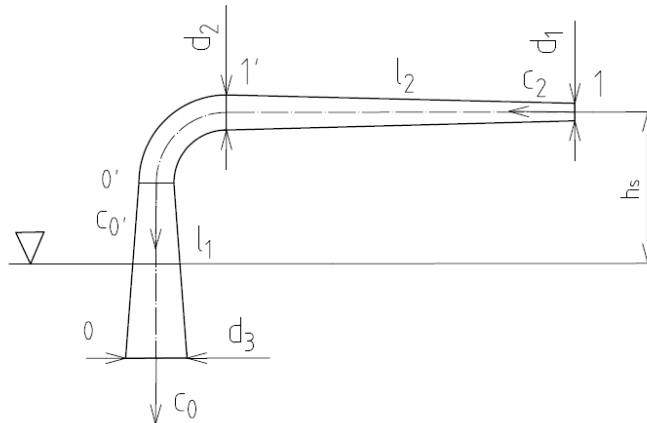
$$Q = \frac{7,6 \cdot \pi \cdot 0,01^2}{4}$$

$$Q = 0,0596 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Přidáním savky je zapříčiněno zvýšení rychlosti z $7,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ na $7,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a z toho plyne navýšení průtoku o 7,7 % vůči průtoku v potrubním systému bez aplikace savky.

4.3 Aplikace savky na úseku potrubí l_1 a l_2

K potrubnímu systému vodárenské věže řešené v kapitole 3.4 je přidána výtoková savka na úseku potrubí l_1 o vstupním průměru $d_2 = 200 \text{ mm}$ a výstupním průměru $d_3 = 350 \text{ mm}$ (viz obr.7). Zbylé parametry vodárenské věže jsou zachovány.



Obr 7: Detail potrubí se savkou a výtokovou savkou

4.3.1 Maximální průtok z vodárenské věže při aplikaci savky na úseku potrubí l_1 a l_2

Při výpočtu maximálního průtoku byl zvolen referenční bod 0 pod hladinou (viz obr.7). Tlak působící v tomto bodě je hydrostatický, pro který platí:

$$p_0 = h_p \cdot \rho \cdot g \text{ [Pa]} \quad (4.5)$$

Pro h_p platí:

$$h_p = l_1 + R - h_s \text{ [m]} \quad (4.6)$$

Dále byla výpočetní úloha rozdělena na tři úseky, pro každý úsek byla sestavena Bernoulliho rovnice.

Bernoulliho rovnice pro úsek mezi body 3-2:

$$\begin{aligned} \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + g \cdot (H_V + 2 \cdot R + l_4) = \\ = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + \zeta_V + 2 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + 1 \right) \end{aligned} \quad (4.7)$$

Bernoulliho rovnice pro úsek mezi body 2-0':

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot R = \frac{p'_0}{\rho} + \frac{c_0'^2}{2} + \frac{c_2^2}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{2 \cdot l_2}{d_1 + d_2} + \frac{c_0'^2}{2} \cdot \zeta_K \quad (4.8)$$

Z rovnice kontinuity (2.8) pro rychlosti c'_0 a c_2 plyne:

$$c'_0 = \frac{d_1^2}{d_2^2} \cdot c_2 = \frac{1}{4} \cdot c_2$$

Tlak p'_0 vyjádřený z rovnice (4.8) ve tvaru:

$$p'_0 = \rho \cdot \left[g \cdot (h_p - l_1) + \frac{c_0'^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{2 \cdot l_1}{d_2 + d_3} + \left(\frac{16}{49} \right)^2 - 1 \right) \right] \quad (4.9)$$

Bernoulliho rovnice pro úsek mezi body 0'-0:

$$\frac{p'_0}{\rho} + \frac{c_0'^2}{2} + g \cdot l_1 = \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + \frac{c_0'^2}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{2 \cdot l_1}{d_2 + d_3} \quad (4.10)$$

Závislost mezi rychlostmi c_0 a c'_0 plyne z rovnice kontinuity (2.8) jako:

$$c_0 = c'_0 \cdot \frac{d_2^2}{d_3^2} = \frac{16}{49} \cdot c'_0$$

Z rovnice (4.10) vychází tlak p_2 :

$$p_2 = \rho \cdot \left[g \cdot (h_p - l_1 - R) + \frac{c_2^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{2 \cdot l_1 + 32 \cdot l_2}{16 \cdot (d_2 + d_3)} + \frac{\zeta_K}{16} - \frac{2365}{2401} \right) \right] \quad (4.11)$$

Pak pro rychlost c_2 vyjádřené ze soustavy rovnic (4.7), (4.9) a (4.11) platí vztah:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (H_V + 3 \cdot R + l_4 + l_1 - h_p)}{\lambda \cdot \left(\frac{2 \cdot l_1}{16 \cdot (d_2 + d_3)} + \frac{2 \cdot l_2}{d_1 + d_2} + \frac{l_3 + l_4 + l_5}{d_1} \right) + \frac{13}{6} \cdot \zeta_K + \zeta_V + \xi_{Ve}}$$

Dosažením číselných hodnot je dosažena velikost rychlosti c_2 :

$$c_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot (5 + 3 \cdot 0,3 + 30 + 1 + 0,3 - 0,8)}{0,03 \cdot \left(\frac{2 \cdot 1}{16 \cdot (0,2 + 0,35)} + \frac{2 \cdot 2}{0,1 + 0,2} + \frac{2 + 30 + 2}{0,1} \right) + \frac{13}{6} \cdot 0,5 + 0,5 + 0,1}}$$

$$c_2 = 7,61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Z rovnice kontinuity (2.8) pro rychlost c_2 vychází průtok z potrubního systému vodárenské věže se savkou na úseku potrubí l_1 a l_2 :

$$Q = \frac{c_2 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4}$$

$$Q = \frac{7,61 \cdot \pi \cdot 0,1^2}{4}$$

$$Q = 0,0598 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtok Q byl oproti řešení v kapitole 3.4.1 navýšen o $0,002 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Toto řešení se dále neuvažuje z důvodu nízkého navýšení průtoku.

5 OPTIMÁLNÍ PRACOVNÍ OBLAST ČERPADLA V TURBÍNOVÉM REŽIMU

Na základě principu hledání maxima řešené pomocí derivace funkce lze učit rychlost kapaliny v potrubí, při které dodá kapalina čerpadlu v turbínovém režimu největší příkon. Pro extrémů funkce platí, že derivace prvního řádu je rovna nule:

$$\frac{dP_{\dot{r}}}{dc} = 0 \quad (5.1)$$

Jestliže je derivace druhého řádu větší než nula, pak se jedná o maximum funkce: [10]

$$\frac{d^2P_{\dot{r}}}{dc^2} < 0 \quad (5.2)$$

Příkon dodaný kapalinou je dán vztahem:

$$P_{\dot{r}} = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g \quad [W] \quad (5.3)$$

Kde: Q – objemový průtok, H – spád, ρ – měrná hmotnost, g – tíhové zrychlení

Příkon je funkcí rychlosti $P_{\dot{r}} = f(c)$, kde závislé veličiny v rovnici (5.3) jsou:

- Průtok $Q = f(c)$
- Spád $H = f(c)$

Pomocí rovnice kontinuity a Bernoulliho rovnice lze vztah pro příkon vyjádřit ve tvaru:

$$P_{\dot{r}} = \frac{c \cdot \pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \cdot \rho \cdot g \quad (5.4)$$

5.1 Optimální pracovní oblast čerpadla v turbínovém režimu bez aplikace savky

Pro vodárenskou věž řešené v kapitole 3.1 je sestavena rovnice příkonu v závislosti na rychlosti kapaliny v potrubí dle rovnice (5.4). Kde tlak p_1 je vyjádřen z Bernoulliho rovnice pro body 1-0:

$$p_1 = \rho \cdot \left[\frac{c_1^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l_1 + l_2}{d_1} + \zeta_K + \zeta_B - 1 \right) - g \cdot h_s \right] \quad (5.5)$$

Tlak p_2 vyjádřený z Bernoulliho rovnice pro body 3-2:

$$p_2 = \rho \cdot \left[-\frac{c_2^2}{2} \cdot \left(\zeta_V + \lambda \cdot \frac{l_5 + l_4 + l_3}{d_1} + 2 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + 1 \right) + g \cdot (H_V + 2 \cdot R + l_4) \right] \quad (5.6)$$

Z rovnice kontinuity (2.8) plyne:

$$c_1 = c_2 = c_{(B)}$$

Výsledný vztah pro příkon vyjádřený v závislosti na rychlosti kapaliny v potrubí je pak ve tvaru:

$$P_{\dot{r}} = \frac{c_B \cdot \pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \left[\frac{-c_B^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\zeta_V + \lambda \cdot \frac{\sum_{i=1}^5 l_i}{d_1} + 3 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + \zeta_B \right) + H_V + 2 \cdot R + l_4 + h_s \right] \cdot \rho \cdot g \quad (5.7)$$

Pro zjednodušení výrazu jsou nahrazeny konstantní veličiny za konstanty A a B.

Kde A:

$$A = (H_V + 2 \cdot R + l_4 + h_s) \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \rho \cdot g$$

$$A = (5 + 2 \cdot 0,3 + 30 + 0,5) \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 1000 \cdot 9,81$$

$$A = 2781,45 \text{ N}$$

Kde B:

$$B = \frac{\zeta_V + \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + 3 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + \zeta_B}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \rho$$

$$B = \frac{0,5 + \frac{1 + 2 + 2 + 30 + 2}{0,1} + 3 \cdot 0,5 + 0,1 + 1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 1000$$

$$B = 55,79 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Nahrazením konstantních veličin za konstanty A a B je funkce $P_{\dot{r}} = f(c)$ ve tvaru:

$$P_{\dot{r}} = A \cdot c_{(B)} - B \cdot c_{(B)}^3 \text{ [W]} \quad (5.8)$$

Dosazením rovnice (5.8) do podmínky (5.1) je získána hodnota rychlosti kapaliny v potrubí pro maximální příkon, která kapalina dodává čerpadlu v turbínovém režimu:

$$\frac{dP_{\dot{r}}}{dc} = A - 3 \cdot B \cdot c_{(B)}^2 = 0 \quad (5.9)$$

$$c_{(B)} = \sqrt{\frac{A}{3 \cdot B}} \quad (5.10)$$

Z rovnice (5.10) po dosazení hodnot konstant A a B vychází dvojí řešení pro hodnotu rychlosti kapaliny v potrubí:

$$c_{(B)} = \sqrt{\frac{2781,45}{3 \cdot 55,79}} = \pm 4,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Podmínka (5.2) je splněna pro hodnotu rychlosti $c_{(B)} = 4,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, z toho plyne že při této rychlosti dodá kapalina čerpadlu v turbínovém režimu maximální příkon.

5.2 Optimální pracovní oblast čerpadla v turbínovém režimu s aplikovanou savkou

Stejný postup řešení v kapitole 5.1 je použit na vodárenskou věž s aplikací savky (viz kapitola 4.2). Vyjádřením tlaků p_1 a p_2 z Bernoulliho rovnice a následného dosazení do rovnice (5.4) je získána funkce příkonu v závislosti na rychlosti kapaliny v potrubí $P = f(c)$.

Tlak p_1 vyjádřený z Bernoulliho rovnice pro body 1-0:

$$p_1 = \rho \cdot \left[\frac{c_1^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{2 \cdot l_2}{d_1 + d_2} - 1 \right) + \frac{c_1'^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l_1}{d_2} + \zeta_K + \zeta_B \right) - g \cdot h_S \right] \quad (5.11)$$

Tlak p_2 vyjádřený z Bernoulliho rovnice pro body 3-2:

$$p_2 = \rho \cdot \left[g \cdot (H_V + 2 \cdot R + l_4) - \frac{c_2^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + \zeta_V + 2 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + 1 \right) \right] \quad (5.12)$$

Závislost mezi rychlostmi je dána dle rovnice kontinuity (2.8):

$$c_1 = c_2 = 4 \cdot c_1' = c_{(S)}$$

Dosažením tlaků p_1 a p_2 do rovnice (5.4) a nahrazením konstantních veličin za konstanty A a B, vychází závislost příkonu na rychlosti kapaliny v potrubí ve tvaru:

$$P = A \cdot c_{(s)} - B \cdot c_{(s)}^3 \quad (5.13)$$

Kde A:

$$A = \frac{(H_V + 2 \cdot R + l_4 + h_s) \cdot \pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \rho \cdot g$$

$$A = \frac{(5 + 2 \cdot 0,3 + 30 + 0,5) \cdot \pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 1000 \cdot 9,81$$

$$A = 2781,45 \text{ N}$$

Kde B:

$$B = \frac{\pi \cdot d_1^2}{8} \cdot \left[\lambda \cdot \left(\frac{l_1}{16 \cdot d_2} + \frac{2 \cdot l_2}{d_1 + d_2} + \frac{l_3 + l_4 + l_5}{d_1} \right) + \zeta_V + \zeta_{Ve} + \frac{33 \cdot \zeta_K + \zeta_B}{16} \right] \cdot \rho$$

$$B = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{8} \cdot \left[0,03 \cdot \left(\frac{1}{16 \cdot 0,2} + \frac{2 \cdot 2}{0,1 + 0,2} + \frac{2 + 30 + 2}{0,1} \right) + 0,5 + 0,1 + \frac{33 \cdot 0,5 + 1}{16} \right] \cdot 1000$$

$$B = 46,71 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Ze vztahu (5.13) dosaženého do podmínky (5.1) a (5.2) vychází hodnota rychlosti kapaliny potrubí pro maximální příkon, který dodává kapalina čerpadlu v turbínovém režimu při aplikaci savky o velikosti:

$$\frac{dP_r}{dc} = A - 3 \cdot B \cdot c_{(s)}^2 = 0$$

$$c_{(s)} = \sqrt{\frac{A}{3 \cdot B}}$$

$$c_{(s)} = \sqrt{\frac{2781,45}{3 \cdot 46,7}} = 4,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

5.3 Výpočet měrné energie čerpadla v turbínovém režimu

V předchozích kapitolách byly řešeny výpočty rychlosti kapaliny v potrubí c , při které dodá kapalina čerpadlu v turbínovém režimu největšího příkonu $P_{\dot{\gamma}}$. Pro tuto rychlost lze vypočítat měrná energie čerpadla v turbínovém režimu, která je dána z Bernoulliho rovnice ve tvaru:

$$Y_T = \frac{p_2 - p_1}{\rho} [J \cdot kg^{-1}] \quad (5.14)$$

Kde: p_1 – je tlak v místě výstupního hrdla čerpadla, p_2 – je tlak v místě vstupního hrdla čerpadla, ρ – měrná hmotnost kapaliny

Tato rovnice platí pro čerpadlo v turbínovém režimu ležící ve stejné rovině při stejném průměru vstupního i výstupního hrdla.

5.3.1 Měrná energie čerpadla v turbínovém režimu bez aplikace savky

Dosažením rovnic tlaku (5.5) a (5.6) do rovnice (5.14) je získán vztah pro výpočet měrné energie čerpadla v turbínovém režimu ve vodárenské věži dle kapitoly 3.1 ve tvaru:

$$Y_{T(b)} = g \cdot (H_V + 2 \cdot R + l_4 + h_s) - \frac{c^2}{2} \cdot \left(\zeta_V + \lambda \cdot \frac{l_5 + l_4 + l_3 + l_2 + l_1}{d_1} + 3 \cdot \zeta_K + \zeta_{Ve} + \zeta_B \right) \quad (5.16)$$

Kde za c je dosazena hodnota rychlosti kapaliny v potrubí $c_{(B)}$ vypočítaná v kapitole 4.1:

$$c = c_{(B)} = 4,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výsledná hodnota měrné energie čerpadla v turbínovém režimu při dosažení maximálního příkonu dodané kapalinou bez aplikace savky je:

$$Y_{T(B)} = 9,81 \cdot (5 + 2 \cdot 0,3 + 30 + 0,5) - \frac{4,1^2}{2} \cdot (0,5 + 0,03 \cdot \frac{2 + 30 + 2 + 2 + 1}{0,1} + 3 \cdot 0,5 + 0,1 + 1)$$

$$Y_{T(B)} = 234,79 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

5.3.2 Měrná energie čerpadla s aplikací savky

Stejný postup jako v předchozí kapitole 5.3.1 je aplikován i pro měrnou energii čerpadla v turbínovém režimu s aplikací savky (viz kapitola 3.5). Kde rovnice (5.11) a (5.12) jsou dosazeny do rovnice (5.14), odkud výsledný vzorec pro měrnou energii čerpadla v turbínovém režimu je dán vztahem:

$$Y_{T(S)} = g \cdot (H_V + 2 \cdot R + l_4 + h_s) - \frac{c^2}{2} \cdot \left[\lambda \cdot \left(\frac{l_3 + l_4 + l_5}{d_1} + \frac{2 \cdot l_2}{d_1 + d_2} + \frac{l_1}{16 \cdot d_2} \right) + \zeta_V + \frac{33}{16} \cdot \zeta_K + \zeta_{ve} + \frac{\zeta_B}{16} \right] \quad (5.17)$$

Za rychlost c je dosazena vypočítaná rychlost v kapitole 4.2.2:

$$c = c_{(S)} = 4,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Odkud výsledná velikost měrné energie čerpadla v turbínovém režimu při dosažení maximálního příkonu při použití savky vychází:

$$Y_{T(S)} = 9,81 \cdot (5 + 2 \cdot 0,3 + 30 + 0,5) - \frac{4,45^2}{2} \cdot \left[0,03 \cdot \left(\frac{2 + 30 + 2}{0,1} + \frac{2 \cdot 2}{0,1 + 0,2} + \frac{1}{16 \cdot 0,2} \right) + 0,5 + \frac{33}{16} \cdot 0,5 + 0,1 + \frac{1}{16} \right]$$

$$Y_{T(S)} = 232,32 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

5.4 Příkon čerpadla v turbínovém režimu

Z vypočítané měrné energie čerpadla v turbínovém režimu Y_T a rychlosti kapaliny v potrubí c lze určit hodnotu získaného příkonu $P_{\ddot{r}}$. Příkon dodaný kapalinou čerpadlu v turbínovém režimu je dán vztahem:

$$P_{\ddot{r}} = Q \cdot Y_T \cdot \rho \text{ [W]} \quad (5.18)$$

Kde: Q – objemový průtok, Y_T – měrná energie turbínového režimu, ρ – měrná hmotnost

Kde Q je dáno rovnicí kontinuity (2.8), pak výsledný vztah pro výpočet příkonu dodaný kapalinou čerpadlu v turbínovém režimu má tvar:

$$P_{\ddot{r}} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot c}{4} \cdot Y_T \cdot \rho \text{ [W]} \quad (5.19)$$

5.4.1 Výpočet příkonu čerpadla v turbínovém režimu bez aplikace savky

Do rovnice (5.19) je dosazena rychlost pro maximální příkon čerpadla v turbínovém režimu $c_{(B)}$ vypočítaná v kapitole 5.1 a měrná energii čerpadla $Y_{T(B)}$ vypočítaná v kapitole 5.3.1. Po dosazení těchto hodnot je získán maximální příkon, který lze získat z kapaliny proudící ve vodárenské věži bez aplikace savky (viz kapitola 3.1).

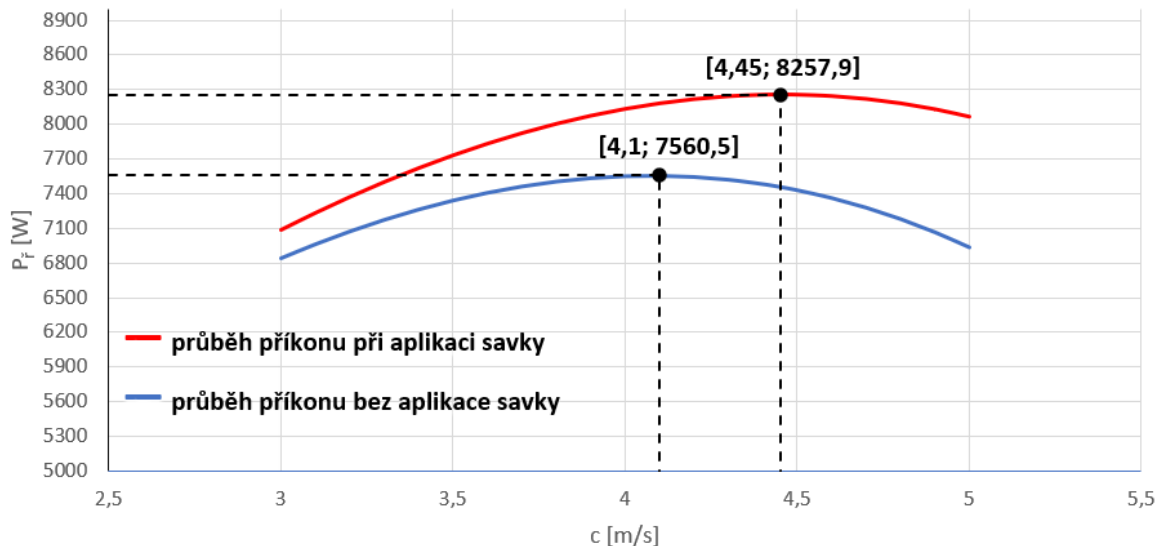
$$P_{\dot{r}(B)} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot c_{(B)}}{4} \cdot Y_{T(B)} \cdot \rho$$
$$P_{\dot{r}(B)} = \frac{\pi \cdot 0,1^2 \cdot 4,1}{4} \cdot 234,79 \cdot 1000$$
$$P_{\dot{r}(B)} = 7560,5 \text{ W} = 7,56 \text{ kW}$$

5.4.2 Výpočet příkonu čerpadla v turbínovém režimu s aplikací savky

Stejný postup jako v předchozí kapitole je aplikován na výpočet maximálního příkonu čerpadla v turbínovém režimu s aplikovanou savkou získaný proudící kapalinou ve vodárenské věži (viz kapitola 3.4). Kde do rovnice (5.19) je dosazena vypočítaná rychlost $c_{(S)}$ pro maximální příkon čerpadla v turbínovém režimu vypočítaná v kapitole 5.2 a měrná energie čerpadla $Y_{T(S)}$ vypočítaná v kapitole 4.3.2.

$$P_{\dot{r}(S)} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot c_{(S)}}{4} \cdot Y_{T(S)} \cdot \rho$$
$$P_{\dot{r}(S)} = 0,035 \cdot 232,33 \cdot 1000$$
$$P_{\dot{r}(S)} = 8257,9 \text{ W} = 8,26 \text{ kW}$$

Z vykreslených rovnic příkonu (5.8) a (5.13) v závislosti na rychlosti c bylo zjištěno, že při použití savky dochází k navýšení maxima příkonu a posouvá jej do oblasti vyšších rychlostí (viz obr. 8). Příkon byl při použití savky navýšen o 9,2 %. Z tohoto důvodu bude vybráno čerpadlo pro potrubní systém s aplikovanou savkou.



Obr. 8: Graf závislosti příkonu na rychlosti

5.5 Kontrola kavitace

Nejvíce ohroženou částí čerpadla na kavitaci jsou místa, kde dochází k samovolnému pohybu kapaliny. Při použití hydrodynamických čerpadel v turbínovém provozu je nebezpečné místo na kavitaci výstupní kanál oběžného kola. Aby nedocházelo ke kavitaci musí být splněna podmínka:

$$p_1 > p_w \quad (5.11) \quad (5.20)$$

Kde: p_1 – tlak ohroženého místa na kavitaci, p_w – tlak nasycených par. [1]

Hodnota tlaku nasycených par při dané teplotě jsou uvedeny v tabulce fyzikálních vlastností vody (tabulka 1).

Tab. 1: Fyzikální vlastnosti vody [1]

| θ [°C] | p_w [10 ⁻⁵ Pa] | ρ [kg·m ⁻³] | c_p [J·kg ⁻¹] | μ [10 ⁻³ Pa·s] | ν [m ² ·s ⁻²] |
|------------------|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|---|
| 10 | 0,012271 | 999,7 | 4,193 | 1300 | 1,30 |
| 20 | 0,023368 | 998,3 | 4,182 | 1000 | 1,00 |
| 30 | 0,042417 | 995,7 | 4,179 | 797 | 0,800 |
| 40 | 0,073749 | 992,3 | 4,179 | 651 | 0,656 |
| 50 | 0,12334 | 998,0 | 4,181 | 544 | 0,551 |
| 60 | 0,19919 | 983,2 | 4,185 | 463 | 0,471 |

Kde: θ – teplota, p_w – tlak nasycených par, ρ – hustota, c_p – měrná tepelná kapacita za stálého tlaku, μ – dynamická viskozita, ν – kinematická viskozita

Přidání savky na výstupní kanál oběžného kola čerpadla má za následek poklesu tlak v tomto bodě. Kde vyčíslená hodnota tohoto tlaku z rovnice (5.11) je:

$$p_1 = 1000 \left[\frac{4,45^2}{2} \cdot \left(0,03 \cdot \frac{2 \cdot 2}{0,1 + 0,2} - 1 \right) + \frac{4,45^2}{32} \cdot \left(0,03 \cdot \frac{1}{0,2} + 0,5 + 1 \right) - 9,81 \cdot 0,5 \right]$$

$$p_1 = -9825 \text{ Pa} = -9,8 \text{ kPa}$$

Ve srovnání s hydrostatickým tlakem ve stejném bodě, který je dán rovnicí:

$$p_{h1} = -h_s \cdot \rho \cdot g \quad (5.21)$$

Kde: h_s – sací výška, ρ – měrná hmotnost, g – zrychlení v tíhovém poli Země

$$p_h = -0,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 = -4905 \text{ Pa}$$

Je patrné, že savka zvyšuje podtlak oproti hydrostatickému tlaku.

Z důvodu podtlaku p_1 může být toto místo ohrožené kavitací. Tlak p_1 je nutné přepočítat na absolutní tlak, aby mohl být dosazen do podmínky (5.20). Přepočet je dán vztahem:

$$p_{abs(1)} = p_{atm} + p_1 \quad (5.22)$$

Kde: p_{atm} – atmosférický tlak, p_1 – relativní tlak v bodě 1

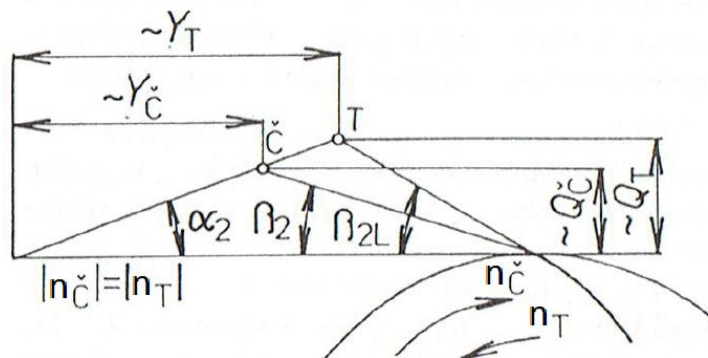
Absolutní tlak v bodě 1 má velikost:

$$p_{abs(1)} = 1,013 \cdot 10^5 - 9825 = 103050 \text{ Pa}$$

Dosazením tlaku $p_{abs(1)}$ do podmínky (5.20) a tlaku nasycených par při 20 °C $p_w = 2336,8 \text{ Pa}$, je patrné, že ke kavitaci nedojde.

6 VÝBĚR ČERPADLA

Pro správný výběr čerpadla je zapotřebí vypočítat čerpadlové charakteristiky, ze kterých se následně určí návrhový bod pro správný chod čerpadla. Čerpadlový a turbínový návrhový bod se od sebe liší v důsledku rozdílného zakřivení proudnice kapaliny při čerpadlovém a turbínovém provozu, které znázorňují úhly β_2 (pro čerpadlový režim) a β_{2L} (pro turbínový režim) viz obr. 9.



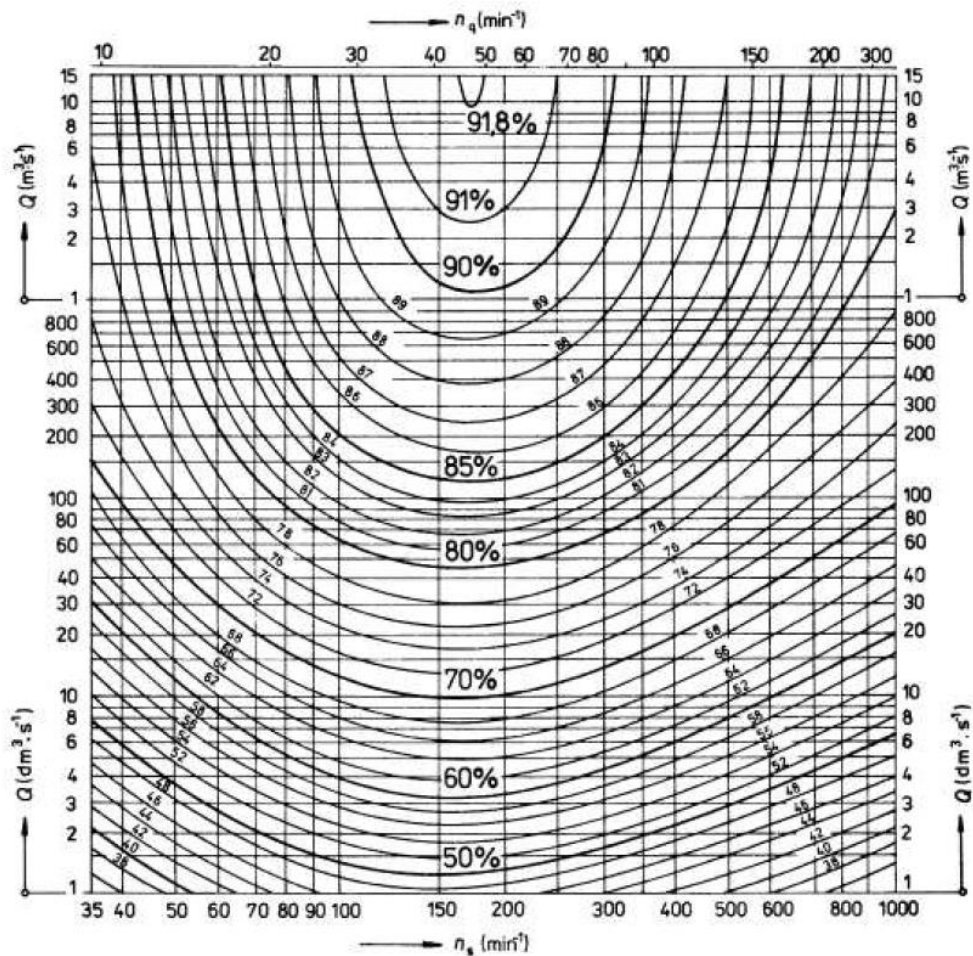
Obr. 9: Čerpadlový a turbínový návrhový bod [1]

Při čerpadlovém i turbínovém provozu se zpravidla zachovávají stejné otáčky, tedy platí [1]:

$$n_{\check{c}} = n_T \quad (6.1)$$

6.1 Odhad účinnosti čerpadla

Účinnost čerpadla $\eta_{\check{c}}$ je dána celkovou účinností přeměny energie a charakterizuje hospodárnost přenosu energie v hydraulických strojích. Pro odhad účinnosti hydrodynamických čerpadel je využíván Erhartův diagram (obr. 10), kde je znázorněna závislost účinnosti čerpadla při daných specifických otáček n_s a objemovém průtoku Q . [1],[6],[11]



Obr. 10: Erhartův diagram dosažitelné celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel [1]

Specifické otáčky jsou dány rovnicí:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (6.2)$$

Kde: n – otáčky čerpadla, H – spád, Q – objemový průtok

6.2 Turbínový návrhový bod

Pro čerpadlo v turbínovém režimu jsou známé potřebné charakteristiky pro návrhový bod z výpočtů v předchozích kapitolách, kterými jsou:

- Spád H_T
- Otáčky n
- Průtok Q_T

Spád je dán rovnicí:

$$H_T = Y_T \cdot g^{-1} [m] \quad (6.3)$$

Za Y_T je dosazena hodnota měrné energie čerpadla v turbínovém provozu $Y_{T(S)}$ vypočítané v kapitole 5.3.2 pro kterou platí:

$$Y_{T(S)} = 232,33 J \cdot kg^{-1}$$

Hodnota spádu je:

$$H_T = 232,33 \cdot 9,81^{-1} = 23,68 m$$

Otáčky n vycházejí ze zadání (viz kapitola 3.1) a jejich hodnota je:

$$n = 2900 \text{ min}^{-1}$$

Z rovnice kontinuity (2.8) vychází průtok pro hodnotu rychlosti $c_{(S)}$ vypočítaná v kapitole 5.2 a průměr potrubí $d_1 = 0,1 m$ o velikosti:

$$Q_T = c_{(S)} \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (6.4)$$

$$Q_T = 4,45 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,03495 m^3 \cdot s^{-1} = 34,95 l \cdot s^{-1}$$

6.3 Čerpadlový návrhový bod

Pro přepočítání hlavních parametrů turbínového a čerpadlového režimu platí tyto rovnice:

$$H_{\check{c}} = H_T \cdot \eta^2 \quad (6.5)$$

$$Q_{\check{c}} = Q_T \cdot \eta \quad (6.6)$$

Ze kterých pomocí algoritmu postupného přiblížení jsou přepočítány hlavní parametry turbínového režimu na parametry režimu čerpadlového.

Pro první přiblížení platí předpoklad: $H_T = H_{\check{c}}$, $Q_T = Q_{\check{c}}$.

$$H_T = H_{\check{c}} = 23,68 m$$

$$Q_T = Q_{\check{c}} = 34,95 l \cdot s^{-1}$$

Pro turbínový i čerpadlový provoz platí vztah mezi otáčky (6.1):

$$n_T = n_{\check{c}} = 2900 \text{ min}^{-1}$$

Z rovnice (6.2) jsou určeny specifické otáčky n_s pro odečet účinnosti z Erhartova diagramu (obr. 10):

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{2900}{\sqrt{23,68}} \cdot \sqrt{\frac{0,03495}{\sqrt{23,68}}}$$
$$n_s = 184,34 \text{ min}^{-1}$$

Účinnost z Erhartova diagramu (obr. 10):

$$\eta = 0,78$$

Pomocí vztahů (6.5) a (6.6) je provedena korekce $H_{\check{c}}$ a $Q_{\check{c}}$:

$$H_{\check{c}K1} = H_T \cdot \eta^2 = 23,68 \cdot 0,78^2 = 14,41 \text{ m}$$

$$Q_{\check{c}K1} = Q_T \cdot \eta = 34,95 \cdot 0,78 = 27,26 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro druhé přiblížení je aplikován stejný algoritmus jako v prvním případě s použitím korekčních hodnot $H_{\check{c}K1}$ a $Q_{\check{c}K1}$:

$$H_{\check{c}} = H_{\check{c}K1} = 14,41 \text{ m}$$

$$Q_{\check{c}} = Q_{\check{c}K1} = 27,26 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro které ze vztahu (6.1) vychází hodnota specifických otáček:

$$n_s = 236,30 \text{ min}^{-1}$$

Z Erhartova diagramu (obr. 10) dostáváme účinnost čerpadla $\eta = 0,76$, kde ze vztahů (6.5) a (6.6) vychází:

$$H_{\check{c}K2} = H_T \cdot \eta^2 = 23,68 \cdot 0,76^2 = 13,68 \text{ m}$$

$$Q_{\check{c}K2} = Q_T \cdot \eta = 34,95 \cdot 0,76 = 26,56 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Další přiblížení už není třeba jelikož se účinnost dalšího přiblížení nemění. Konečné parametry čerpadla jsou:

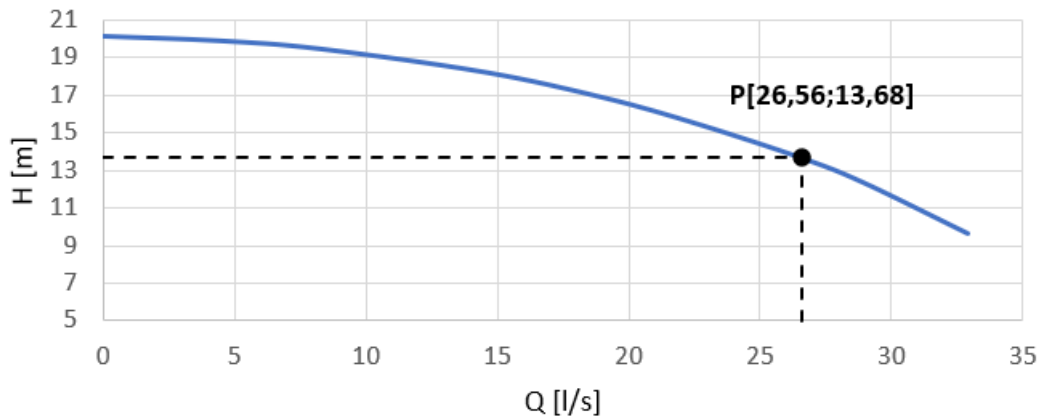
$$H_{\check{c}} = H_{\check{c}K2} = 13,68 \text{ m}$$

$$Q_{\check{c}} = Q_{\check{c}K2} = 26,56 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

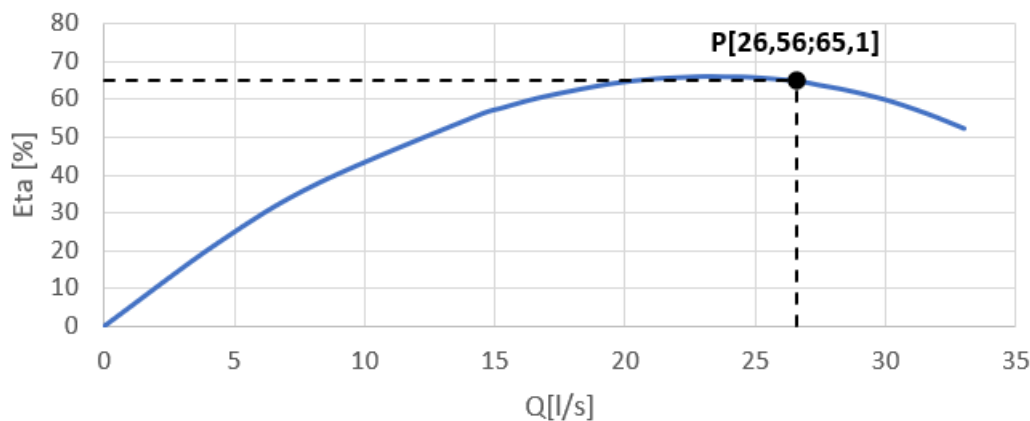
$$n_{\check{c}} = 2900 \text{ min}^{-1}$$

Z nalezených hlavních parametrů $H_{\check{c}} = 13,68 \text{ m}$ a $Q_{\check{c}} = 26,56 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ je vybráno vhodné čerpadlo z obchodního katalogu čerpadel od společnosti ISH PUMPS OLOMOUC a.s. [9]

Vybrané čerpadlo má katalogové označení: BETA 15 jedná se o jednostupňové, spirální, horizontální, odstředivé čerpadlo s průměrem oběžného kola $D = 120$ mm a účinností v provozním bodě $\eta = 65,1$ %. Schéma čerpadla je uvedeno v příloze 1[9]. Dopravní výška čerpadla v závislosti na průtoku je znázorněn na obr. 11 a účinnost čerpadla v závislosti na průtoku je znázorněn na obr. 12, kde je vyznačen provozní bod P.



Obr. 11: Graf závislosti dopravní výšky čerpadla na průtoku [9]



Obr. 12: Graf závislosti účinnosti čerpadla na průtoku [9]

6.4 Výkon čerpadla v turbínovém režimu

Pro vybrané čerpadlo z katalogu lze určit výkon, který je možný získat při turbínovém provozu čerpadla. Výkon turbínového provozu je dán rovnicí:

$$P = \rho \cdot Y_T \cdot Q \cdot \eta_T \text{ [W]} \quad (6.7)$$

Kde: ρ – měrná hmotnost kapaliny, Y_T – měrná energie turbínového režimu, Q – objemový průtok, η_T – účinnost čerpadla v turbínovém provozu

Účinnosti čerpadlového a turbínového provozu jsou při optimálním provozu stejné, tedy platí: $\eta_T = \eta_\zeta = 65,1 \%$. [1]

Za měrnou energii turbínového režimu je dosazena hodnota $Y_{T(S)} = 232,33 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ z kapitoly 5.3.2 a objemový průtok dán rovnicí (2.8), kde za rychlost c je dosazena rychlost $c_{(S)} = 4,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pak výkon čerpadla v turbínovém režimu je:

$$P = 1000 \cdot 232,33 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 4,45 \cdot 0,651$$

$$P = 5286,1 \text{ W} = 5,3 \text{ kW}$$

6.5 Síla působící na čerpadlo

K výpočtu síly působící na čerpadlo v turbínovém režimu je využita věta o změně hybnosti, která udává sílu působící na protékající kapalinu kontrolním objemem v určitém okamžiku. Tato síla má stejnou velikost, ale opačný směr než silový účinek kapaliny působící na čerpadlo. Výsledný vztah velikosti síly působící na čerpadlo ve směru proudění kapaliny je odvozeno v literatuře [2] a má tvar:

$$F = \rho \cdot Q \cdot (c_2 - c_1) + p_2 \cdot S_2 - p_1 \cdot S_1 \text{ [N]} \quad (4.18)$$

Kde: ρ – měrná hmotnost, Q – průtok, c – absolutní rychlost, p – relativní tlak, S – plocha průřezu

Pro rychlosti c_1 a c_2 z rovnice kontinuity (2.6), kde $S_1 = S_2 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ platí: $c_1 = c_2$.

Pak je výsledný vztah ve tvaru:

$$F = (p_2 - p_1) \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \text{ [N]} \quad (4.19)$$

Za tlaky p_1 a p_2 jsou dosazeny hodnoty z rovnic (4.11) a (4.12).

$$F = [222500 - (-9825)] \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}$$

$$F = 1824,7 \text{ N}$$

S touto silou je zapotřebí počítat při návrhu uchycení čerpadla k podložce.[2]

6.6 Nahrazení měrné energie čerpadla v turbínovém režimu ztrátovým součinitelem ventilu

Čerpadlo v turbínovém režimu odebírá kapalině proudící v potrubí část hydraulické energie, kterou mění na energii mechanickou. Tato energie lze pro představu vyjádřit pomocí ztrátového součinitele ventilu. Ze zákona zachování energie tedy platí:

$$Y_T = Y_Z \quad (4.20)$$

Kde: Y_T – je měrná energie turbínového provozu, Y_Z – je měrná ztrátová energie

Za Y_T je dosazena měrná energie čerpadla v turbínovém režimu pro vodárenskou věž se savkou $Y_{T(S)} = 232,32 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ (viz kapitola 4.3.2) a za Y_Z je dosazen vztah pro výpočet měrné ztrátové energie (2.4). Pak ztrátový součinitel ventilu je dán:

$$\zeta_Z = \frac{2 \cdot Y_S}{c^2} \quad (4.21)$$

Pro rychlost c platí hodnota vypočítaná v kapitole 4.2, tedy $c = 4,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Velikost měrné ztrátové energie je pak dána hodnotou:

$$\zeta_Z = \frac{2 \cdot 232,32}{4,45^2} = 23,5$$

Měrná ztrátová energie ventilu lze také vyjádřit pomocí průtokového součinitele K_V ventilu, který udává hodnotu průtoku ventilem. Průtokový součinitel je dán vztahem: [4]

$$K_V = \frac{1}{3600} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{\sqrt{8 \cdot \zeta_Z}} [\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (4.22)$$

Kde: d – je průměr ventilu, ζ_Z – je měrné ztrátové energie ventilu

Pro hodnotu měrné ztrátové energie čerpadla v turbínovém režimu vypočítanou ze vztahu (4.21) je velikost průtokového součinitele K_V ventilu:

$$K_V = \frac{1}{3600} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{\sqrt{8 \cdot 23,5}} = 6,36 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

7 ZÁVĚR

Výběr čerpadla z katalogu byl stanoven na základě maximálního příkonu čerpadla, který je kapalina schopna dodat čerpadlu v turbínovém režimu v potrubním systému ze zadaných parametrů.

Eliminací čerpadla a nahrazením za potrubí beze ztrát byl stanoven maximální průtok, kterého je možné v potrubním systému dosáhnout. Aplikací savky za výtokové hrdlo čerpadla v turbínovém režimu mělo za následek zvýšení maximálního průtoku o 7,7 % oproti průtoku z potrubního systému vodárenské věže bez použití savky. Při další aplikaci rozšíření potrubí pomocí výtokové savky došlo k zvýšení průtoku ale jen v nepatrném množství, proto realizace dalšího rozšíření potrubí je z hlediska zvýšení průtoku nepodstatná.

K určení maxima příkonu dodané kapalinou čerpadlu v turbínovém režimu byly sestaveny rovnice průtoku v závislosti na rychlosti kapaliny v potrubí vodárenské věže bez použití savky a v potrubí vodárenské věže s aplikovanou savkou. Následnou derivací těchto rovnic dle rychlosti byla stanovena optimální rychlost kapaliny v potrubí, při které dosáhne čerpadlo v turbínovém režimu maximálního příkonu. Vykreslením těchto rovnic lze dojít k závěru, že při použití savky dochází ke zvýšení maxima příkonu čerpadla v turbínovém režimu a posouvá jej do oblasti vyšších rychlostí. Příkon při použití savky byl navýšen o 9,2 % oproti řešení bez použití savky.

Pro vodárenskou věž s aplikovanou savkou byla nalezena optimální pracovní oblast čerpadla, při kterém dosáhne čerpadlo v turbínovém režimu maximálního výkonu. Z katalogu čerpadel bylo vybráno čerpadlo pod sériovým označením Beta 15. Jedná se o odstředivé spirální jednostupňové čerpadlo pracující v optimální pracovní oblasti s účinností 65,1 %.

Rozdílem mezi prací čerpadla v turbínovém režimu a čerpadlovém režimu jsou jeho specifické otáčky, které určují rychloběžnost stroje. Pro čerpadlový režim byly stanoveny specifické otáčky při téměř stejném průtoku kapaliny v potrubí jako při turbínovém režimu. Hodnota specifických otáček turbínového provozu dosahuje více než dvojnásobku specifických otáček čerpadlového provozu. Čerpadlo v turbínovém režimu je tedy více rychloběžný stroj než čerpadlo v čerpadlovém režimu.

Ačkoliv je účinnost čerpadla v turbínovém režimu menší než u klasické vodní turbíny, kde turbínové stroje dosahují účinnosti až přes 90 %, tak díky sériové výrobě, nižším pořizovacím a provozním nákladům a širokému výběru dopravní výšky a průtoku, má využití čerpadel v turbínovém režimu ve výrobě energie z obnovitelných zdrojů velký potenciál.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.
2. FLEISCHNER, Petr. *Hydromechanika*. 4. nezm. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1990. ISBN 80-214-0226-1.
3. ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3578-0
4. ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, 2002. ISBN 80-7333-000-8.
5. BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje*. Praha : SNTL, 1992. ISBN 80-03-00665-1.
6. SALABA, Josef, Mirko CIPRA a Jiří ŠŤASTNÝ. *Energetická strojní zařízení*. Praha: ČVUT, 1990. ISBN 80-01-00252-7.
7. DRÁBKOVÁ, Sylva. *Potrubní systémy a armatury*. [Online] 2011. [Citace: 18. Března 2020.] http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Dr%C3%A1bkova-Dil2_Dra.pdf.
8. MJANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠŤÁVA. *Mechanika tekutin*. [online]. Ostrava, 2002 [cit.2020-03-18]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/JanalikStava-MechanikaTekutin.pdf?fbclid=IwAR25aFWg4ro8PvCl-Xk0gKUmYQIMnT88k7xL9ESUBOZ35xc9vgK4wDsVAGA>
9. AUTOR NEZNÁMÝ. *cerpadla.cz*. [Online] ISH PUMPS, 2002. [Citace: 8. Duben 2020.] <https://www.cerpadla.cz/cerpani-uzitkove-vody/>
10. KARÁSEK, Jiří. *Matematika II*. Brno: CERM, 2002. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2092-8.
11. BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Celost. vysokošk. příručka pro strojnické fakulty*. Praha: SNTL, 1992. ISBN 80-03-00665-1.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

| Symbol | Veličina | Jednotka |
|---------------|-----------------------------|----------------------|
| a | Zrychlení kapaliny | $m \cdot s^{-2}$ |
| c | Rychlost kapaliny v potrubí | $m \cdot s^{-1}$ |
| c_p | Měrná tepelná kapacita | $J \cdot kg^{-1}$ |
| D | Průměr rozváděcích lopatek | m |
| d | Průměr potrubí | m |
| F | Síla | N |
| g | Tíhové zrychlení | $m \cdot s^{-2}$ |
| H | Dopravní výška | m |
| h | Výška | m |
| K_V | Průtokový součinitel | $m^3 \cdot hod^{-1}$ |
| l | Délka potrubí | m |
| n | Otáčky | min^{-1} |
| n_s | Specifické otáčky | min^{-1} |
| P | Výkon | W |
| p | Tlak | Pa |
| p_{abs} | Absolutní tlak | Pa |
| P_h | Hydraulický výkon | W |
| $P_{\dot{r}}$ | Příkon | W |
| p_w | Tlak nasycených par | Pa |
| Q | Objemový průtok | $m^3 \cdot s^{-1}$ |

| Symbol | Veličina | Jednotka |
|-----------------|-----------------------------------|--------------------|
| R | Poloměr | m |
| S | Plocha, průřez | m^2 |
| t | Čas | s |
| $Y_{\check{c}}$ | Měrná energie čerpadlového režimu | $J \cdot kg^{-1}$ |
| Y_T | Měrná energie turbínového režimu | $J \cdot kg^{-1}$ |
| Y_z | Měrné ztrátová energie | $J \cdot kg^{-1}$ |
| ζ | Ztrátový součinitel | – |
| η | Účinnost | – |
| λ | Součinitel tření | – |
| μ | Dynamická viskozita | $Pa \cdot s$ |
| v | Kinematická rychlost | $m^2 \cdot s^{-1}$ |
| ρ | Měrná hmotnost | $kg \cdot m^3$ |

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

- Obr. 1 Odporová charakteristika armatury [1]
- Obr. 2 Schéma vodárenské věže
- Obr. 3 Výtok kapaliny do horní nádrže
- Obr. 4 Charakteristika čerpadla a potrubního systému [9]
- Obr. 5 Závislost účinnosti čerpadla na průtoku [9]
- Obr. 6 Detail potrubí se savkou
- Obr. 7 Detail potrubí se savkou a výtokovou savkou
- Obr. 8 Graf závislosti příkonu na rychlosti
- Obr. 9 Čerpadlový a turbínový návrhový bod [1]
- Obr. 10 Erhartův diagram dosažitelné celkové účinnosti [1]
- Obr. 11 Graf závislosti dopravní výšky čerpadla na průtoku [9]
- Obr. 12 Graf závislosti účinnosti čerpadla na průtoku [9]

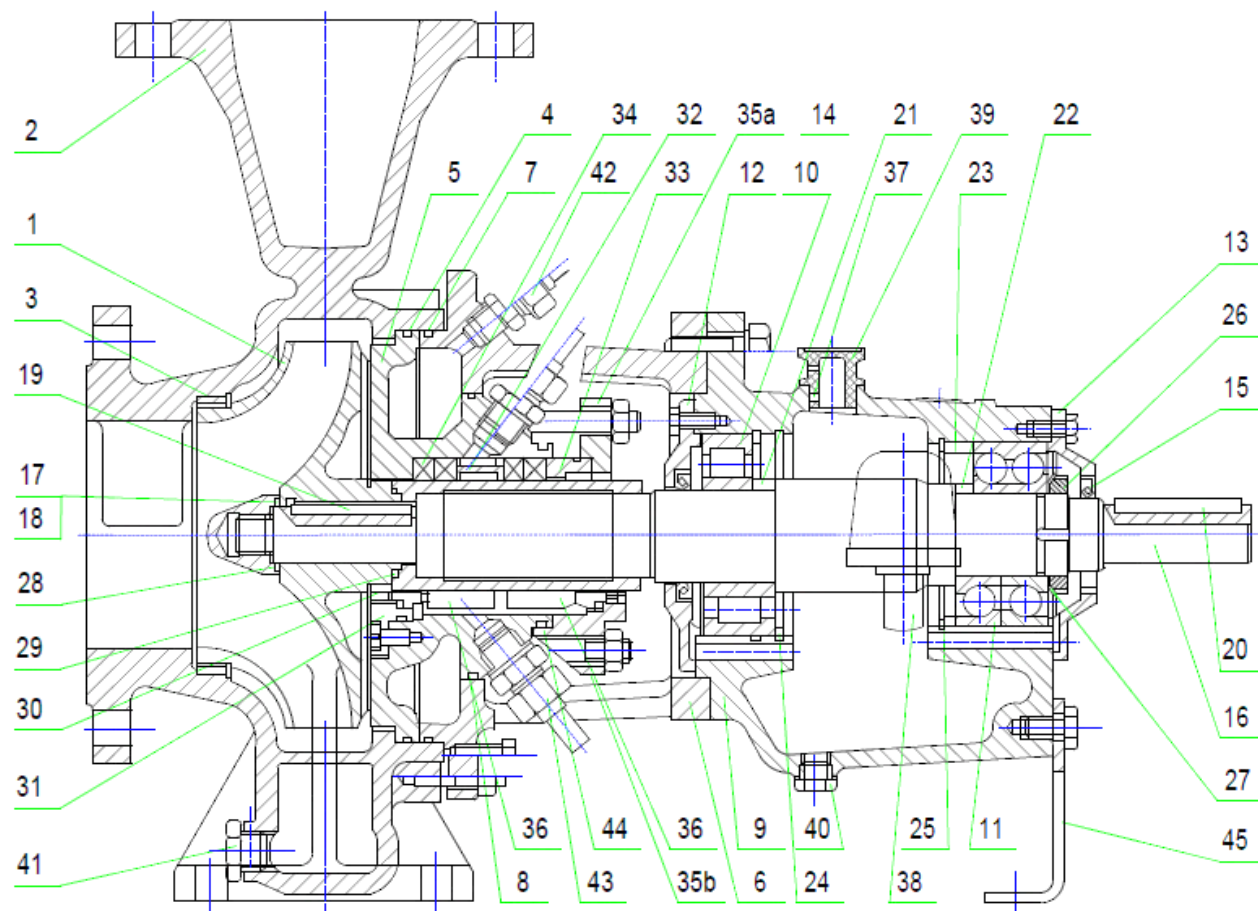
11 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Fyzikální vlastnosti vody [1]

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Schéma čerpadla Beta15 [9]

PŘÍLOHA 1



1. Oběžné kolo
2. Spirála
3. Těsnící kruh
4. Těsnící kroužek ("O"kroužek)
5. Víko čerpadla
6. Lucerna
7. Těsnící kroužek ("O"kroužek)
8. Těsnící kroužek ("O"kroužek)
9. Ložisková konzola
10. Přední ložisko
11. Zadní ložisko
12. Víčko předního ložiska
13. Víčko zadního ložiska
14. Gufero předního ložiska
15. Gufero zadního ložiska
16. Hřídel
17. Matice oběžného kola
18. Pojistná závitová vložka
19. Pero oběžného kola
20. Pero spojky
21. Distanční kroužek předního ložiska - vnitřní
22. Distanční kroužek zadního ložiska - vnitřní
23. Distanční kroužek zadního ložiska - vnější
24. Pojistný kroužek předního ložiska
25. Pojistný kroužek zadního ložiska
26. KM matice
27. MB podložka
28. Těsnící kroužek ("O"kroužek) matice OK
29. Těsnící kroužek ("O"kroužek) pouzdra ucpávky
30. Pouzdro ucpávky
31. Víčko ucpávky (jen u dvojité mechanické)
32. Zahlcovací kroužek
33. Ucpávkový kroužek
34. Provazcové těsnění
- 35.a Ucpávková příruba měkké ucpávky
- 35.b Ucpávková příruba mechanické ucpávky
36. Mechanická ucpávka
37. Těsnící kroužek ("O"kroužek)
38. Doplnovač oleje
39. Odvzdušňovací zátka
40. Vypouštěcí zátka
41. Odvzdušňovací zátka
42. Šroubení (nebo zátka) chladicí komory
43. Šroubení (nebo zátka) ucpávky
44. Těsnící kroužek ("O"kroužek)
45. Patka konzoly