VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

POUŽITÍ BĚŽNÉHO ODSTŘEDIVÉHO ČERPADLA JAKO TURBÍNY
USE OF STANDARD CENTRIFUGAL PUMP AS TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Adam Podešva**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.**
SUPERVISOR

BRNO 2021

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Adam Podešva**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.**
Akademický rok:	2020/21

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 diplomové práce:

Použití běžného odstředivého čerpadla jako turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Většina odstředivých čerpadel jde použit v turbínovém režimu, účinnost v turbíně bývá nepatrně větší než při čerpadlové provozním stavu. Takovéto použití má ale za následek provoz pouze v jednom provozním bodě s nepatrnou možností regulace. Výhoda tohoto řešení je výrazně nižší cena hromadně vyráběných čerpadel proti speciálně vyrobené turbíně. Hlavním úkolem diplomové práce návrh regulace a modelování tohoto provozního stavu čerpadla s vlivem regulace.

Cíle diplomové práce:

Rešerše možného použití čerpadla v turbínovém režimu.
Základní rozbor problematiky Eulerova turbínová a čerpadlová rovnice.
Možnosti regulace průtoku, matematický model čerpadla včetně regulační soustavy.

Seznam doporučené literatury:

KSB. Centrifug Pump Lexicon. Turbine mode. [online]. [cit. 2020-04-20]. Dostupné z: https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/.

JAHN, Jan. Úpravy čerpadla pro provoz v turbinovém režimu. Brno, 2019. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117428. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

Abstrakt

Tato práce se zabývá problematikou použití odstředivého čerpadla v turbínovém režimu a regulací systému, kde je tento stroj provozován. V úvodu práce jsou popsány a rozděleny jednotlivé typy čerpadel a je zde rozebrána problematika Eulerovy čerpadlové a turbínové rovnice. Dále jsou zde popsány možnosti regulace průtoku. Součástí práce je rešerše, která zkoumá výhody a nevýhody použití odstředivého čerpadla v turbínovém režimu, možnosti použití tohoto systému a reálné aplikace v České republice a ve světě. Hlavní částí je návrh matematického modelu v programu Microsoft Excel, který řeší regulaci potrubního systému s čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu především mimo optimální provozní parametry.

Abstract

This work deals with the use of a centrifugal pump in turbine mode and control of the system where this machine is operated. The introduction describes and divides the various types of pumps and discusses the issue of Euler's pump and turbine equations. The flow control options are also described here. Part of the work is a research that examines the advantages and disadvantages of using a centrifugal pump in turbine mode, the possibilities of using this system and real applications in the Czech Republic and in the world. The main part is the design of a mathematical model in Microsoft Excel, which solves the regulation of the piping system with a pump operating in turbine mode, especially out of the optimal operating parameters.

Klíčová slova

čerpadlo, turbína, Eulerova turbínová rovnice, Eulerova čerpadlová rovnice, čerpadlo v turbínovém režimu, regulace průtoku, parametry čerpadla, hydrodynamická podobnost, škrcení, škrtící ventil, obtok, frekvenční měnič

Key words

pump, turbine, Euler's turbine equation, Euler's pump equation, pump in turbine mode, flow control, pump parameters, hydrodynamic similarity, throttling, throttle valve, bypass, frequency converter

Bibliografická citace

PODEŠVA, Adam. *Použití běžného odstředivého čerpadla jako turbíny.* Brno, 2021. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/133020. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Vladimír Habán.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Použití běžného odstředivého čerpadla jako turbíny“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu v příloze.

21. 5. 2021 Adam Podešva

…….

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Vladimíru Habánovi, Ph.D. za velmi cenné rady, velkou ochotu, vstřícnost a výborné vedení.

Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině, že mě po celou dobu studia podporovali.

Obsah

1. Úvod 11
2. Charakteristika a rozdělení čerpadel 13
2.1 Hydrodynamická čerpadla 13
2.1.1 Odstředivá radiální čerpadla 14
2.1.2 Axiální čerpadla 15
2.1.3 Diagonální čerpadla 16
2.2 Hydrostatická čerpadla 16
2.2.1 Pístová čerpadla 17
2.2.2 Membránová čerpadla 17
2.2.3 Zubová čerpadla 17
2.2.4 Vřetenová čerpadla 18
2.3 Ostatní typy čerpadel 18
2.3.1 Ejektorová čerpadla 18
2.3.2 Mamutová čerpadla 19
2.3.3 Vodní trkače 19
3. Eulerovy rovnice, hydrodynamická podobnost a základní parametry čerpadla 20
3.1 Bernoulliho rovnice a její odvození 20
3.1.1 Bernoulliho rovnice pro rotující kanál 21
3.2 Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla 21
3.3 Eulerova čerpadlová a turbínová rovnice 22
3.4 Základní parametry čerpadla 24
3.5 Hydrodynamická podobnost 25
3.6 Úplná charakteristika hydrodynamického stroje 27
4. Možnosti regulace průtoku 30
4.1 Frekvenční měnič 30
4.2 Škrticí prvky 32
4.2.1 Trysky a clonky 32
4.2.2 Škrticí ventily 33
4.2.3 Škrticí ventily se stabilizací 34
4.3 Obtok 34
5. Použití čerpadla v turbínovém režimu 35
5.1 Rozdíly mezi čerpadlem a turbínou 35
5.1.1 Provozní podmínky 35

5.1.2 Hydraulické provedení 35
5.2 Výhody a nevýhody turbínového provozu čerpadla 36
5.2.1 Výhody 36
5.2.2 Nevýhody 36
5.3 Oblasti použití čerpadel pracujících v turbínovém režimu 37
5.4 Přepočet charakteristických veličin hydrodynamického stroje z čerpacího režimu do režimu turbínového 38
5.4.1 Teoretická analýza a přepočet parametrů 38
5.4.2 Statistické vztahy 40
5.4.3 Další možnosti 42
6. Matematický model s regulací 43
6.1 Charakteristika čerpadla v turbínovém provozu 44
6.2 Zadané parametry a charakteristiky škrtících ventilů 46
6.2.1 Zadané parametry systému 46
6.2.2 Charakteristiky škrtících ventilů 46
6.2.3 Ztráty v potrubí 47
6.3 Tvorba matematického modelu – styčníková metoda 48
6.4 Účinnosti a výkony systému 51
6.5 Zapojení frekvenčního měniče 54
Závěr 59
Zdroje 61
Seznam použitých symbolů 64

1. Úvod [1], [2], [3], [4], [5]

V dnešní době je kladen stále větší důraz na výrobu elektrické energie z obnovitelných zdrojů energie. Důvodem je stále více rostoucí problém s klimatickou změnou a vysokým množstvím emisí CO2, vypouštěných do ovzduší. Tato skutečnost nutí spoustu zemí implementovat do energetické skladby obnovitelné zdroje energie, jako jsou fotovoltaické, větrné a vodní elektrárny a dále například elektrárny na spalování biomasy.

Výše uvedené obnovitelné zdroje se často realizují ve velkých měřítkách. Ovšem je nutné se zaměřit i na nízkopotenciální zdroje energie, především pak na vodní. Velkokapacitní vodní zdroje jsou často již obsazeny velkými vodními díly a do budoucna již nemají vysoký potenciál dalšího využití. Naopak existuje spousta míst, kde by bylo možné využít vodní nízkopotenciální zdroje energie. Problém však nastává v ekonomickém hodnocení těchto realizací. Při instalaci klasické vodní turbíny k využití těchto vodních zdrojů je investice do vodního díla příliš vysoká a ekonomicky neudržitelná. Dalšími nedostatky jsou vysoké náklady na údržbu a malá dostupnost náhradních dílů.

Čerpadla pracující v turbínovém režimu mohou být nejlepším řešením pro využití nízkopotenciálních vodních zdrojů energie. Hlavní výhodou použití čerpadel v turbínovém režimu je, že jsou levnější než tradiční vodní turbíny. Dále je důležitá skutečnost, že klasická radiální odstředivá čerpadla jsou často sériově vyráběné stroje, to znamená, že existuje široká škála výrobců po celém světě, spousta druhů strojů, vysoká dostupnost náhradních dílů a s tím spojené nižší pořizovací náklady. Čerpadla pracující v turbínovém režimu dosahují vysokých výkonů a často je účinnost stroje provozovaného v turbínovém režimu stejná, nebo dokonce i vyšší než v klasickém čerpadlovém režimu.

Použití tohoto systému si však s sebou nese i nevýhody. Jednou z nich je absence rozváděcích lopatek, kvůli kterému se snižuje pracovní rozsah stroje a s tím je spojená problematika provozu čerpadla v turbínovém režimu v pracovní oblasti čerpadla, kde stroj není možno regulovat a je nutno řešit regulaci systému mimo čerpadlo provozované v turbínovém režimu pomocí škrticích ventilů, obtoku nebo změny otáček pomocí frekvenčního měniče.

Levná hydrodynamická čerpadla pracující v turbínovém režimu se dají využít k rekuperaci hydraulické energie z potrubních systémů, kde jsou stanoveny limity pro hodnoty tlaku s ohledy na bezpečnost provozu. Běžně se tato tlaková redukce řeší disipací energie při škrcení redukčními ventily, nicméně místo redukčních ventilů lze využít čerpadla v turbínovém režimu a s redukcí tlaku je navíc možné rekuperovat část energie. Další možností, kde lze tohoto systému využít je při plnění vodních rezervoárů v průmyslových podnicích, které disponují velkou spotřebou vody. Odběr z vodovodní sítě zde probíhá v noci, kdy je ve vodovodním řádu zvýšený tlak a ten je potřeba při plnění rezervoáru snižovat. Stejně tak i v zavlažovacích systémech lze nahradit redukční ventily čerpadlem pracujícím v turbínovém provozu.

Dále je možné využít turbínového provozu čerpadla:

- v ropných rafinériích, kde jsou odpadní vody vypouštěny po nezbytných úpravách do moře
- k získání energie z dešťové vody pomocí podzemního zásobníku
- v systémech skladování přečerpávané hydraulické energii
- k vytvoření malé vodní elektrárny a následné vytvoření lokální elektrické sítě a zajištění elektrické energie v rozvojových zemí

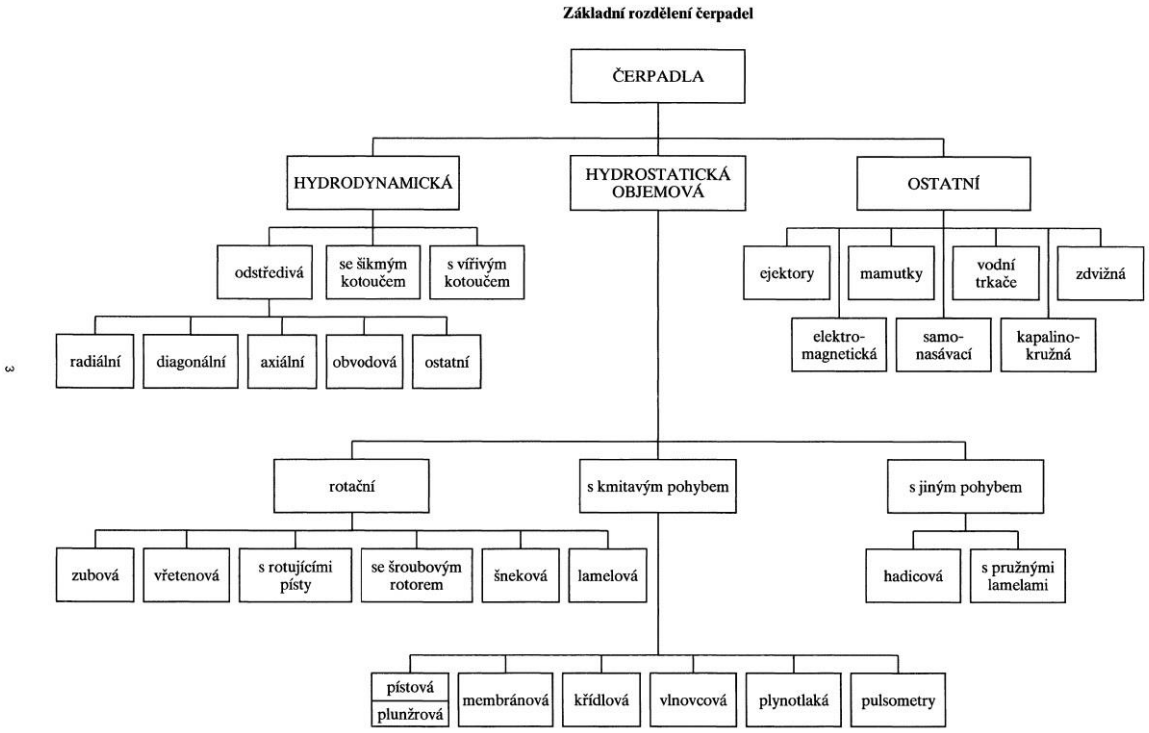
V úvodu diplomové práce jsou nejdříve rozděleny a stručně charakterizovány jednotlivé druhy čerpadel, dále je odvozena Bernoulliho rovnice (základní rovnice a rovnice pro rotující kanál) s popisem jednotlivých členů, následně jsou vysvětleny kinematické poměry v oběžném kole hydrodynamického čerpadla a je odvozena a popsána Eulerova čerpadlová a turbínová rovnice.

V další části práce jsou popsány možnosti regulace průtoku. Je zde popsán princip funkce frekvenčního měniče a změna otáček pomocí něj. Dále jsou zde vysvětleny afinní vztahy, podle kterých se mění charakteristické veličiny hydrodynamického čerpadla při použití frekvenčního měniče v systému. Následně je zde vysvětlen základní princip škrticích ventilů, jejich rozdělení a stručná charakteristika a princip funkce obtoku v hydraulických systémech. Dalším bodem je rozbor problematiky použití čerpadla v turbínovém režimu a s tím spojená obtížná regulace tohoto systému.

Hlavním úkolem diplomové práce je návrh matematického modelu regulační soustavy, která bude regulovat daný systém s čerpadlem v turbínovém režimu. Systém s čerpadlem bude navržen na optimální hodnotu průtoku a k tomu odpovídající hodnotu měrné energie čerpadla (optimální bod – nejvyšší hodnota účinnosti daná charakteristikou čerpadla z naměřených dat). Primárně bude úloha řešena v programu Microsoft Excel, kde bude pro předem definovaný systém se škrticími ventily a obtokem sestaven matematický model, který bude řešen iterační metodou.

2. Charakteristika a rozdělení čerpadel

Čerpadla jsou typem hydraulických strojů, ve kterých dochází k transformaci kinetické, potenciální nebo tlakové energie do kapaliny pomocí mechanického pohybu částí čerpadla. Účelem čerpadla je hospodárné přesunutí kapaliny z jednoho místa na druhé. Provoz čerpadla a jeho charakteristické veličiny (průtok, dopravní výška, tlaková ztráta) jsou ovlivňovány dalšími prvky, jako jsou například armatury, potrubí nebo nádrže. Čerpadla lze rozdělit do tří hlavních charakteristických skupin, podle způsobu jejich činnosti a transformace energie – hydrodynamická čerpadla, hydrostatická čerpadla, ostatní čerpadla. [7]

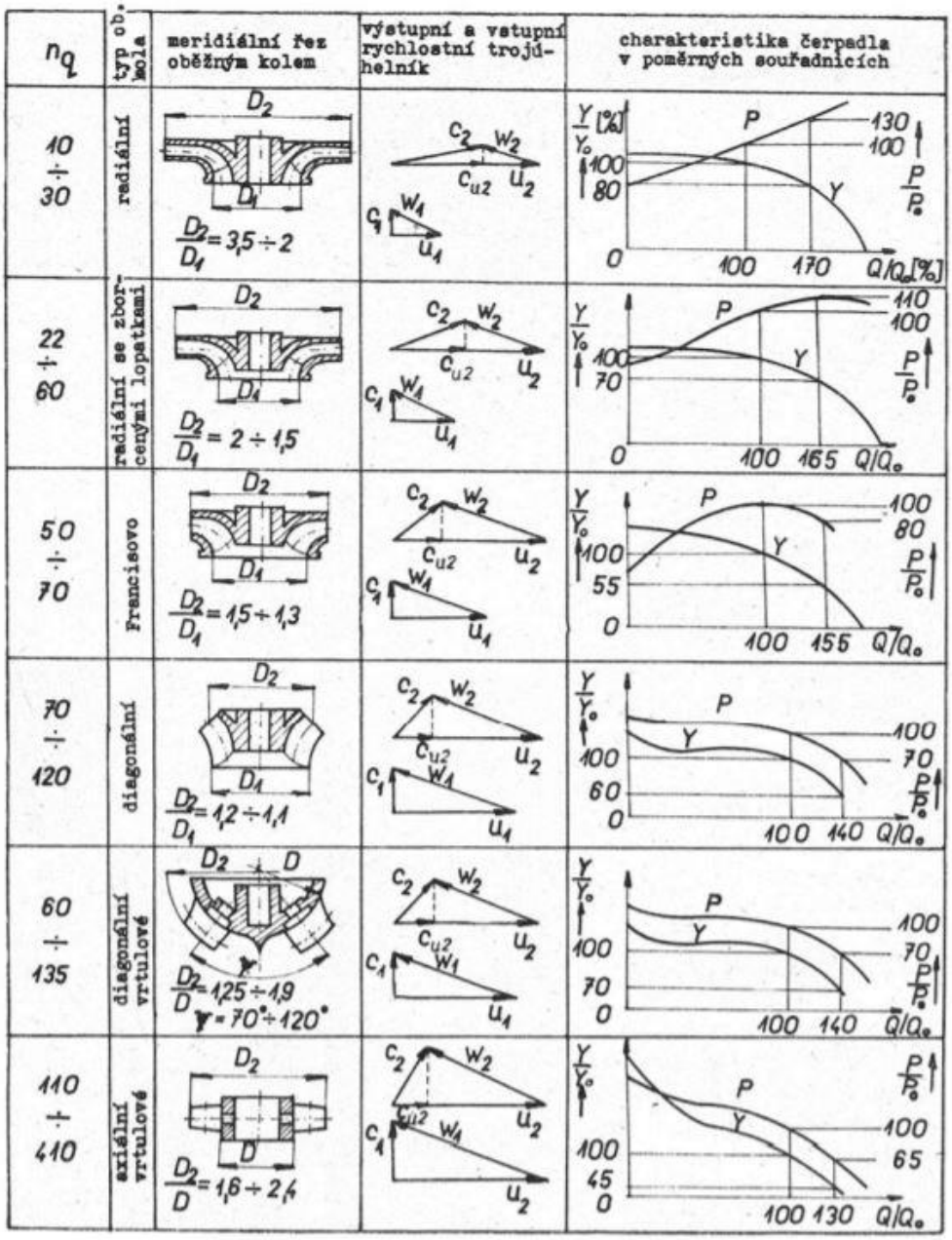


obr. 1 Základní rozdělení čerpadel, převzato z [7]

2.1 Hydrodynamická čerpadla [4], [6], [7]

Hydrodynamická čerpadla jsou stroje hnané, rotační a lopatkové. Jsou to čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie v potenciální energii kapaliny a kinetickou energii. Tato přeměna energie probíhá v rotujícím lopatkovém oběžném kole stroje. Vytvořená kinetická energie se následně přetvoří na energii tlakovou v difuzoru, nebo ve spirálové skříni.

Hydrodynamická čerpadla lze rozdělit do jednotlivých charakteristických skupin podle specifických nebo objemových otáček. Na obrázku níže (obr. 2) jsou hydrodynamická čerpadla rozdělena podle objemových otáček čerpadla.

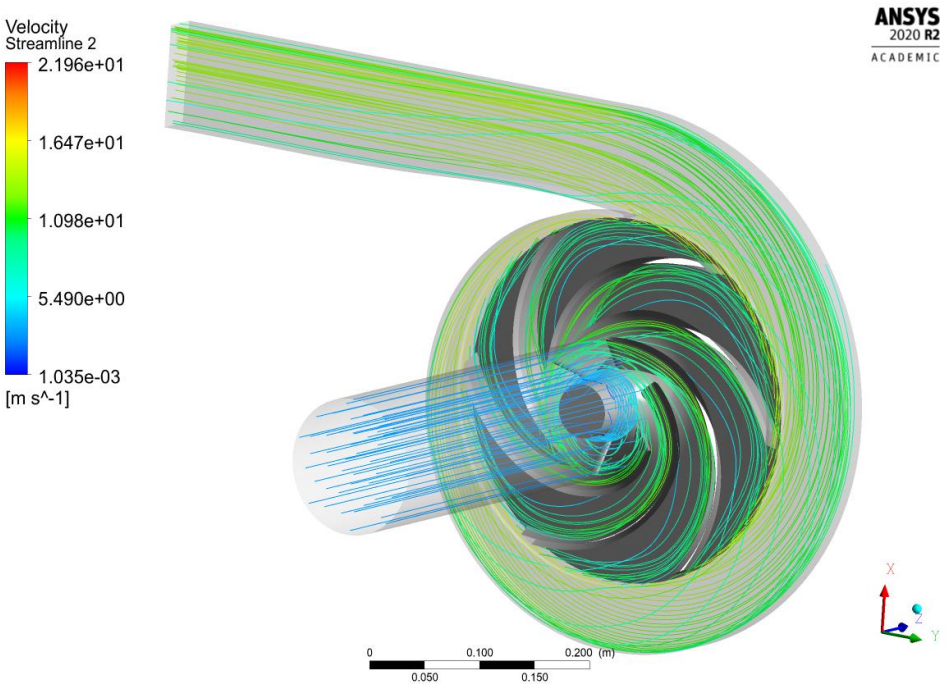


obr. 2 Rozdělení hydrodynamických čerpadel podle objemových otáček čerpadla, převzato z [12]

2.1.1 Odstředivá radiální čerpadla [4], [6]

Princip odstředivého čerpadla je ve využití odstředivé síly, která působí na proudící kapalinu. Hnací hřídel je spojen s rotorem a zahnutými lopatkami. Kapalina je nasávána středem čerpadla a rotací lopatek oběžného kola jí je udělována kinetická pohybová energie. Kapalina je následně vytlačena z výstupního otvoru a jejím zbrzděním ve spirálové skříni dochází k přeměně kinetické pohybové energie na energii tlakovou.

Odstředivá radiální čerpadla jsou nejpoužívanějším druhem čerpadel, která mají velký technický a ekonomický význam v mnoha oblastech života a průmyslu. Jsou vhodné především pro málo znečištěné vody a je to typ čerpadla, který bude řešen v této diplomové práci.



obr. 3 Odstředivé radiální čerpadlo se spirálou a částí přívodního potrubí

Výhody odstředivých radiálních čerpadel

- Velká rozmanitost v konstrukčních provedeních a možných výkonech
- Jednoduchá konstrukce a údržba
- Dlouhá životnost (při správném užívání), nízké výrobní náklady (při sériové výrobě)
- Široká oblast využití, vhodné pro nepřetržitý provoz

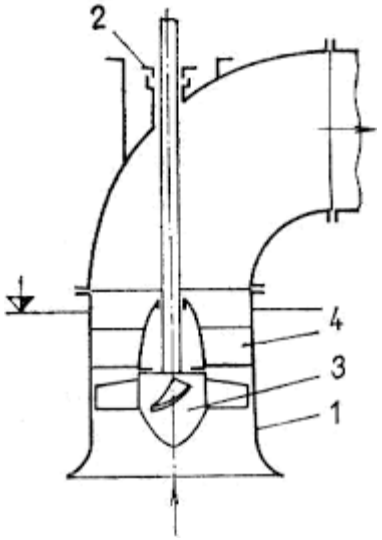
Nevýhody odstředivých radiálních čerpadel

- Tlak i průtok závisí na vlastnostech potrubí
- Nevhodné pro viskózní kapaliny
- Zpravidla musí být předem zavodněno (není samonasávací)
- Nebezpečí kavitace
- Není možné použít k přesnému dávkování – nutná přítomnost regulačního ventilu a průtokoměru

2.1.2 Axiální čerpadla [7]

U axiálních čerpadel kapalina proudí ve směru osy čerpadla. Někdy se nazývají i jako čerpadla lopatková, vrtulová nebo osová. Axiální čerpadla jsou vhodná pro čerpání velkého množství kapaliny (velké objemové průtoky), avšak hodnoty dopravní výšky jsou nízké.

Oběžné kolo axiálního čerpadla je vyrobeno do tvaru vrtule a obsahuje 2 až 6 lopatek, které jsou zpravidla uloženy pevně, nicméně mohou být uloženy i nastavitelně, díky čemuž je možné čerpadlo regulovat.



obr. 4 Axiální hydrodynamické čerpadlo, 1 – válcová skříň, 2 – ucpávka, 3 – oběžné kolo, 4 – pevné lopatky převaděče, převzato z [30]

2.1.3 Diagonální čerpadla [7]

Diagonální čerpadla představují svou konstrukcí, vlastnostmi a použitím kombinaci radiálních a axiálních hydrodynamických čerpadel. Konstrukce oběžného kola diagonálního čerpadla může být řešena podobně jako u axiálního i radiálního čerpadla. Za oběžným kolem je spirální skříň, jako u radiálních čerpadel. Používají se například pro kanalizační účely, k odvodňování či zavodňování nebo k dopravě chladící vody v elektrárenských chladících věžích.

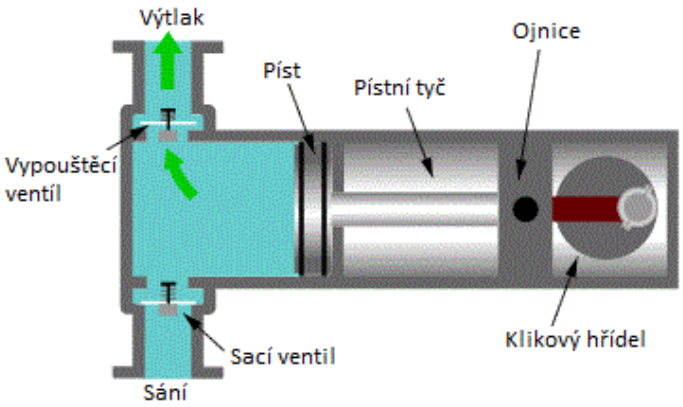
2.2 Hydrostatická čerpadla [7], [8]

Hydrostatická čerpadla jsou čerpadla s přímou přeměnou mechanické energie v potenciální hydraulickou energii. K přepravě tekutiny u těchto typů čerpadel dochází přímým, opakovaným, nebo spojitým působením na objem kapaliny. Objem tekutiny je oddělen v daném okamžiku na sací potrubí, nebo na výtlačné potrubí. Dopravovaná tekutina je z pracovního prostoru vytlačována působením pracovního prvku čerpadla. Hydrostatická čerpadla znemožňují zpětný průtok při zastavení a nelze je provozovat při uzavřeném výtlaku – mohlo by dojít k poškození některého prvku potrubního řádu. Tyto čerpadla mají schopnost přesně řídit průtok kapaliny změnou otáček.

Hydrostatická čerpadla lze rozdělit do dvou základních charakteristických skupin (s kmitavým pohybem, s rotačním pohybem) a následně do jednotlivých podskupin.

2.2.1 Pístová čerpadla [7], [8]

Základní součástí pístových čerpadel jsou písty, které konají přímočarý vratný pohyb pomocí klikového mechanismu. Potenciální energie kapaliny se zvyšuje mechanickým tlakem pohybujícího se pístu. Tato čerpadla dosahují vysokých účinností. Dále se dělí na jednočinná, dvojčinná, diferenciální a podle uspořádání pístů na axiální a radiální.

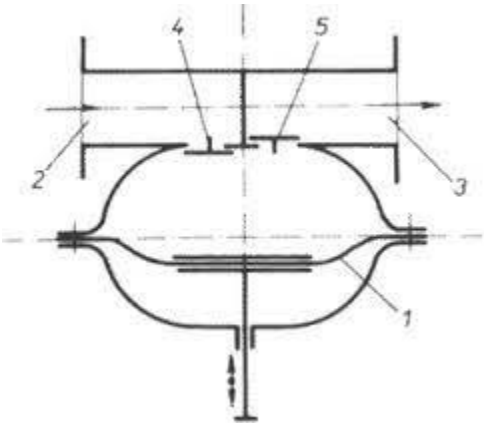


obr. 5 Princip funkce axiálního pístového čerpadla, převzato z [7]

2.2.2 Membránová čerpadla [7], [8]

Základní součástí membránových čerpadel je membrána, která nuceným pohybem vytváří tlakovou energii a odděluje prostor s čerpanou kapalinou od ostatních prvků čerpadla. Píst membránového čerpadla vytváří svým pohybem podtlak, nebo přetlak. Při dosažení podtlaku se membrána prohne směrem do válce a nasaje kapalinu do pracovního prostoru, při dosažení přetlaku se bude membrána deformovat opačným směrem a dojde k vytlačení kapaliny.

Membránová čerpadla mají velmi širokou oblast využití. Používají se pro čerpání kapalin s vysokou viskozitou, agresivních, s velkým obsahem pevných částic, jedovatých a jinak nebezpečných látek.

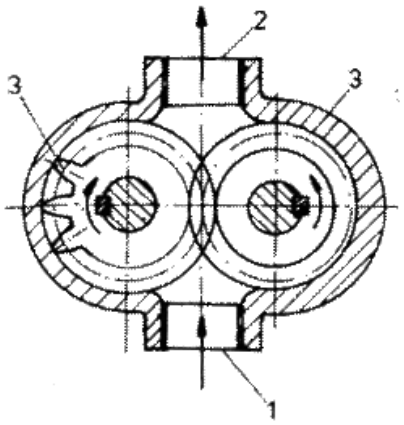


obr. 6 Membránové čerpadlo, 1 – membrána, 2 – sací hrdlo, 3 – výtlačné hrdlo, 4 – sací ventil, 5 – výtlačný ventil, převzato z [31]

2.2.3 Zubová čerpadla [7], [8]

Nejčastějším provedením je zubové čerpadlo se dvěma ozubenými koly s vnějším ozubením. Tyto kola jsou spolu v záběru. V místě, kde zubová kola vycházejí ze záběru dochází k sání kapaliny. Dále se kapalina přepravuje po obvodu čerpadlové skříně a v místě vzájemného záběru kol se kapalina vytlačuje ze zubové mezery do výtlaku.

Zubová čerpadla jsou nejčastěji používaným typem hydrostatických čerpadlem s rotačním pohybem, protože mají malé rozměry, jsou lehká a poměrně levná, konstrukčně a technologicky jednoduchá, provozně spolehlivá a nenáročná na údržbu. Používají se jako čerpadla mazacího oleje ve spalovacích motorech, nebo jako čerpadla pro hydraulická zařízení obráběcích strojů.

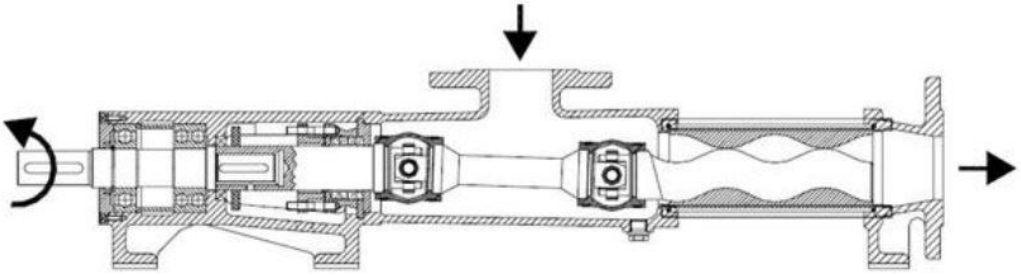


obr. 7 Zubové čerpadlo, 1 – nasávací hrdlo, 2 – výtlačné hrdlo, 3 – ozubené kolo, převzato z [32]

2.2.4 Vřetenová čerpadla [7], [8]

Základní součástí vřetenových čerpadel je vřeteno, které koná rotační pohyb a zajišťuje axiální pohyb kapaliny. Zároveň vřeteno odděluje přímo sání od výtlaku.

Tato čerpadla disponují velmi jednoduchou konstrukcí a principem, dále také tichým chodem a velkou spolehlivostí. Využívají se v přepravě hustých kalů s pevnými částicemi.



obr. 8 Vřetenové čerpadlo, převzato z [33]

2.3 Ostatní typy čerpadel [7], [8]

Do této skupiny se zařazují čerpadla, jejichž princip je odlišný od principů předchozích dvou skupin čerpadel. To znamená, že čerpadla nedodávají kinetickou energii v oběžném kole, jako v případě čerpadel hydrodynamických, ani nezvyšují tlakovou energii působením pracovního prvku, jako u čerpadel hydrostatických.

2.3.1 Ejektorová čerpadla [7], [8]

Ejektorová čerpadla jsou typem proudových čerpadel. Proudová čerpadla obecně využívají pro svou činnost proudu jiné látky, která je zpravidla označována jako hnací, či pomocná. Tato pomocná látka může být stejná, jako látka čerpaná (jednofázová čerpadla), nebo může být odlišná svým chemickým složením, či skupenstvím (dvoufázová čerpadla).

Princip ejektorových čerpadel je založen na tom, že hnací látka vstupuje do trysky, kde se zvýší rychlost proudění a zároveň poklesne tlak. Následně ve směšovací komoře vznikne podtlak, který způsobuje nasávání čerpané látky, která se smíchá s pomocnou látkou a získá od ní kinetickou energii. Nakonec směs vstupuje do difuzoru, kde se kinetická energie přemění na energii tlakovou.

Ejektory dosahují velmi nízkých účinností a jsou obtížně regulovatelné, nicméně mezi výhody patří jejich snadná výroba a údržba, spolehlivý provoz a velmi dlouhá životnost. Využívají se například jako požární, míchací a záložní čerpadla. Dále se používají i k chlazení spalovacích motorů.

2.3.2 Mamutová čerpadla [7], [8]

Mamutová čerpadla neobsahují žádné mechanicky pohyblivé komponenty, jsou to hydraulicko-pneumatická čerpadla, které ke svému chodu využívají stlačený vzduch. Využívají vlastnosti spojených nádob. Hlavní součástí je trubka, do které se v určité hloubce pod hladinou přivádí vzduch přes otvory sperlovače. Bublinky vzduchu vytvoří s kapalinou směs v trubce. Kapalina je čerpána kvůli přetlaku, který vznikne rozdílnou hustotou směsi a kapaliny. Na horním konci trubky je separátor, který oddělí kapalinu od vzduchu.

Tato čerpadla se používají například k dopravě kalů, či k čerpání vody z podzemních vrtů.

2.3.3 Vodní trkače [7], [8]

Vodní trkač pracuje na principu vodního rázu, který vzniká v potrubí s proudící kapalinou při jeho prudkém uzavření. Důsledkem toho je náhlý nárůst tlaku, který je možné využít k dopravení vody do výše položeného místa, než je spád, na kterém vodní trkač pracuje. Otevřeným vypouštěcím ventilem vytéká vody do odpadu a proudem vody je tento ventil stržen a prudce uzavřen. Nárůstem tlaku se otevře výtlačný ventil a část vody přejde do výtlačného vzdušníku. Následně tlak vody poklesne, výtlačný ventil se uzavře, vypouštěcí ventil se otevře a voda opět vytéká do odpadu. Tento cyklus se následně opakuje, až do chvíle, kdy voda vytéká do horní nádrže.

Vodní trkače dosahují nízké účinnosti, využívají se především tam, kde není k dispozici zdroj elektrické energie. Výhodou je samočinný chod bez obsluhy.

3. Eulerovy rovnice, hydrodynamická podobnost a základní parametry čerpadla

3.1 Bernoulliho rovnice a její odvození [9], [10]

Bernoulliho rovnice vyjadřuje zákon zachování energie tekutiny proudící v trubici. Je odvozena z Navier-Stokesovy rovnice, která v rovnici níže (3.1.1) popisuje rovnováhu sil při proudění tekutin. Navier-Stokesova rovnice je vyjádřena ve vektorovém tvaru.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot grad)\vec{v} = \vec{a} - \frac{1}{\rho} \cdot grad(p) + \upsilon \cdot \Delta \vec{v} \tag{3.1.1}$$

Dalším předpokladem je proudění v trubici jednorozměrné. Předchozí rovnice se tedy zjednoduší tak, že se uvažuje pouze jeden souřadný směr – vektor rychlosti má jen jednu souřadnici ve směru toku. Upravená Navier-Stokesova rovnice má pak následný tvar podle rovnice (3.1.2).

$$\frac{\partial v}{\partial t} dl + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v^2}{\partial l} dl = a \cdot \cos(\varphi) \cdot dl - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} dl + \upsilon \cdot \frac{\partial^2 \cdot v}{\partial l^2} dl \tag{3.1.2}$$

Jednotlivé členy rovnice (3.1.2) lze popsat z fyzikálního hlediska takto:

$\frac{\partial v}{\partial t} dl$	zrychlující měrná energie v případě neustáleného proudění
$\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v^2}{\partial l} dl$	kinetická měrná energie
$a \cdot \cos(\varphi) \cdot dl$	potenciální měrná energie
$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} dl$	tlaková měrná energie
$\upsilon \cdot \frac{\partial^2 \cdot v}{\partial l^2} dl$	ztrátová měrná energie (důsledek třecích sil)

Člen potenciální měrné energie lze dále vyjádřit pomocí potenciálu U.

$$a \cdot \cos(\varphi) \cdot dl = dU \cdot dl \tag{3.1.3}$$

Následně se rovnice (3.1.2) integruje (rovnice 3.1.4) a pro nestlačitelné a ustálené proudění se vyčíslí integrály pro průřezy dvou bodů proudové trubice 1-2 (rovnice 3.1.5).

$$\int \frac{\partial v}{\partial t} dl + \int \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v^2}{\partial l} dl + \int \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} dl - \int dU \cdot dl - \int \upsilon \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial l^2} \cdot dl = 0 \tag{3.1.4}$$

$$\int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} dl + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right) + \frac{1}{\rho} \cdot (p_2 - p_1) - \int_1^2 v \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial l^2} \cdot dl - (U_2 - U_1) = 0 \qquad (3.1.5)$$

Integrace a vyčíslení členu ztrátové měrné energie vyjadřujícího třecí síly je obtížné, určuje se tedy poloempirickými vztahy. Představuje práci třecích sil na jednotku hmotnosti proudící tekutiny. Tato ztrátová měrná energie se v potrubním systému mění na teplo a označuje se e_z.

Bernoulliho rovnice pro proudění skutečné tekutiny, na kterou působí pouze tíhové zrychlení $a = -g$ a potenciál je tedy $U = -g \cdot h$ má následující tvar (rovnice 3.1.6).

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2 + e_z \qquad (3.1.6)$$

$$e_z = \frac{p_z}{\rho} = g \cdot h_z$$

3.1.1 Bernoulliho rovnice pro rotující kanál [9], [10]

V případě, kdy kapalina protéká kanálem, který se pohybuje, se změní její energie v důsledku působení síly od pohybu kanálu. V případě rovnoměrně rotujícího kanálu působí na kapalinu odstředivá síla. Práce, kterou tato síla vykoná při proudění kapaliny, má vliv na její energii. Bernoulliho rovnice (3.1.7) zahrnuje v potenciálu U práci všech objemových sil, tedy i odstředivé síly působící při rotaci kanálu.

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} - U = konst. \qquad (3.1.7)$$

Na částici kapaliny v rotující proudové trubici působí složky zrychlení.

$$a_x = r \cdot \omega^2; a_y = -g; a_z = 0$$

Dále platí rovnice 3.1.8 a 3.1.9.

$$a_0 = gradU \rightarrow a_x = \frac{\partial U}{\partial x}; a_y = \frac{\partial U}{\partial y}; a_z = \frac{\partial U}{\partial z} \qquad (3.1.8)$$

$$dU = (a_x dx + a_y dy + a_z dz) \qquad (3.1.9)$$

Následně se pro svislou osu rotace s využitím výše uvedených rovnic integrací určí potenciál (rovnice 3.1.10) a dosadí se do rovnice 3.1.7 a vznikne Bernoulliho rovnice pro rotující kanál (3.1.11).

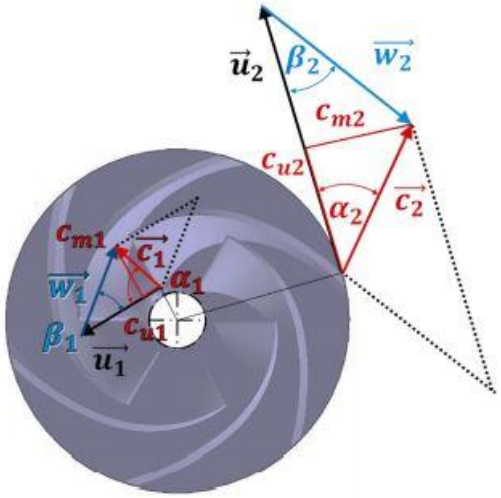
$$U = \int dU = \int (a_x dx + a_y dy) = -g \int dy + \omega^2 \int r \cdot dr = -gh + \frac{\omega^2 r^2}{2} + konst. \qquad (3.1.10)$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh - \frac{u^2}{2} = konst. \qquad (3.1.11)$$

3.2 Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla [4], [10]

Princip rotujícího kanálu je využit při přeměně energie v oběžném kole odstředivého čerpadla. Změna měrné energie kapaliny v oběžném kole hydrodynamického odstředivého čerpadla je provedena nepřímo změnou kinetické energie kapaliny. Mechanická práce se na hřídeli mění v energii kinetickou prostřednictvím rotujícího oběžného kola. Kinetická energie se následně

transformuje na energii tlakovou. Součtem unášivé obvodové rychlosti a relativní rychlosti vzniká rychlostní trojúhelník. Kinematické poměry v oběžném kole (rychlostní trojúhelníky na vstupu do oběžného kola a na výstupu z oběžného kola) jsou zobrazeny na obrázku 9.



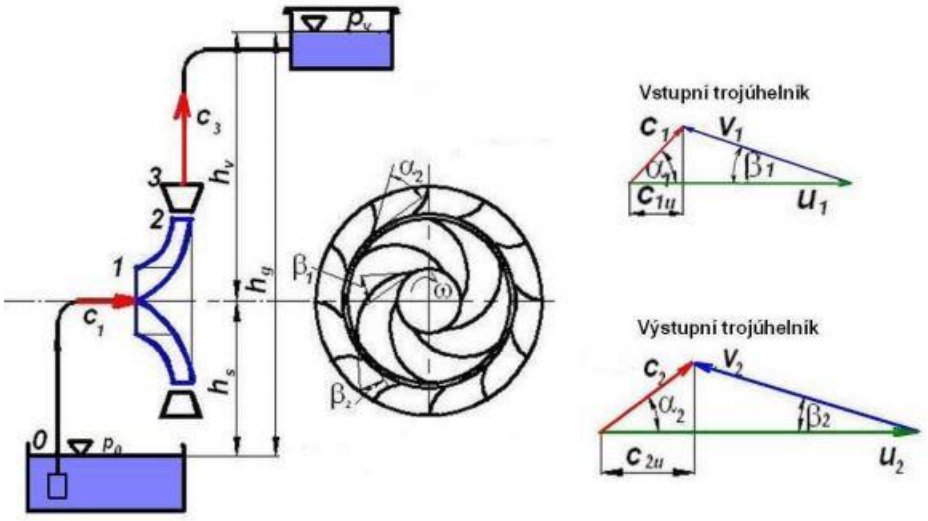
obr. 9 Kinematické poměry na vstupu a výstupu z oběžného kola, převzato z [4].

$\vec{c}$	absolutní rychlost kapaliny
$\vec{w}$	relativní rychlost kapaliny
$\vec{u}$	unášivá obvodová rychlost kapaliny
$\overrightarrow{c_u}$	obvodová (unášivá nebo hybná) složka absolutní rychlosti
$\overrightarrow{c_m}$	meridiánová rychlost
α	úhel mezi obvodovou a absolutní rychlostí
β	úhel mezi obvodovou a relativní rychlostí
index	1 – vstup do OK, 2 – výstup z OK

Meridiánová složka absolutní rychlosti $\overrightarrow{c_m}$ má význam pro definici průtoku oběžným kolem (rovnice kontinuity). Obvodová složka rychlosti $\overrightarrow{c_u}$ souvisí dle věty o změně hybnosti se silou, kterou působí lopatka na kapalinu. Teoretický výkon hydrodynamického odstředivého čerpadla je pak vyjádřen orientací síly vůči ose otáčení společně s obvodovou rychlostí oběžného kola. Teoretická měrná energie, kterou čerpadlo předá kapalině, je dána Eulerovou čerpadlovou rovnicí.

3.3 Eulerova čerpadlová a turbínová rovnice [10], [11]

Eulerova pracovní (čerpadlová) rovnice vyjadřuje změnu měrné energie v hydrodynamickém stroji. Je popsána změnou rychlostí kapaliny a ztrátami třením a vířením v čerpadle. Na obrázku 10 je zobrazeno čerpadlo v potrubním systému, kde bod 0 značí sací nádrž, bod 1 se nachází na sání čerpadla, bod 2 na výtlaku z čerpadla a bod 3 zobrazuje výtlačnou nádrž.



obr. 10 Čerpadlo v potrubním systému, převzato z [10].

Bernoulliho rovnice pro sací potrubí mezi průřezy 0-1 – to je mezi hladinou ve spodní nádrži a vstupem do oběžného kola (3.3.1) je ve tvaru

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_s + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot h_{zs} \tag{3.3.1}$$

kde h_{zs} jsou hydraulické odpory v sacím potrubí čerpadla, p_{SN} je tlak na hladině v sací nádrži a veličiny s indexem 1 se vztahují ke vstupu do oběžného kola čerpadla.

Pro oběžné kolo hydrodynamického čerpadla platí Bernoulliho rovnice (3.3.2) pro rotující kanál mezi průřezy 1-2, která má následující tvar.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} + g \cdot h_{z0} \tag{3.3.2}$$

Hydraulické ztráty spojené s průtokem kapaliny v oběžném kole zahrnuje ztrátová výška h_{z0}. Mezi vektory absolutní, relativní a obvodové rychlosti platí pro vstup i výstup z oběžného kola čerpadla vztah $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$.

Do spirály vstupuje kapalina absolutní rychlostí c_2, kde se kinetická energie mění v energii tlakovou. Pro spirálu mezi průřezy 2-3 platí Bernoulliho rovnice (3.3.3).

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + g \cdot h_{zd} \tag{3.3.3}$$

Ztráty třením v difuzoru včetně místních ztrát na vstupu a výstupu do spirály jsou zahrnuty ztrátovou výškou h_{zd}.

Posledním popsaným úsekem pomocí Bernoulliho rovnice (3.3.4) je úsek mezí výtlačným hrdlem čerpadla a výtlačnou nádrží 3-VN.

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} = \frac{p_v}{\rho} + g \cdot h_v + g \cdot h_{zv} \tag{3.3.4}$$

Ztrátová výška h_{zv} vyjadřuje celkové ztráty ve výtlačném potrubí.

Sečtením čtyř výše uvedených rovnic se získá tzv. teoretická měrná energie čerpadla (rovnice 3.3.5).

$$\begin{aligned} Y_{\check{C},t} &= g \cdot (h_s + h_v) + \frac{p_v - p_0}{\rho} + g \cdot (h_{zs} + h_{zv} + h_{zo} + h_{zd}) \\ &= \frac{1}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2 - w_2^2 + w_1^2 + c_2^2 - c_1^2) \end{aligned} \tag{3.3.5}$$

Teoretická měrná energie čerpadla je definovaná složkami rychlostí (absolutní, relativní a unášivá) na vstupu a výstupu z oběžného kola.

Vztahy lze dále upravit pomocí kosinové věty.

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot cos\alpha_1 \; ; \; w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot cos\alpha_2$$

$$Y_{\check{C},t} = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2} - \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2} = \frac{2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot cos\alpha_2}{2} - \frac{2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot cos\alpha_1}{2}$$

Výše uvedenými úpravami se získá konečný tvar Eulerovy pracovní rovnice pro čerpadlo. Rovnice 3.3.7 popisuje Eulerovu pracovní rovnici pro čerpadlo s uvážením ztrát třením a vířením v hydrodynamickém stroji.

$$Y_{\check{C},t} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \tag{3.3.6}$$

$$Y_{\check{C}} = Y_{\check{C},t} - Y_{z\check{c}} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} - g \cdot (h_{z0} + h_{zd}) \tag{3.3.7}$$

Při práci čerpadla v turbínovém režimu je směr rotace i průtok opačný, Eulerova pracovní rovnice pro turbínu je tedy stejná, až na ztrátový člen, u kterého je opačné znaménko. Eulerova turbínová rovnice má pak tvar podle rovnice 3.3.9.

$$Y_{T,t} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \tag{3.3.8}$$

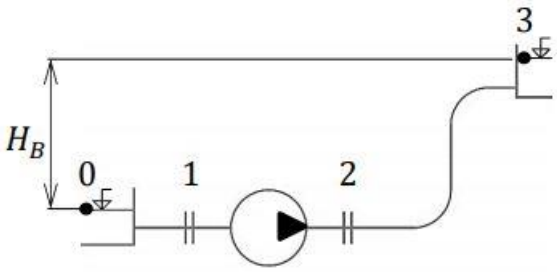
$$Y_T = Y_{T,t} + Y_{z\check{c}} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} + g \cdot (h_{z0} + h_{zd}) \tag{3.3.9}$$

3.4 Základní parametry čerpadla [4], [10]

Všechna čerpadla jsou charakterizována průtokem Q, otáčkami n, měrnou energií Y, dopravní výškou čerpadla H, výkonem P_h, příkonem P_p, účinností η a kavitačními vlastnostmi.

Průtok Q je dán požadavkem na dopravované množství kapaliny. Může být charakterizován jako objemový průtok Q_v $[m^3 \cdot s^{-1}]$, anebo jako hmotnostní průtok Q_m $[kg \cdot s^{-1}]$. Rychlost otáčení čerpadla je definována **otáčkami čerpadla** n $[s^{-1}]$.

Měrná energie čerpadla $Y_{\check{c}}$ $[J \cdot kg^{-1}]$ je definována jako energie, kterou čerpadlo předá 1 kg čerpané kapaliny. Dodávaná měrná energie kapalině je rovna požadované měrné energii potrubního systému. K vyjádření rovnice pro měrnou energii čerpadla lze použít dva body – těsně před vstupem do čerpadla a těsně za výstupem z čerpadla.



obr. 11 Obecné schéma pro dopravu kapalin. Převzato z [4]

$$Y_{\check{C}} = Y_2 - Y_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \tag{3.4.1}$$

Podobně lze definovat i **měrnou energii turbíny**. Hydrodynamický stroj bude mít opačné otáčky a opačný směr proudění. Rovnice pro měrnou energii turbíny (podle obr. 11), pak bude mít následující tvar.

$$Y_T = Y_2 - Y_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \tag{3.4.2}$$

Dopravní výška H $[m]$ představuje součet dopravní výšky sací a dopravní výšky výtlačné. Lze definovat pomocí měrné energie čerpadla vztahem uvedeným níže.

$$H = \frac{Y_{\check{C}}}{g} \tag{3.4.3}$$

Výkon P_h $[W]$ hydrodynamického stroje (teoretický) charakterizuje energii kapaliny protékající čerpadlem za jednotku času. Je daný součinem hustoty kapaliny, měrnou energií čerpadla a průtokem čerpané kapaliny.

$$P_h = Y \cdot Q_m = Y \cdot \rho \cdot Q_v \tag{3.4.4}$$

Příkon P_p $[W]$, neboli skutečný výkon čerpadla se odlišuje od teoretického výkonu obsahem ztrát v samotném stroji, jimiž jsou ztráty hydraulické, objemové a mechanické. Lze určit z krouticího momentu na hřídeli čerpadla M_k $[Nm]$ a úhlové rychlosti ω $[rad \cdot s^{-1}]$.

$$P_p = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2\pi n \tag{3.4.5}$$

Celková účinnost hydrodynamického stroje je definována jako poměr teoretického výkonu stroje a příkonu.

$$\eta_{č} = \frac{P_h}{P_p} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{M_k \cdot \omega} = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_h \tag{3.4.6}$$

$$\eta_T = \frac{P_p}{P_h} = \frac{M_k \cdot \omega}{\rho \cdot Q \cdot Y} = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_h \tag{3.4.7}$$

V objemové účinnosti η_o jsou zahrnuty ztráty v těsnících kruzích případně v ucpávkách v čerpadle mezi oběžným kolem a statorovým kolem čerpadla. Z provozních důvodu je nutné, aby mezi těmito dvěma koly byly mezery, kterými následně v důsledku tlakového spádu protéká kapalina z výtlaku zpět do sání.

Mechanická účinnost η_m zahrnuje ztráty třením v mechanických ucpávkách, ložiskách a hydraulické ztráty na plochách mimo pracovní kanály oběžného kola a spirály, popřípadě difuzoru.

Hydraulická účinnost η_h reflektuje hydraulické ztráty v oběžném kole čerpadla a ve spirále (difuzoru), třecí a místní ztráty v čerpadle. Tyto ztráty nelze určit přímo, kvůli složitosti jevů, které v hydrodynamickém stroji nastávají. Účinnost je tedy možné stanovit pouze experimentálně v laboratoři.

3.5 Hydrodynamická podobnost [10], [11]

Velmi významným členem výzkumné práce jsou experimentální práce v hydraulické laboratoři. Pracuje se zde na výzkumu nejrůznějších modelů strojů a zařízení, aby se poznaly jejich základní vlastnosti, ověřili se teoretické předpoklady návrhu, nebo projektu. Často se experimentálně zjišťují vzájemné závislosti klíčových veličin. Následně se výsledky, které se zpracují na modelu přepočítávají na skutečné zařízení, tedy dílo. Dále se výzkum v laboratořích na modelech využívá ve složitých případech, které nejsou dosud teoreticky řešitelné, experimentem se získávají potřebné vztahy veličin pro praxi.

Model je zhotoven zpravidla menší než dílo, proto je levnější, lehčí, výroba modelu je časově méně náročná, manipulace je s ním snadnější a je možné na něm provádět experimenty v laboratořích. Nižší náklady a snadná manipulace umožňují provádět na modelu alternativy a úpravy během experimentů.

Po provedení experimentu na modelu je nutné přepočítat výsledky měření na skutečné provedení – dílo, což je provedeno pomocí teorie fyzikální podobnosti. Tato fyzikální podobnost stanoví podmínky, při kterých je zkoumaný jev na modelu fyzikálně podobný jevu na díle. Úplná fyzikální podobnost je splněna v případě, když jsou současně splněny následující podmínky.

Geometrická podobnost – pro splnění podmínky geometrické podobnosti je nutné, aby poměr odpovídajících si délek na modelu a na díle byl konstantní a úhly mezi jednotlivými délkami byly stejné.

$$\left(\frac{L_1}{L_2}\right)_M = \left(\frac{L_1}{L_2}\right)_D = konst. \tag{3.5.1}$$

$$(\alpha)_M = (\alpha)_D = konst. \tag{3.5.2}$$

Kinematická podobnost – předpokladem kinematické podobnosti je splnění podmínky, že poměr odpovídajících si rychlostí a zrychlení na modelu a díle bude konstantní.

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)_M = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)_D = konst. \qquad (3.5.3) \qquad \left(\frac{a_1}{a_2}\right)_M = \left(\frac{a_1}{a_2}\right)_D = konst. \qquad (3.5.4)$$

Dynamická podobnost – je spojena se silovými účinky působící na hydrodynamický stroj. Proudění tekutin je možné definovat jako pohyb hmotných částic a podle Newtonovy mechaniky jsou příčinou pohybu síly. Předpokladem pro splnění dynamické podobnosti je konstantní poměr odpovídajících sil na modelu a na díle.

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_M = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)_D = konst. \qquad (3.5.5)$$

Splnění této podmínky je poměrně složité, vzhledem k tomu, že v mechanice tekutin se vyskytuje mnoho silových účinků. Mezi nejčastěji se vyskytující a nejdůležitější pro učení dynamické podobnosti se řadí tyto síly.

Tlaková síla	$F_p = p \cdot S \approx p \cdot l^2$
Třecí síla	$F_t = \tau \cdot S \approx \eta \cdot v \cdot l$
Setrvačná síla	$F_s = m \cdot a \approx \rho \cdot l^2 \cdot v^2$
Tíhová síla	$F_g = m \cdot g \approx \rho \cdot g \cdot l^3$

Pro tyto čtyři síly je možné sestrojit šest kritérií dynamické podobnosti, z čehož polovina je na sobě nezávislá. Nejprve se prošetří kritérium dynamické podobnosti proudění, kde budou hlavní síly setrvačné a třecí.

$$\left(\frac{F_s}{F_t}\right)_M = \left(\frac{F_s}{F_t}\right)_D \qquad (3.5.6)$$

Následně se do vzorce dosadí za jednotlivé síly a dynamická viskozita η se převede na kinematickou viskozitu ν podle vztahu $\nu = \frac{\eta}{\rho}$.

$$\left(\frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\eta \cdot v \cdot l}\right)_M = \left(\frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\eta \cdot v \cdot l}\right)_D \qquad \left(\frac{l \cdot v}{\nu}\right)_M = \left(\frac{l \cdot v}{\nu}\right)_D \qquad Re_M = Re_D$$

Po upravení výrazů se získá na obou stranách hodnota Reynoldsového čísla $Re = \frac{l \cdot v}{\nu}$ (na levé straně pro model, na pravé straně pro dílo). Pokud jsou Reynoldsova čísla stejná na modelu i na díle, tak je v tomto případě podobnost splněna.

Dále je možné odvodit stejným způsobem kritérium podobnosti pomocí tlakové síly F_p a setrvačné síly F_s.

$$\left(\frac{F_p}{F_s}\right)_M = \left(\frac{F_p}{F_s}\right)_D \qquad (3.5.7)$$

$$\left(\frac{p \cdot l^2}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}\right)_M = \left(\frac{p \cdot l^2}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}\right)_D \qquad \left(\frac{p}{\rho \cdot v^2}\right)_M = \left(\frac{p}{\rho \cdot v^2}\right)_D \qquad Eu_M = Eu_D$$

Po dosazení a upravení jednotlivých stran rovnice vznikne na obou stranách rovnice Eulerovo číslo, které je definované vztahem $Eu_M = \frac{p}{\rho \cdot v^2}$. Podobnost je splněna v případě rovnosti Eulerových čísel, jak na modelu, tak i na díle.

Posledním kritériem dynamické podobnosti řešeného v této práci je kritérium pomocí setrvačné síly F_s a tíhové síly F_g.

$$\left(\frac{F_s}{F_g}\right)_M = \left(\frac{F_s}{F_g}\right)_D \tag{3.5.8}$$

$$\left(\frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\rho \cdot g \cdot l^3}\right)_M = \left(\frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\rho \cdot g \cdot l^3}\right)_D \qquad \left(\frac{v^2}{g \cdot l}\right)_M = \left(\frac{v^2}{g \cdot l}\right)_D \qquad Fr_M = Fr_D$$

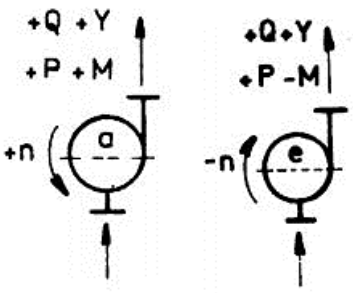
Po dosazení a upravení jednotlivých stran rovnice vznikne na obou stranách rovnice Froudovo číslo, které je definované vztahem $Fr_M = \frac{v^2}{g \cdot l}$. Podobnost je splněna v případě rovnosti Froudových čísel, jak na modelu, tak i na díle.

3.6 Úplná charakteristika hydrodynamického stroje [12], [13]

Důležitými parametry hydrodynamického čerpadla jsou především průtok Q a měrná energie Y, ale také další veličiny, jako krouticí moment na hřídeli M_k, otáčky stroje n a příkon čerpadla P_p.

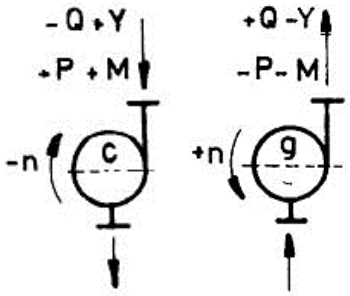
Existuje osm provozních stavů hydrodynamického stroje. Rozlišení těchto provozních stavů vychází ze základních parametrů (průtok, měrná energie čerpadla, krouticí moment, otáčky stroje, příkon čerpadla). Na základě zavedené dohody, která určuje znaménka těchto základních parametrů se dále rozlišují pracovní stavy hydrodynamického stroje. Kladné hodnoty základních parametrů jsou přiřazeny pro normální čerpací provoz.

Obr. 12 zobrazuje čerpací provoz hydrodynamického stroje. Levá část zobrazuje chod čerpadla za normálního provozu a pravá část popisuje chod čerpadla se záporně nabývajícími hodnotami otáček a krouticího momentu.



obr. 12 Zleva – a) schéma normálního provozu čerpadla,
b) schéma provozu čerpadla s opačnými otáčkami čerpadla, převzato z [13]

Obr. 13 zobrazuje turbínový stav hydrodynamického stroje. Levá část zobrazuje normální turbínový provoz čerpadla a pravá část popisuje opačný turbínový stav.



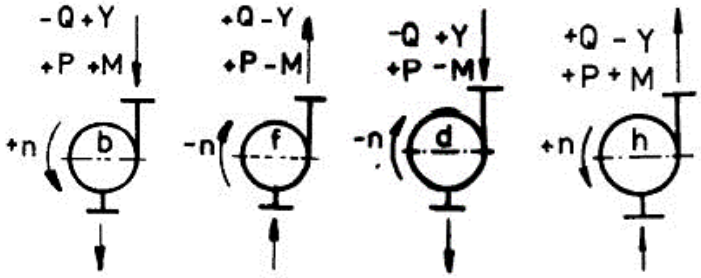
obr. 13 Zleva – a) schéma normálního turbínového provozu, b) schéma opačného turbínového provozu, převzato z [13]

Obr. 14 zobrazuje čtyři brzdové (disipační) stavy. První schéma zleva popisuje brzdící provoz čerpadla. Tento stav nastane za předpokladu, je-li hodnota měrné energie čerpadla menší než hodnota statické měrné energie daného systému Y_{st}.

Další brzdové schéma popisuje stav, kdy hodnota průtoku Q nabývá kladného vztahu, zatímco oběžné kolo se otáčí v záporném směru při působení větší energie v oblasti sacího hrdla oproti oblasti v hrdle výtlačném.

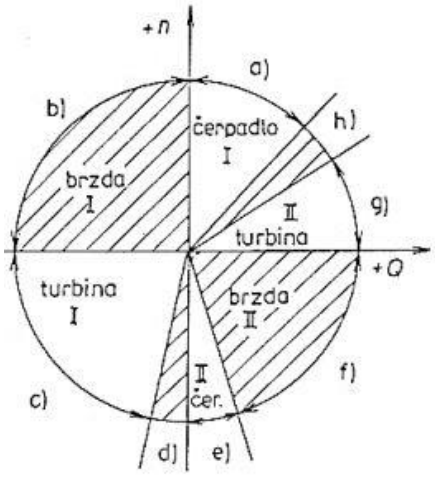
Třetí schéma znázorňuje disipační provoz hydrodynamického stroje. Jedná se o stav, kdy hydrodynamický stroj pracuje mezi průběžným normálním turbínovým režimem, kdy je krouticí moment roven nule a počátkem čerpadlového režimu při záporných otáčkách stroje.

Poslední schéma popisuje disipační provoz mezi průběžným stavem obráceného turbínového provozu (při nulovém krouticím momentu) a začátkem normálního čerpacího chodu stroje.



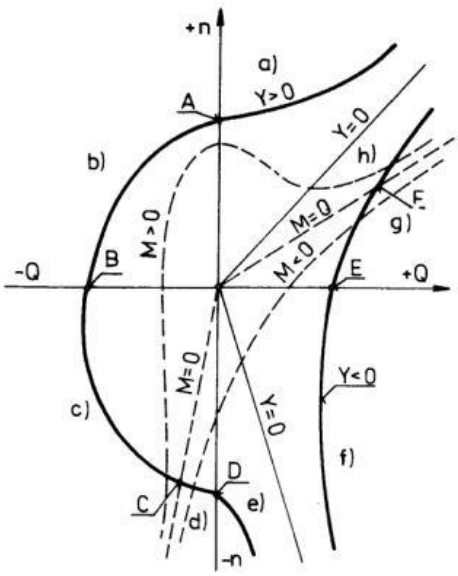
obr. 14 Brzdové režimy hydrodynamického stroje, převzato z [13]

Na obrázku 16 je znázorněna úplná charakteristika hydrodynamického stroje, která tvoří záznam základních parametrů v rozmezí $\leq 0 \leq$. Na souřadné osy se pro přehlednost vynáší kinematické parametry Q-n a ostatní parametry P, M, Y jsou zobrazeny parametricky. Vyznačené body v charakteristice představují:



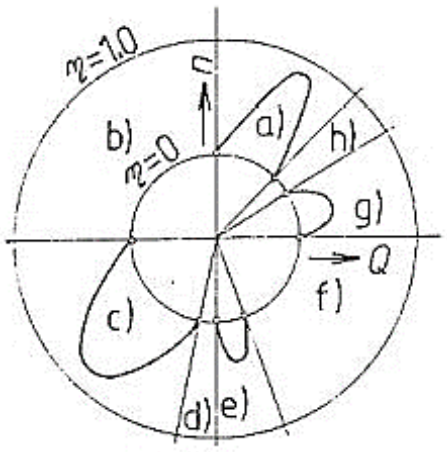
obr. 15 Schéma provozních oblastí odstředivého čerpadla, převzato z [13]

A – na výtlaku čerpadla je $Y_{č} = Y_{st}$
B – zastavené oběžné kolo na rozhraní brzdicího a turbínového režimu
C – průběžní otáčky turbíny
D – stejná situace jako v bodě A
E – stejná situace jako v bodě B při opačném Q
F – stejně jako v bodě C



obr. 16 Úplná charakteristika odstředivého čerpadla, převzato z [13]

V čerpací technice je provozně nejvýznamnější částí oblast a). Ostatní oblasti úplné charakteristiky čerpadla jsou důležité pro provoz čerpadla v turbínovém režimu, anebo například při havarijních stavech čerpadla. Na obrázku 17 je znázorněna účinnost transformace energie u energeticky aktivních provozních stavů odstředivého čerpadla. Je dána polárními souřadnicemi a nejvyšší účinnosti se dosahují v oblastech a) a c).



obr. 17 Polární diagram účinnosti pro úplnou charakteristiku Q-n, převzato z [13]

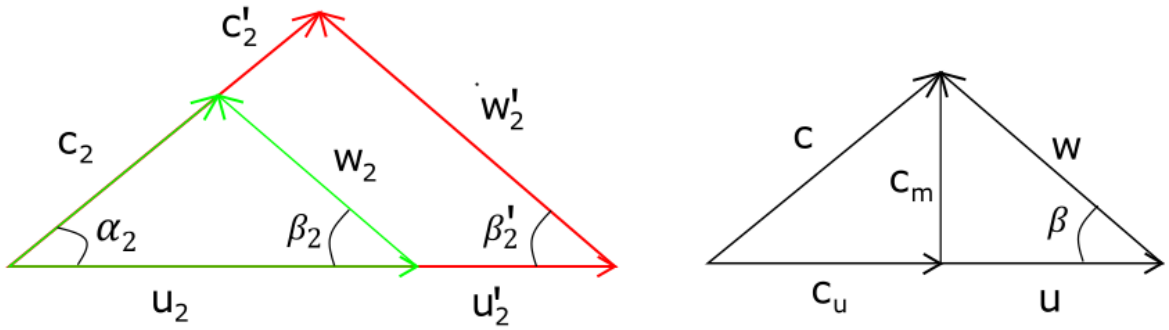
4. Možnosti regulace průtoku

Když je hydrodynamické radiální čerpadlo v provozu a ať pracuje v čerpadlovém, nebo v turbínovém režimu, tak nastává v technické praxi často situace, že je požadovaný průtok potrubním systémem jiný než průtok čerpadla v provozním bodě daný charakteristikou čerpadla. V takovém případě lze využít frekvenčního měniče ke změně otáček čerpadla, avšak je nutné použít afinní vztahy k přepočtu parametrů čerpadla. Dalšími možnostmi regulace průtoku, především v případech chodu hydrodynamického stroje v turbínovém provozu, jsou škrticí ventily či obtok.

4.1 Frekvenční měnič [14], [15]

Frekvenční měnič je přístroj, který slouží k plynulému řízení otáček hydrodynamického stroje pomocí změny současné frekvence stroje. Použitím frekvenčního měniče, a tedy změnou otáček hydrodynamického stroje se změní charakteristika čerpadla Q-Y a dále se mění další fyzikální veličiny, například výkon čerpadla. Tato změna charakteristiky čerpadla a dalších veličin je řízena podle afinních vztahů odvozených níže.

Změna průtoku při použití frekvenčního měniče vychází ze změny rychlostního trojúhelníku na výstupu z oběžného kola čerpadla viz obr. 18.



obr. 18 Původní rychlostní trojúhelník při jmenovitých otáčkách – zelený, nový rychlostní trojúhelných po změně otáček (zvýšení) – červený, rozložení absolutní rychlosti – černý

Úhel lopatky β_2 se vlivem změny otáček nezmění a využitím této skutečnosti lze odvodit afinní vztah pro změnu průtoku vlivem změny otáček. Stejně tak i úhel α_2 zůstane stejný.

$$tg\beta_2 = tg\beta_2' = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} = \frac{c'_{m2}}{u'_2 - c'_{u2}} \Rightarrow \frac{c_{m2}}{c'_{m2}} = \frac{u_2 - c_{u2}}{u'_2 - c'_{u2}} \tag{4.1.1}$$

$$tg\alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} = \frac{c'_{m2}}{c'_{u2}} \Rightarrow \frac{c_{u2}}{c'_{u2}} = \frac{c_{m2}}{c'_{m2}} \tag{4.1.2}$$

Dále je možné vyjádřit průřez potrubí S, který bude neměnný, pomocí rovnice kontinuity.

$$S = \frac{Q}{c_{m2}} = \frac{Q'}{c'_{m2}} \Rightarrow \frac{Q}{Q'} = \frac{c_{m2}}{c'_{m2}} \tag{4.1.3}$$

Po dosazení ve vztahu 4.1.3 za poměr meridiálních rychlostí a následných úpravách se získá tvar rovnice:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{u_2}{u_2'} \tag{4.1.4}$$

Pro obvodovou rychlost platí $u = r \cdot \omega = (r \cdot 2 \cdot \pi) \cdot n$, přičemž poloměr r je při změně otáček neměnný. Po dosazení za obvodovou rychlost a následné úpravě se získá konečný vztah pro přepočet průtoku při změně otáček čerpadla.

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \tag{4.1.5}$$

Q	průtok při původních otáčkách
Q'	průtok po změně otáček čerpadla
n	původní otáčky čerpadla
n'	nové otáčky čerpadla

Pro přepočet měrné energie při změně otáček, lze využít Eulerovy čerpadlové věty a lze předpokládat neměnnou hydraulickou účinnost η_h před i po změně otáček.

$$\frac{Y}{\eta_h} = u_2 \cdot c_{u2} \quad ; \quad \frac{Y'}{\eta_h'} = u_2' \cdot c_{u2}' \tag{4.1.6); (4.1.7}$$

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{u_2}{u_2'} \cdot \frac{c_{u2}}{c_{u2}'} \tag{4.1.8}$$

Za obvodové složky absolutní rychlosti lze dosadit z rovnice 4.1.2 a následně se dá rovnice upravit podle rovnic 4.1.4 a 4.1.5 a získá se konečný vztah pro přepočet měrné energie při změně otáček čerpadla (4.1.10).

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{u_2}{u_2'} \cdot \frac{c_{m2}}{c_{m2}'} = \frac{u_2}{u_2'} \cdot \frac{Q}{Q'} \tag{4.1.9}$$

$$\frac{Y}{Y'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \tag{4.1.10}$$

Y	měrná energie při původních otáčkách
Y'	měrná energie po změně otáček čerpadla

V poslední řadě se pro přepočet příkonu využije vztahu pro účinnost čerpadla, což je hodnota poměru výkonu a příkonu čerpadla.

$$\eta = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{P} \quad ; \quad \eta' = \frac{\rho' \cdot Q' \cdot Y'}{P'} \tag{4.1.11); (4.1.12}$$

Předpokladem pro sestavení afinního vztahu je konstantní hodnota účinnosti čerpadla a hustoty čerpané kapaliny. Následně lze získat vztah.

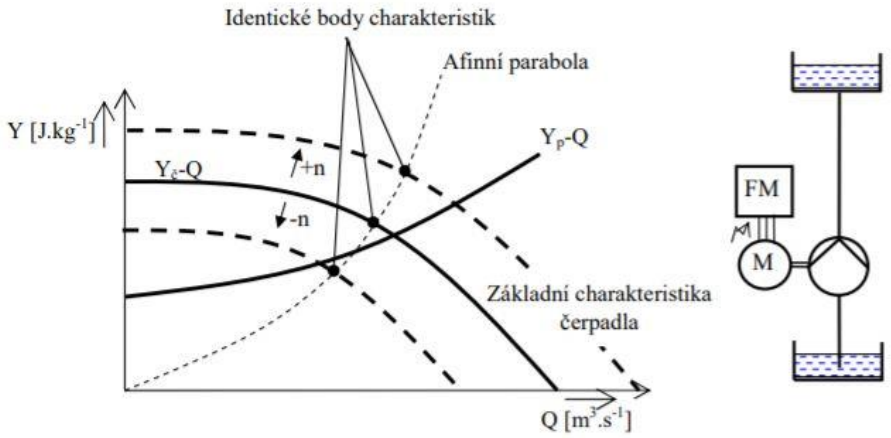
$$\frac{P}{P'} = \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{Y}{Y'} \tag{4.1.13}$$

Využije se vztahů 4.1.5 a 4.1.10 a získá se konečný vztah pro přepočet příkonu při změně otáček čerpadla.

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \tag{4.1.14}$$

P	příkon při původních otáčkách
P'	příkon po změně otáček čerpadla

Změnu charakteristiky čerpadla a změnu pracovního bodu systému při použití frekvenčního měniče a změně otáček popisuje obr. 19.



obr. 19 Regulace změnou otáček čerpadla, např. frekvenčním měničem, převzato z [19]

4.2 Škrticí prvky

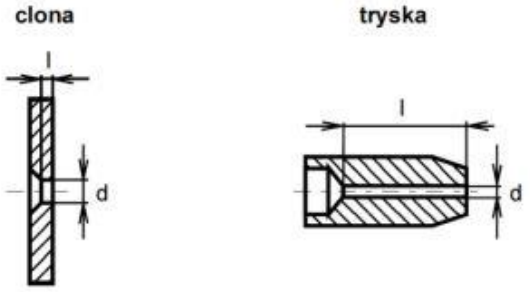
Regulace škrcením funguje na principu změny odporu systému. Je to zároveň nejjednodušší způsob, jak změnit pracovní bod hydrodynamického čerpadla vzhledem k využití škrticích ventilů namontovaných v systému. Při škrcení však můžou nastat nežádoucí účinky, jako jsou hluk a vibrace. Řízení průtoku škrticími ventily je nejméně energeticky efektivní způsob řízení průtoku, protože při něm generujeme ztráty v systému. [18]

Regulace průtoku škrticími prvky je nejednoznačná, jelikož je změna tlaku a průtoku ovlivněna rychlostí média a viskozitou. Dělíme je na trysky a clonky, škrticí ventily viskózně závislé a nezávislé a škrticí ventily se stabilizací. [20]

4.2.1 Trysky a clonky [16], [17]

Trysky a clonky mají konstantní škrticí průřez a udržují konstantní průtok. Rozdíl mezi nimi je v geometrii, clonky mají malou škrticí délku, trysky naopak velkou.

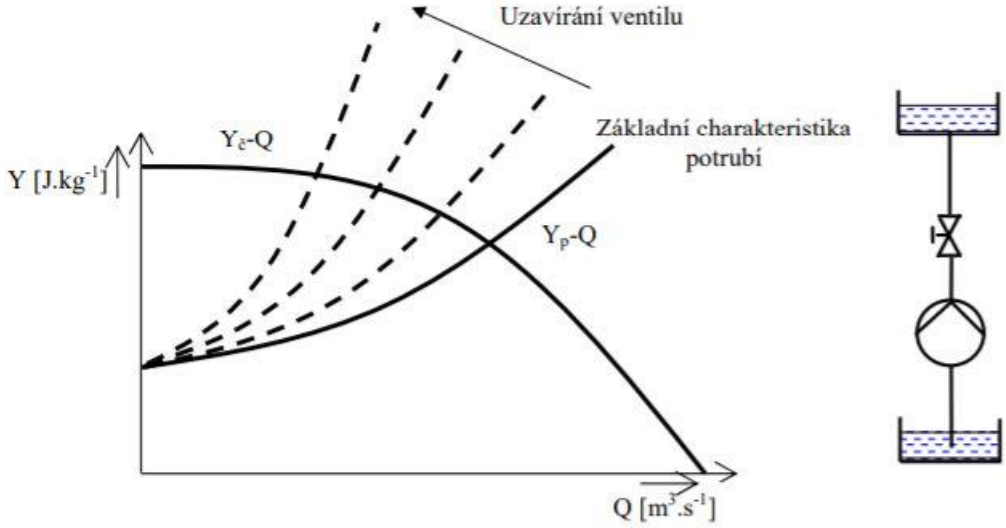
Vzhledem k malé škrticí délce clonek, jsou tyto prvky nezávislé na viskozitě kapaliny. Jsou jimi vybavovány například zpětné ventily a dále se používají jako ochrana proti přetížení vodoměru v sekundárních obvodech. Naopak tryskové škrticí prvky jsou závislé na viskozitě kapaliny v praxi se vyskytují jako usměrňovače proudů a slouží k rozstřiku media.



obr. 20 Konstrukční řešení clonky a trysky, převzato z [20]

4.2.2 Škrticí ventily [18], [19]

Škrticí ventily se děli na viskózně nezávislé a závislé. Viskózně nezávislé ventily regulují průtok obvykle na principu zdvihu škrticího elementu, kterým je nejčastěji kuželka, nebo jehla. Kuželka může mít libovolný rotační tvar a zpravidla je rozdělena na dvě části – regulační část a uzavírací část. Důvodem je snaha vyvarovat se změnám regulační charakteristiky, vlivem opotřebení kuželky vyšleháváním vysokými rychlostmi kapaliny.



obr. 21 Regulace škrcením ve výtlaku, převzato z [19]

Tvar regulačních charakteristik je závislý na typu škrticího elementu, pro větší rozměry potrubí a lze použít dvoucestné prvky. Ovládání může být manuální, pomocí servopohonu, nebo pneumatické.

Mezi viskózně závislé škrticí ventily lze zařadit prvky, které využívají ke škrcení šoupátka, nebo šroubovice. Ve spojení se zpětným ventilem škrtí pouze v jednom směru a plní funkci brzdícího ventilu. Škrcení je řízeno rychlostí kapaliny.

4.2.3 Škrticí ventily se stabilizací [18], [19]

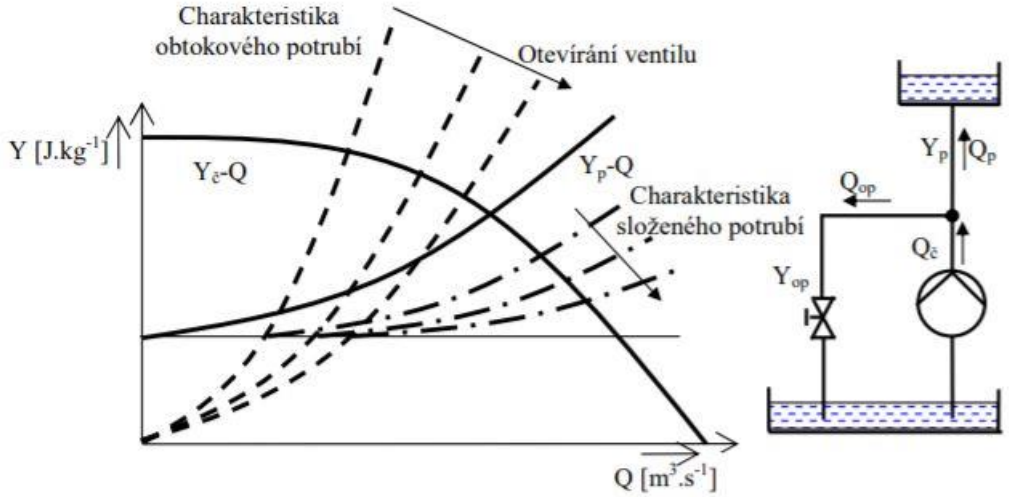
Škrticí ventily se stabilizací plní svoji funkci v hydraulických obvodech, kde je požadavek na konstantní výstupní rychlost nebo otáčky. Při proměnlivém tlakovém spádu na ventilu dochází ke změně průtoku. Aby v takových případech byl dodržen konstantní průtok je nutné použít stabilizátor.

Často se využívá kombinace škrticího ventilu s ventilem redukčním zapojeným v sérii, anebo paralelně zapojeným přepouštěcím ventilem. V kombinaci s redukčním ventilem vzniká dvoucestný prvek, kde redukční ventil plní funkci dvoucestné tlakové váhy. Při využití přepouštěcího ventilu vzniká třícestný prvek a přepouštěcí ventil odvádí přebytečné medium zpět do nádrže.

4.3 Obtok [19], [29]

V technologii odstředivých čerpadel obtok definuje linku, která má klíčovou roli v regulaci uzavřené smyčky nebo jako vyvažovací zařízení. Tento systém je často používám u jednoduchých systémů z důvodů nenáročnosti provozu a instalace. U čerpadel škrcení obtokem spočívá ve snižování odporu paralelního potrubí, které vrací kapalinu zpět do nádrže. Tento způsob regulace průtoku je energeticky náročný, protože část průtoku je odváděna a energie je mařena škrtícím ventilem v paralelní větvi. Regulace průtoku je realizována otevíráním, nebo zavíráním škrtícího ventilu v obtokovém potrubí.

V případě provozu čerpadla v turbínovém režimu řešeném v diplomové práci je při vyšších hodnotách provozních průtoků obtok využit k odvádění přebytečného průtoku kapaliny, aby bylo dosaženo provozu čerpadla v pracovní oblasti definované charakteristikou čerpadla Q-Y.

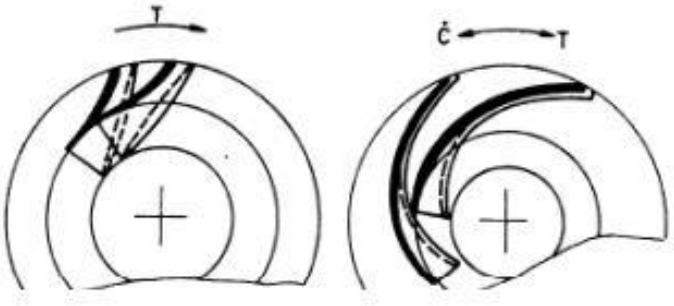


obr. 22 Regulace obtokem čerpadla, převzato z [19]

5. Použití čerpadla v turbínovém režimu

Když je čerpadlo provozováno v turbínovém režimu, je průtok strojem podobný průtokovým podmínkám v turbíně. Vyskytují se zde tedy i výhodné vlastnosti turbín (zrychlený průtok a provozní podmínky, které jsou méně vystaveny riziku kavitace). Na druhou stranu oběžné kolo čerpadla není navrženo pro chod v turbínovém režimu, kvůli svým dlouhým průchodům, proto je zpravidla účinnost čerpadla provozovaného v turbínovém režimu nižší než u klasické dobře navržené vodní turbíny. [1]

Obecně platí, že účinnost čerpadla v turbínovém režimu je stejná, nebo vyšší než u klasického čerpacího provozu. Z důvodu odlišného tvarování kanálů oběžných kol čerpadla a turbíny by turbína provozovaná v čerpadlovém provozu dosahovala nízkých účinností. Obráceně protékané konfuzorové kanály turbíny mají jako čerpadlové difuzory příliš strmé rozšiřování stěn. Naopak difuzorové kanály oběžného kola čerpadla se při opačném průtoku stávají konfuzory bez zvýšení hydraulických ztrát. [4]



obr. 23 Rozdíl geometrie lopatkování turbíny a čerpadla, převzato z [4]

5.1 Rozdíly mezi čerpadlem a turbínou [1], [2], [4]

5.1.1 Provozní podmínky

Čerpadla jsou často provozována s konstantními otáčkami, dopravní výškou a průtokem. Čerpadlo je proto navrženo pro jeden konkrétní provoz (provozní bod) a nevyžaduje regulační zařízení (rozváděcí lopatku). V ideálním případě dosahuje provoz čerpadla v provozním bodě maximální účinnosti.

Naopak turbíny musí být schopny pracovat za proměnlivého spádu a průtoku. U malých vodních elektráren musí být průtok nastavitelný tak, aby se přizpůsobil sezónním výkyvům dostupnosti vody, nebo aby se upravil výkon podle poptávky spotřebitelů. K regulaci průtoku proto slouží nastavitelné rozváděcí lopatky anebo trysky ovládané usměrňovacím ventilem.

5.1.2 Hydraulické provedení

V čerpadle musí být kinetická energie dodávaná tekutině přeměněna na energii tlakovou, to znamená, že průtok musí být zpomalen, když prochází oběžným kolem a spirálou (difuzorem) čerpadla. Zpomalený průtok je obecně velmi citlivý na tvorbu a separaci vírů. Aby se těmto nežádoucím jevům zabránilo, jsou průchody oběžného kola vyrobeny z dlouhých hladkých kanálů s postupně se zvětšující průřezovou plochou. Ztráty třením jsou pak v těchto dlouhých kanálech relativně vysoké.

V turbíně je naopak průtok zrychlen, což má za důsledek menší riziko vzniku turbulencí. Průchody oběžného kola turbíny jsou proto relativně krátké, což snižuje ztráty třením a zajišťuje vyšší účinnost stroje.

5.2 Výhody a nevýhody turbínového provozu čerpadla

Výhody čerpadel provozovaných v turbínovém režimu mohou být významné pro aplikace s dosažitelným výkonem stroje až 500 kW. Pro větší výkony již čerpadla nejsou standartní sériově vyráběné jednotky, ale jsou to účelové stroje, jako jsou běžné turbíny – tím se tedy snižuje nákladová výhoda těchto systémů. Kromě toho se ve větších instalacích (vodní elektrárny) vyplatí více investovat do účelové efektivní turbíny, vůči podílu investice za turbínu ku celkovým investičním nákladům. [1]

5.2.1 Výhody [1], [2]

Náklady – investiční náklady na čerpadlo, které bude provozováno jako turbína mohou být i o více než 50 % nižší (zejména u menších strojů s výkonem do 50 kW) než investiční náklady turbíny se srovnatelnými parametry

Konstrukce – z konstrukčního hlediska je často čerpadlo jednodušší a robustnější

Dostupnost – čerpadla mají velmi široké spektrum použití, díky kterému jsou snadno dostupná v mnoha konstrukčních provedení. S tím se pojí i velké množství a velká dostupnost náhradních dílů po celém světě.

Údržba – díky jednoduchosti konstrukce je údržba čerpadel snadná a nevyžaduje žádné speciální vybavení a dovednosti.

5.2.2 Nevýhody [1], [2]

Absence hydraulického ovládacího zařízení – proto musí být do systému s čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu zaveden regulační ventil, který bude sloužit pro spuštění a zastavení tohoto systému. V praxi se pak často stává, že je čerpadlo navržené na ideální průtok a k tomu odpovídající spád, nicméně v systému je nutno nastavit jiný průtok (například sezónní výkyvy průtoku vody v malých vodních elektrárnách) a zároveň je však nutné udržet čerpadlo v jeho pracovní oblasti dané charakteristikou čerpadla Q-Y. Regulace systému (často škrticí ventily, či obtok) toho musí dosáhnout vytvořením přídavné tlakové ztráty (a tím korekci celkového spádu) celého systému. V takové případě však regulace generuje hydraulické ztráty a tím se snižuje celková účinnost systému.

Účinnost – při provozu čerpadla v turbínovém režimu v provozním bodě je účinnost systému vždy menší než u tradičních vodních turbín. Při provozování tohoto systému v nižších nebo vyšších oblastech průtoku účinnost dále poměrně rychle klesá důsledkem tlakových ztrát vytvořených škrcením škrticími ventily, jak bylo popsáno výše. Naopak tradiční vodní turbína tyto změny průtoku zvládá lépe, díky přítomnosti vodicích lopatek, které umožňují turbíně pracovat v širší pracovní oblasti.

Tyto nevýhody systémů čerpadla pracujícího v turbínovém režimu je tak potřeba minimalizovat pečlivým výběrem konkrétního stroje na konkrétní aplikaci.

5.3 Oblasti použití čerpadel pracujících v turbínovém režimu [1], [2], [21], [22], [23], [24], [25], [26], [27], [28]

Lze rozlišit dvě široké kategorie praktických aplikací čerpadel používaných jako turbíny.

Výroba elektrické energie jako primární cíl instalace:

- Čerpadla provozované v turbínovém režimu se používají již několik desetiletí ve velkých přečerpávacích instalacích s výkonem i několika megawattů. Tyto stroje jsou speciálně navrženy tak, aby pracovaly v obou režimech. Přes noc je voda čerpána do výše uložené skladovací nádrže v rámci nízkého tarifu elektřiny a během dne je spouštěna z výše uložené nádrže dolů a je vyráběna elektrická energie prostřednictvím stejného stroje pracujícího v turbínovém režimu. Příkladem v České republice jsou přečerpávací elektrárny Dalešice, Dlouhé Stráně a Štěchovice.
- Stále častěji se však čerpadla používají jako turbíny v systémech mikro-vodní energie (využití nízkopotenciálních zdrojů do 500 kW). Aplikace těchto strojů je velmi široká od přímého pohonů strojů v zemědělsko-zpracovatelských podnicích a v malých podnicích (mlýny, odpalovače ropy, rýžovny, pily, dřevařské a kovové dílny) až po výrobu elektřiny v samostatných stanicích a stanicích propojených se sítí. Tyto oblasti použití čerpadel provozovaných jako turbíny jsou dále popsány níže v textu.

Hydraulická rekuperace energie jako vedlejší produkt zařízení, které nebylo navrženo k výrobě elektrické energie:

- Společným základním rysem těchto zařízení je potřeba snížit tlak kapaliny na konci procesu nebo před další aplikací nebo úpravou kapaliny. Klasický konvenční způsob by tento nadbytečný tlak rozptýlil v jakémkoli druhu škrticího zařízení. Použití čerpadla v turbínovém režimu s rekuperací hydraulické energie získává tuto energii téměř bez nákladů. Zájem o tento druh aplikace v poslední době prudce roste, zejména v důsledku zvýšení cen energie a možnosti získání elektrické energie z obnovitelného, udržitelného a nízkoemisního zdroje.

Čerpadla provozované v turbínovém režimu lze využít jako náhradu redukčních ventilů, jejichž účelem je snížení tlaku v systému. Patelis a kol. [21] analyzovali tři různé scénáře ve vodovodní distribuční síti ve městě Kozani v Itálii. Prvně řešili síť bez úpravy tlaku, dále úpravu tlaku pomocí redukčních ventilů a ve třetím případě použili k redukci tlaku čerpadlo provozované v turbínovém režimu. Nejlepší redukci tlaku dosáhli pomocí redukčních ventilů, nicméně použití čerpadla v reverzním chodu prokázalo dobrou schopnost redukce tlaku, a navíc bylo možné získat elektrickou energii, kterou bylo možné využít pro potřeby sítě.

Meirelles Lima a kol. [22] vyvinuli optimalizační postup pro výběr čerpadla v provozu turbíny, který měl být instalován ve vodovodních rozvodech. Autoři navrhovali především optimalizaci roje částic k maximalizaci produkce energie a snížení úniků objemu, s přihlédnutím k omezením daných tlakovými limity v uzlech.

Alberizzi a kol [5] analyzovali možnost použití čerpadla v turbínovém provozu s proměnnými otáčkami oběžného kola čerpadla ve vodovodní distribuční síti pomocí modelu vytvořeného pomocí MATLAB Simulink. Autoři vyhodnotili, že za podmínek stejného výstupního tlaku z oběžného kola čerpadla může použití čerpadla pracujícího v turbínovém režimu s proměnnými otáčkami stroje dosáhnout 23% zvýšení zpětně získané energie ve srovnání bez řídicího systému.

Dále jsou i v zavlažovacích systémech pro regulaci tlaku používány redukční ventily, které mohou být nahrazeny čerpadly provozovaných v turbínovém režimu, jak studovali Algieri a kol. [23]. Autoři navrhli novou metodu pro výběr čerpadla pracujícího v turbínovém

režimu, které má být nainstalováno, a také multivariabilní optimalizaci pro získání nejlepší konfigurace vodní elektrárny. Identifikovali 114 potenciálních vodních elektráren v zavlažovacích systémech přítomných v Kalábrii (Itálie). Toto řešení neposkytuje pouze energii k použití samotnými zavlažovacími systémy, ale může vést ke snížení emisí skleníkových plynů.

Čerpadla provozované v turbínovém režimu mohou být také použity v průmyslovém odvětví. Renzi a kol. [24] analyzovali možnost instalace tohoto systému v ropných rafinériích, ve kterém jsou odpadní vody vypouštěny do moře po nezbytných úpravách. Barbarelli a kol. [25] popsali možnost získání energie z dešťové vody pomocí podzemního zásobníku.

Dalším významným využitím čerpadel provozovaných v turbínovém režimu je aplikace, které povede k uspokojení potřeby elektřiny v rozvojových zemích. Arriaga [26] studoval možnost využití mikro-vodní elektrárny k zajištění elektrické energie ve venkovských oblastech Laosu. Autor porovnal různá řešení pro dodávku elektrické energie do kanceláří a vesnic a zdůraznil možnost realizace mini elektrické sítě. Motwani a kol. [27] zpracovali ekonomickou analýzu týkající se mikro-vodní elektrárny v Indii, která srovnává náklady spojené s instalací čerpadla s možností turbínového provozu a klasické vodní turbíny. Analýza ročních nákladů životního cyklu provedená autory ukázala, že používání čerpadel pracujících v turbínovém režimu je výhodná a velmi snadno realizovatelná.

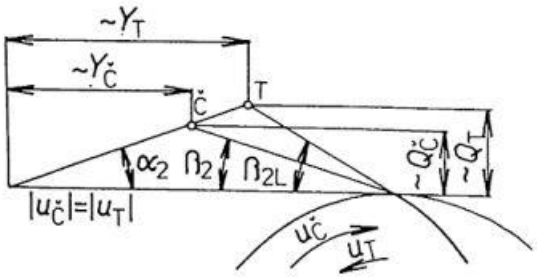
V neposlední řadě by bylo možné využít čerpadla provozovaného v turbínovém režimu ke generaci elektrické energie v Jižní Americe do několikasetkilometrové potrubní sítě, která slouží k dopravě koncentrátů mědi a zinku z dolů v peruánských Andách z nadmořské výšky 4 200 m až k hladině moře. [28]

5.4 Přepočet charakteristických veličin hydrodynamického stroje z čerpacího režimu do režimu turbínového [4]

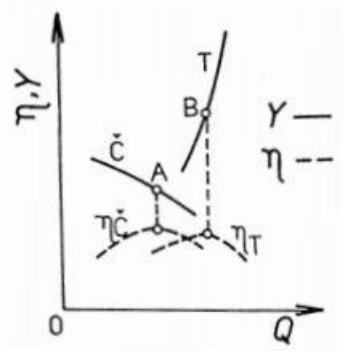
Určení optimálního provozního bodu čerpadla pracujícím v turbínovém režimu z charakteristiky stroje v čerpadlovém režimu je velmi komplexní a náročná problematika. Složitější situace nastává dále při určení provozních bodů mimo optimum.

5.4.1 Teoretická analýza a přepočet parametrů [4]

V důsledku jiných hydraulických poměrů nastávajících při proudění kapaliny v čerpadlovém a turbínovém režimu se optimální provozní body obou režimů stroje mění. Vlivem deviace proudění protiběžným vírem v čerpadle je rychlostní trojúhelník uzavřen v bodě Č viz obrázek (obr. 24) a pro turbínový režim je vliv protiběžného víru zanedbatelný. Rychlostní trojúhelník se na velkém průměru oběžného kola hydrodynamického stroje uzavírá v bodě T, což je způsobeno vlivem pevně daného směru absolutní rychlosti. Obvodová složka absolutní rychlosti c_u je rovna měrné energii Y a meridiální složka absolutní rychlosti c_m je rovna průtoku Q. Z obrázku (obr. 24) je patrný rozdíl mezi provozními body stroje pracujícím v čerpadlovém, nebo turbínovém provozu. Důsledkem horšího vedení kapaliny difuzorovým kanálem oběžného kola v čerpadlovém provozu stroje a přítomností protiběžného víru v kanále oběžného kola dosahují průtok i měrná energie v turbínovém provozu větších hodnot, což je zobrazeno na obrázku (obr. 25).



obr. 24 Rychlostní trojúhelníky pro čerpadlový a turbínový provoz hydrodynamického stroje, převzato z [4]



obr. 25 Srovnání čerpadlového a turbínového provozu, převzato z [4]

Z Eulerovy pracovní rovnice lze kvalitativně odvodit poměr optimálních hodnot $\frac{Q_T}{Q_{\check{C}}}$ a $\frac{Y_T}{Y_{\check{C}}}$ za předpokladu, že vstup do oběžného kola při čerpadlovém provozu a výstup z oběžného kola při turbínovém provozu je bezrotační – obvodová složka absolutní rychlosti je rovna nule.

$$Y_T \cdot \eta_{hT} \backsim u_T^2$$

$$Y_{\check{C}} \backsim \eta_{h\check{C}} \cdot u_{\check{C}}^2$$

Pro orientační výpočet je možné nahradit hydraulické účinnosti celkovými účinnostmi $\eta_{h\check{C}} = \eta_{hT} = \eta$. Následně lze vyjádřit optimální poměr měrných energií podle rovnice 5.4.1.

$$\frac{Y_T}{Y_{\check{C}}} = \left(\frac{u_T}{u_{\check{C}}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\eta^2} \tag{5.4.1}$$

Průměr oběžného kola hydrodynamického stroje je pevně určený a předpokládá se, že otáčky jsou neměnné v čerpadlovém i turbínovém režimu. Pak lze rovnici 5.4.1 upravit do tvaru rovnice 5.4.2 a analogicky lze s využitím afinních vztahů určit optimální poměr průtoku (rovnice 5.4.3).

$$\frac{Y_T}{Y_{\check{C}}} = \frac{1}{\eta^2} \tag{5.4.2}$$

$$\frac{Q_T}{Q_{\check{C}}} = \frac{1}{\eta} \tag{5.4.3}$$

Existují ale i další možnosti, jak odvodit optimální provozní parametry turbínového režimu. Jednou z nich je například využití hydraulických účinností namísto celkových účinností.

Jako aproximaci hydraulické účinnosti celkovou je použito $\eta_h \approx \sqrt{\eta}$. Výsledné přepočty jsou pak znázorněny na rovnicích 5.4.4 a 5.4.5

$$\frac{Y_T}{Y_{\check{C}}} = \frac{1}{\eta_{h\check{C}} \cdot \eta_{hT}} = \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{1}{\eta} \tag{5.4.4}$$

$$\frac{Q_T}{Q_{\check{C}}} = \frac{1}{\eta_h} = \frac{1}{\sqrt{\eta}} \tag{5.4.5}$$

Jinou možností je uvážení přítomnosti deviace relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v čerpadlovém směru proudění, kdy je rozdíl mezi obvodovými složkami absolutní rychlosti, který je popsán rovnicí 5.4.6. Součinitel α_p vyjadřuje rozdílnost rychlostních trojúhelníků na vnějším poloměru oběžného kola stroje.

$$c_{u2T} = \alpha_p \cdot c_{u2\check{C}} \tag{5.4.6}$$

S předpokladem využití hydraulických účinností ve výpočtech a rovností hydraulických účinností v obou režimech $\eta_{h\check{C}} = \eta_{hT} = \eta_h$ lze upravit vztahy 5.4.2 a 5.4.3 do tvarů rovnic 5.4.7 a 5.4.8.

$$\frac{Y_T}{Y_{\check{C}}} = \frac{u_T \cdot c_{u2T}}{u_{\check{C}} \cdot c_{u2\check{C}}} \cdot \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{c_{u2T}}{c_{u2\check{C}}} \cdot \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{\alpha_p \cdot c_{u2\check{C}}}{c_{u2\check{C}}} \cdot \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{\alpha_p}{\eta_h^2} \tag{5.4.7}$$

$$\frac{Q_T}{Q_{\check{C}}} = \frac{\sqrt{\alpha_p}}{\eta_h} \tag{5.4.8}$$

Hydraulickou účinnost je následně možné určit pomocí Wislicenova vztahu, který je zobrazen v rovnici 5.4.9. Hodnota 0,02 se přiřazuje velkým čerpadlům a hodnota 0,04 malým čerpadlům.

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0{,}02 \div 0{,}04 \tag{5.4.9}$$

5.4.2 Statistické vztahy [4]

Na základě výsledků mnoha experimentů je možné sestavit přepočetní vztah, který by byl obecně platný pro širokou oblast nabízených hydrodynamických odstředivých čerpadel. Spojením tohoto přepočtového vztahu s teorií z předešlé podkapitoly je možno zpřesnit výsledné hodnoty přepočítávaných parametrů u většího množství hydrodynamických čerpadel.

Velikost zpracovávaného spádu a průtoku stroje pracujícího v čerpadlovém a turbínovém režimu je možné poměrově vyjádřit pomocí výškového koeficientu C_H a průtokového koeficientu C_Q,

$$C_H = \frac{H_T}{H_{\check{C}}} \quad ; \quad C_Q = \frac{Q_T}{Q_{\check{C}}}$$

Vztahy pro uvedené koeficienty lze určit pomocí teoretického rozboru principu předávání energie kapalině a experimentálně získaných dat. Z teoretické analýzy je zřejmé, že $H_T > H_{\check{C}}$ a $Q_T > Q_{\check{C}}$ vlivem deviace proudění protiběžným vírem. Vliv protiběžného víru lze do energetické rovnice zanést pomocí skluzového faktoru μ $[-]$; $\mu < 1$.

$$H_{\check{C}} = H_{Eu,\check{C}\,id} \cdot \mu$$

Následně lze zapsat vztah pro výškový koeficient s uvážením, že deviace proudění u turbínového směru proudění je zanedbatelná.

$$C_H = \frac{H_{Eu,T\,id}}{H_{Eu,\check{C}\,id} \cdot \mu} \sim \frac{b}{\eta_{\check{C}}^{a}}$$

$$\eta_{\check{C}}^{a} = \eta_{h\check{C}} = \eta_{hT} \quad ; \quad a, b > 1$$

Rozdíly mezi průtokem při čerpadlovém a turbínovém provozu stroje lze definovat pomocí průtoku ideálního, který vychází z Eulerovy pracovní rovnice (se zahrnutím objemové ztráty, která je značena indexem z).

$$\frac{Q_T}{Q_{\check{C}}} \sim \sqrt{\frac{H_T}{H_{\check{C}}}} \sim \frac{b^{0,5}}{\eta_{\check{C}}^{a/2}}$$

$$C_Q = \frac{Q_T}{Q_{\check{C}}} = \frac{Q_{Eu,T} + Q_{zT}}{Q_{Eu,\check{C}} - Q_{z\check{C}}} \sim \left(\frac{Q_{Eu,\check{C}} + Q_{z\check{C}}}{Q_{Eu,\check{C}} - Q_{z\check{C}}}\right) \cdot \frac{b^{0,5}}{\eta_{\check{C}}^{a/2}} = c \cdot \frac{b^{0,5}}{\eta_{\check{C}}^{a/2}}$$

Předpis pro průtokový součinitel je doplněn na základě naměřených úplných charakteristik několika čerpadel o hodnoty jednotlivých parametrů a, b a c. Ke stanovení hodnot těchto parametrů bylo použito výsledků několika autorů, kteří se zabývali problematikou práce čerpadla v turbínovém režimu. Výsledný tvar pro přepočet optimálního pracovního bodu hydrodynamického stroje pak popisují rovnice 5.4.10 a 5.4.11.

$$C_H = \frac{1,2}{\eta_{\check{C}}^{1,1}} \tag{5.4.10}$$

$$C_Q = \frac{1,2}{\eta_{\check{C}}^{0,55}} \tag{5.4.11}$$

Pokud je stroj provozován při různých otáčkách, tak se rozdíly zpracovávaných průtoků a spádech v optimálních bodech různých čerpadel projevují různými tvary oběžných kol, které disponují hydraulickými odlišnostmi. Typizování těchto oběžných kol se provádí pomocí specifických otáček n_q, což je parametr, který do přepočtových vztahů zahrnuje vlivy různých tvarů oběžných kol.

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \; [min^{-1}]$$

Predikce optimálního provozního bodu stroje pracujícím v turbínovém režimu je možná pomocí specifických otáček stroje, kde závislost výškového a průtokového koeficientu na těchto specifických otáčkách byla stanovena na základě porovnání reálných výsledků různě velkých čerpadel. Tyto vztahy jsou popsány rovnicemi 5.4.12 a 5.4.13.

$$C_H = -0,00003\,\eta_{q\check{C}}^{3} + 0,00440\,\eta_{q\check{C}}^{2} - 0,20882\,n_{q\check{C}} + 4,64293 \tag{5.4.12}$$

$$C_Q = 0,00029\,\eta_{q\check{C}}^{2} - 0,02771\,n_{q\check{C}} + 2,01648 \tag{5.4.13}$$

Je udávána chyba průtokového koeficientu $\pm$ 15 % a chyba výškového koeficientu $\pm$ 20 %.

Téměř lineárně je stanovena vazba mezi specifickými otáčkami stroje pracujícího v turbínovém režimu n_{qT} a čerpadlovém režimu $n_{q\check{C}}$.

$$n_{q\check{C}} = 0{,}9867\, n_{qT} + 5{,}2818$$

Přístupy, které využívají účinnosti a specifické otáčky stroje jako podstatné přepočtové parametry jsou však vzhledem k velikosti možné chyby pouze orientační. Je však dosaženo lepšího odhadu hledaných parametrů než při využití jednoduchých kvalitativních vztahů. Nejistota odhadu parametrů stroje provozovaného v turbínovém režimu je dále způsobena velkou různorodostí konstrukčního řešení hydraulických částí stroje. Výše uvedené vztahy slouží především k přepočtu optimálního provozního bodu. Pro širší pracovní oblast je přepočet parametrů obtížnější vzhledem k nejednoznačnosti chování hydrodynamického stroje provozovaného mimo optimální provozní stav.

5.4.3 Další možnosti [4]

Dalším a novým přístupem je použití neurální sítě umělé inteligence, který využívá stejného principu jako v případě vyhodnocování podnětů mozkem. Pro učení umělé inteligence byla využita reálná data čerpadel pracujících v turbínovém režimu. Cílem neurální sítě je pak predikce chování čerpadel pracujících v reverzním režimu na základě údajů zjistitelných z katalogů výrobců. Výsledkem je získání optimálního pracovního bodu a celé charakteristiky čerpadla provozovaného v turbínovém režimu. Při využití této metody na čerpadle, které nebylo zahrnuto do databáze použité při učení umělé inteligence bylo dosaženo nejlepší predikce optima v porovnání s ostatními přepočtovými metodami.

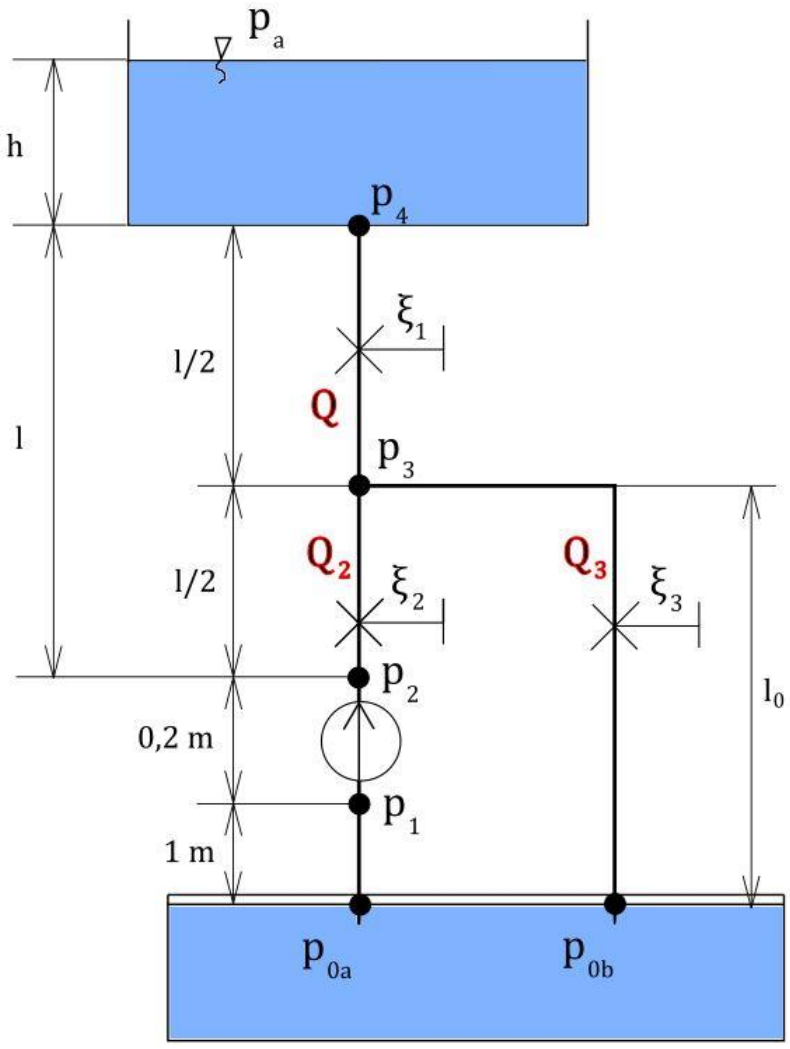
Další možností je použití úplné CFD simulace, která zahrnuje všechny prostory stroje. Toto úplné CFD modelování vykazuje srovnatelnou kvalitu výsledků v porovnání s experimenty. V těchto simulacích jsou zahrnuty objemové ztráty vznikající na těsnících kroužcích a u mechanických ucpávek a dále ztráty diskové. Přepočítané turbínové parametry jsou tím pádem zpřesněny více vlivy působících v hydrodynamickém stroji, které se jinak těžko odhadují. Lze určit provozní body charakteristiky i mimo optimum.

6. Matematický model s regulací

Čerpadlo provozované v turbínovém režimu je navrženo na nějakou hodnotu průtoku, které odpovídá určitá hodnota měrné energie. V této diplomové práci jsou to hodnoty, kde hydrodynamický stroj dosahuje nejvyšší účinnosti. V praxi však často nastává situace, že je v systému nutno nastavit jiný průtok. Aby však bylo možno nastavit tento průtok, tak je nutné, aby se provozní bod nacházel v pracovní oblasti čerpadla, která je určena charakteristikou Q-Y. A tohoto stavu lze dosáhnout pouze pomocí regulační soustavy anebo změnou otáček oběžného kola čerpadla pomocí frekvenčního měniče.

V situacích, kdy bude nutné v systému nastavit nižší průtok, tak bude potřeba snížit celkový tlakový spád systému pomocí škrtících ventilů, ve kterých se bude mařit část energie. V opačném případě, kdy bude potřeba nastavit v systému vyšší průtok, tak bude nutné část průtoku odvádět do obtokové větvě z důvodu příliš nízké měrné energie, které lze v systému dosáhnout. Na obrázku (obr. 26) je zobrazeno schéma potrubního systému s čerpadlem pracujícím v turbínovém provozu, se třemi škrtícími ventily, které zajišťují regulaci tohoto systému a dále jsou zde zobrazeny horní a spodní nádrže a obtoková větev.

Uvažovanou kapalinou, která proudí potrubním systémem je voda s hustotou ρ $[kg \cdot m^{-3}]$ a při vypracování matematického modelu je počítáno s tíhovým zrychlením g $[m \cdot s^{-2}]$.



obr. 26 Schéma potrubního systému s čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu se třemi škrtícími ventily

V tabulce (Tabulka 6.1) jsou popsány všechny veličiny, se kterými se při vytváření matematického modelu pracovalo, a které jsou zobrazeny ve schématu potrubního systému na obrázku (obr. 26).

Tabulka 6.1 Popis veličin vstupujících do matematického modelu

$p_a\ [Pa]$	atmosférický tlak	$p_4\ [Pa]$	tlak v horní nádrži v místě vstupu do potrubního systému
$p_{0a}\ [Pa]$	tlak ve spodní nádrži při hlavní větvi	$Q\ [m^3 \cdot s^{-1}]$	celkový průtok potrubním systémem
$p_{0b}\ [Pa]$	tlak ve spodní nádrži při obtokové větvi	$Q_2\ [m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok čerpadlem v hlavní větvi
$p_1\ [Pa]$	tlak na sání čerpadla	$Q_3\ [m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok v obtokové větvi
$p_2\ [Pa]$	tlak na výtlaku čerpadla	$h\ [m]$	výška dna horní nádrže k hladině
$D\ [m]$	průměr potrubí v hlavní větvi od horní nádrže k čerpadlu a v obtokové větvi	$D_2\ [m]$	průměr potrubí od spodní nádrže k čerpadlu
$p_3\ [Pa]$	tlak v bodě rozvětvení systému	$l\ [m]$	délka potrubí od dna horní nádrže k místu snímače tlaku ve výtlaku čerpadla
$\xi_1, \xi_2\ \xi_3\ [-]$	ztrátoví součinitelé pro jednotlivé škrtící ventily	$l_0\ [m]$	délka obtokového potrubí od rozvětvení systému k hladině spodní nádrže

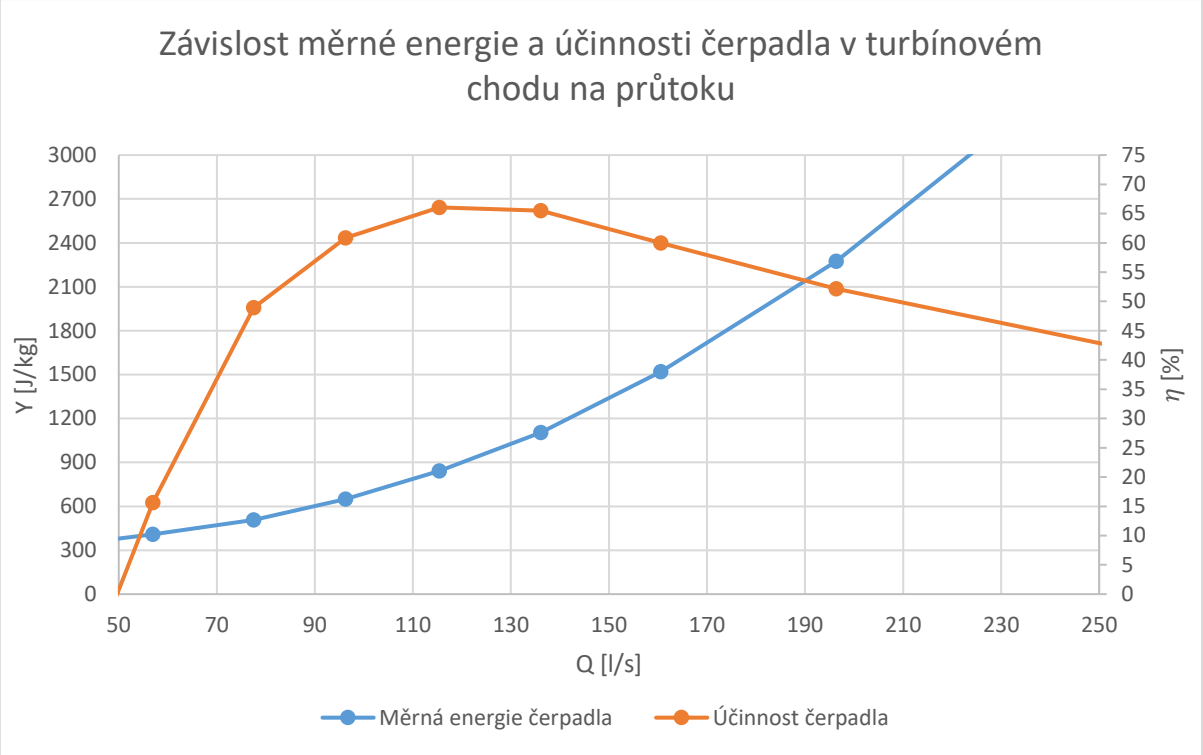
6.1 Charakteristika čerpadla v turbínovém provozu

Určení charakteristiky čerpadla pracujícího v turbínovém režimu je možné provést dvěma způsoby. První způsob je založený na statistických předpokladech a charakteristice čerpadla, která je provedena výrobcem. Tento způsob byl popsán v kapitole 5.4. Druhým možným způsobem je přímé zkoušení čerpadla provozovaného v turbínovém režimu v hydraulické laboratoři, kde se vyhodnocují základní charakteristiky. V této práci se pracuje s daty a charakteristikami, které byly získány druhým způsobem.

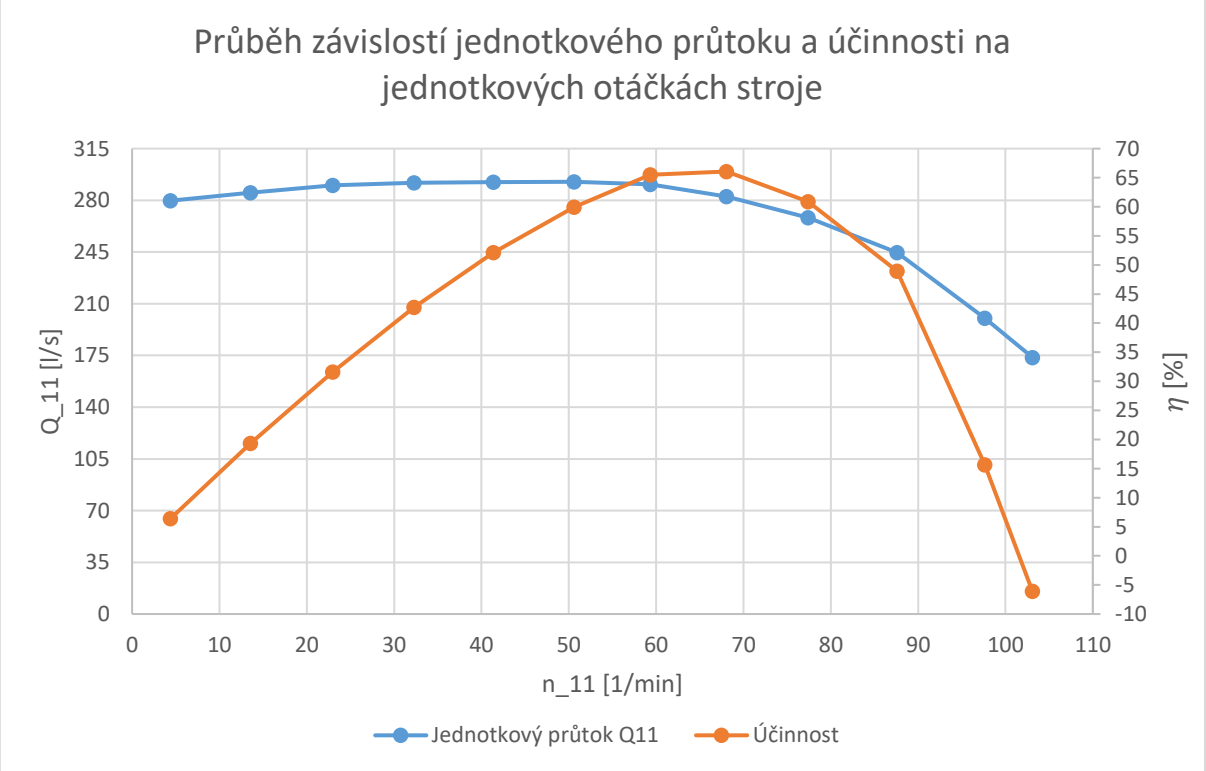
Z experimentálního zkoušení v hydraulické laboratoři byly poskytnuty naměřená data a charakteristiky, se kterými se pracuje v této diplomové práci. Bylo použito radiální čerpadlo BETA26 s průměrem oběžného kola 210 mm.

Vytvoření matematického modelu vycházelo nejprve z charakteristik pro otáčky oběžného kola čerpadla $n = 3000\ min^{-1}$. Z naměřených dat se tyto charakteristiky získaly přepočtem parametrů čerpadla pomocí afinních vztahů. V grafu (Graf 6.1.1) je znázorněna závislost měrné energie čerpadla na průtoku a závislost účinnosti čerpadla v turbínovém chodu na průtoku.

Dále je zobrazen na grafu (Graf 6.1.2) průběh závislostí jednotkového průtoku Q_{11} a účinnosti na jednotkových otáčkách stroje n_{11}.



Graf 6.1.1 Závislost měrné energie a účinnosti čerpadla v turbínovém chodu na průtoku pro otáčky oběžného kola čerpadla $n = 3000\ min^{-1}$



Graf 6.1.2 Průběh závislostí jednotkového průtoku a účinnosti na jednotkových otáčkách stroje

6.2 Zadané parametry a charakteristiky škrtících ventilů

6.2.1 Zadané parametry systému

Aby bylo možné sestavit matematický model, tak bylo potřeba si nejprve definovat číselné hodnoty základních parametrů navrženého systému. Tyto hodnoty jsou uvedeny níže v tabulce (Tabulka 6.2.1).

Tabulka 6.2.1 Číselné hodnoty zadaných parametrů

$p_a = 101325\ Pa$
$\rho = 998{,}2\ kg \cdot m^{-3}$
$g = 9{,}81\ m \cdot s^{-2}$
$l = 24{,}97\ m$
$l_0 = 13{,}68\ m$
$\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = \xi = 0{,}3$
$D = 0{,}1\ m$
$D_2 = 0{,}125\ m$

6.2.2 Charakteristiky škrtících ventilů

V potrubním systému se nachází celkem tři škrtící ventily, u kterých je předpokládána hodnota ztrátového součinitele při maximálním otevření $\xi = 0{,}3$. Aby bylo možné v pozdější fázi práce vyhodnotit hodnotu otevření ventilu v závislosti na tlakové ztrátě v tomto regulačním prvku, tak je vhodné sestrojit charakteristiku regulačního ventilu. Důležitými parametry charakteristiky regulační armatury jsou – průtokový součinitel $K_v\ [m^3 \cdot hod^{-1}]$, velikost otevření ventilu $z \in \langle 0{,}1 \rangle$, kdy 0 značí plně uzavřený ventil a 1 plně otevřený ventil, tlaková ztráta ventilu $\Delta p_z\ [Pa]$, průtokový součinitel $K_{v,max}\ [m^3 \cdot hod^{-1}]$, který značí průtočnost ventilem při maximálním otevření a poměrný průtokový součinitel $K_v^*\ [m^3 \cdot hod^{-1}]$, který udává hodnotu poměru průtokového součinitele a průtokového součinitele při maximálním otevření.

Pro vytvoření charakteristiky škrtících ventilů vstupuje do výpočtu hodnota průtoku $Q = 115{,}3925\ l \cdot s^{-1}$ a průměr potrubí $D = 0{,}1\ m$. Charakteristiku škrtících ventilů je následně možné získat z následujících vztahů:

$$\Delta p_z = \rho \cdot \xi \cdot \frac{v^2}{2} \tag{6.2.1}$$

$$v = \frac{Q}{S} \quad ; \quad S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$K_{v,max} = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta p_z/\Delta p_b}} = Q \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_b}{\Delta p_z}} \tag{6.2.2}$$

Pro jednotlivé hodnoty otevření z se následně určí průtokový součinitel podle rovnice 6.2.3 s využitím koeficientu $k = 1{,}7$. Koeficient určuje konečný tvar křivky charakteristiky škrtících ventilů a jeho hodnota byla zvolena odhadem.

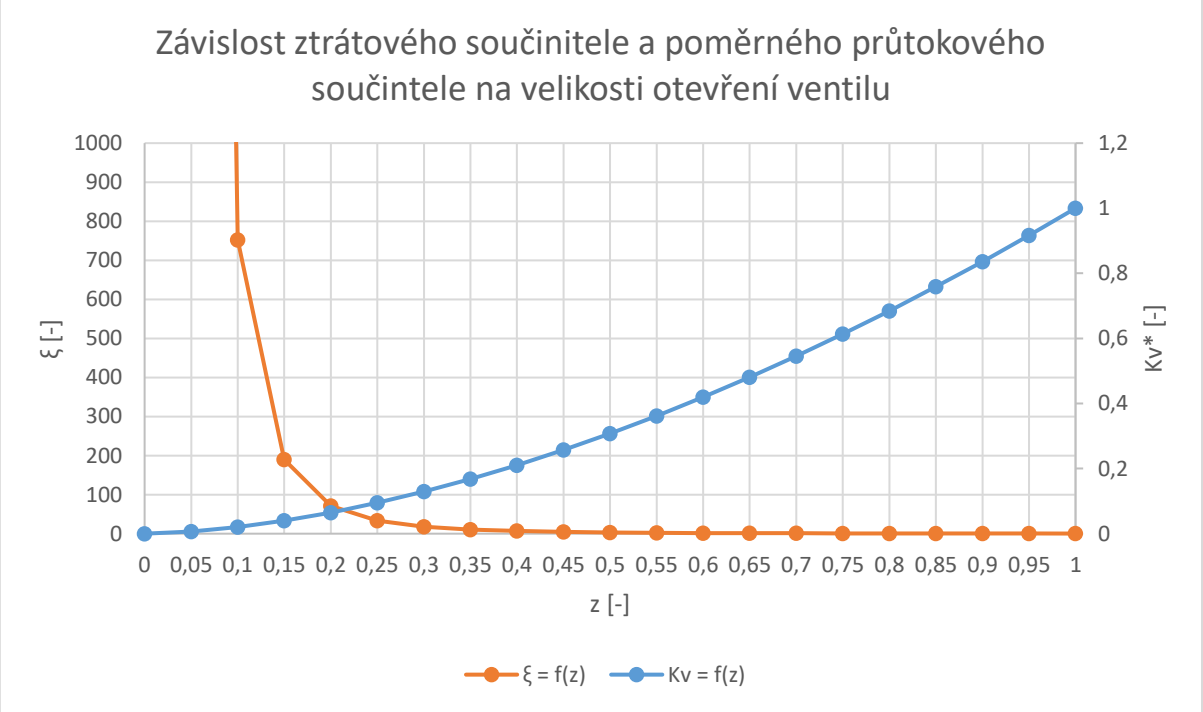
Dále se určí poměrný průtokový součinitel (rovnice 6.2.4) a ztrátový součinitel (rovnice 6.2.5) pro jednotlivé hodnoty otevření z.

$$K_v = K_{v,max} \cdot z^k \tag{6.2.3}$$

$$K_v^* = \frac{K_v}{K_{v,max}} \tag{6.2.4}$$

$$\xi = 2 \cdot \left(\frac{36000 \cdot S}{K_v}\right)^2 \tag{6.2.5}$$

Výsledná charakteristika škrtícího ventilu, kde je zobrazena závislost poměrného průtokového součinitele a ztrátového součinitele na hodnotě otevření ventilu, je vykreslena v grafu (Graf 6.2.2).



Graf 6.2.2 Závislost ztrátového součinitele a poměrného průtokového součinitele na velikosti otevření ventilu

6.2.3 Ztráty v potrubí

Obecně lze ztráty v potrubí rozdělit na dva druhy. Prvním druhem jsou místní ztráty a druhým druhem jsou ztráty délkové. V místních ztrátách jsou zahrnuty regulační armatury – například škrtící ventily a dále také tvarovky, které umožňují například změnu směru proudění tekutiny v potrubních systémech. Hodnota velikosti ztrátové měrné energie $Y_{z,m}$ závisí na ztrátovém součiniteli ξ_m dané regulační armatury nebo tvarovky, průměru a velikosti průtoku regulační armaturou nebo tvarovkou. Velikost ztrátové měrné energie pro místní ztráty popisuje rovnice 6.2.6.

$$Y_{z,m} = \xi_m \cdot \frac{v \cdot |v|}{2} \quad ; \quad v = \frac{Q}{S}$$

$$Y_{z,m} = \frac{8 \cdot \xi_m \cdot Q \cdot |Q|}{\pi^2 \cdot D^4} \tag{6.2.6}$$

Délkové ztráty popisují ztráty vzniklé třením kapaliny a vnitřních stran potrubí. Celková hodnota velikosti ztrátové měrné energie $Y_{z,L}$ je závislá na délce prošetřovaného úseku potrubního systému L, koeficientu tření λ, průměru a velikostí průtoku potrubním systémem. Hodnota koeficientu tření je funkcí Reynoldsového čísla Re a relativní drsnosti k_r. Při laminárním proudění v potrubním systému lze koeficient tření určit pouze pomocí Reynoldsového čísla podle rovnice 6.2.7.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{6.2.7}$$

Při turbulentním prouděním lze koeficient tření určit pomocí Nikuradseho a Moodyho diagramů a dále analyticky pomocí vztahů založených na experimentálních metodách (dle Konakova, Al'tšula, Nikuradse, Churchilla atd.). Velikost ztrátové měrné energie pak popisuje rovnice 6.2.8.

$$Y_{z,L} = \frac{\lambda \cdot L}{D} \cdot \frac{v \cdot |v|}{2} \quad ; \quad v = \frac{Q}{S}$$

$$Y_{z,L} = \frac{8 \cdot \lambda \cdot L \cdot Q \cdot |Q|}{\pi^2 \cdot D^5} \tag{6.2.8}$$

V této diplomové práci je řešen potrubní systém s poměrně malým průměrem potrubí a velkou délkou. Délkové ztráty by zde dosahovaly velmi vysokých hodnot vůči ztrátám místním. V praxi se však matematický model využije na řešení potrubního systému s rozdílnými parametry – tedy přibližně s dvojnásobně větším průměrem potrubí a několikanásobně větším celkovým spádem systému, to znamená, že délkové ztráty budou vůči místním ztrátám a ostatním parametrům zanedbatelné. Aby se tedy předešlo zkreslení výsledků této práce, tak délkové ztráty zde nejsou uvažovány, respektive jsou zahrnuty do celkového ztrátového součinitele ξ_c, který je popsán rovnici 6.2.9.

$$\xi = \xi_c = \xi_m + \frac{\lambda \cdot L}{D} = 0{,}3 \tag{6.2.9}$$

6.3 Tvorba matematického modelu – styčníková metoda

Po vytvoření schématu potrubního systému s čerpadlem provozovaném v turbínovém režimu a teoretickém výběru škrtících ventilů a sestavení jejich charakteristik bylo možné sestavit samotný matematický model. Model využívá k vyhodnocení neznámých parametrů principu styčníkové metody a je řešen v programu Microsoft Excel pomocí funkce Řešitel gradientní iterační metodou.

Základními okrajovými podmínkami, které vstupují do řešení matematického modelu jsou zadané parametry z kapitoly 6.2.1 a dále uvažovaný provozní bod čerpadla v turbínovém režimu s parametry průtoku $Q = 115{,}3925\ l \cdot s^{-1}$ a spádu $H = 85{,}6968\ m$. Dalším předpokladem je, že při těchto hodnotách průtoku, spádu a otáčkách $n = 3000\ min^{-1}$ bude systém navržený tak, aby nebyl škrcen a zároveň, aby nebyla využívána obtoková větev.

Tohoto předpokladu lze dosáhnout správným určením výšky h (výška dna horní nádrže k hladině), kde její hodnota bude součtem spádu (bez navržené délky hlavní větve potrubí) a ztrátové výšky vytvořené prostřednictvím tlakové ztráty ve škrtících ventilech. Na rovnicích níže jsou znázorněny výpočty ztrátové výšky ve dvou škrtících ventilech H_z a výšky h. Rovnice 6.3.1 popisuje velikost tlakové ztráty v jednom škrtícím ventilu při plném otevření, rovnice 6.3.2 popisuje celkovou ztrátovou výšku v hlavní potrubní větvi systému.

$$\Delta p_z = \rho \cdot \xi \cdot \frac{v^2}{2} = 32320{,}96\ Pa \tag{6.3.1}$$

$$H_z = \frac{2 \cdot \Delta p_z}{\rho \cdot g} = 6{,}60\ m \tag{6.3.2}$$

$$h = H + H_z - l - 0{,}2 - 1 = 66{,}13\ m \tag{6.3.3}$$

Následně bylo možné určit tlak v horní nádrži v místě vstupu do potrubního systému p_4; $p_4 = p_a + h \cdot \rho \cdot g = 748879{,}34\ Pa$. Poté už bylo možné přejít k řešení samotné styčníkové metody, kdy se potrubní systém rozdělil do jednotlivých úseků, které jsou od sebe odděleny významnými body (úsek 1 – významné body jsou tlaky p_4 a p_3, úsek 2 – významné body jsou tlaky p_3 a p_2, úsek 3 – významné body jsou tlaky p_3 a p_{ob}, úsek 4 – významné body jsou tlaky p_1 a p_{oa} a nakonec úsek turbína – významné body jsou tlaky p_2 a p_1).

Dalším krokem bylo určení tzv. odporu úseku R_i $[kg \cdot m^{-7}]$, který je částečně odvozen z hodnoty měrné ztrátové energie pro škrtící ventil, popisuje ho rovnice 6.3.4 a platí pro úseky 1, 2, 3 a 4.

$$Y_{zi} = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \quad ; \quad \Delta p_i = \rho \cdot Y_{zi}$$

$$\Delta p_i = \rho \cdot \frac{8 \cdot \xi_i}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot Q_i \cdot |Q_i|$$

$$\Delta p_i = \mathrm{R}_i \cdot Q_i \cdot |Q_i|$$

$$R_i = \rho \cdot \frac{8 \cdot \xi_i}{\pi^2 \cdot D^4} \tag{6.3.4}$$

Z odporu úseku a celkového průtoku úsekem je následně možné určit celkovou tlakovou ztrátu úseku, kterou popisuje rovnice 6.3.5.

$$\Delta p_i = \mathrm{R}_i \cdot Q_i \cdot |Q_i| \tag{6.3.5}$$

$$\Delta p_1 = \rho \cdot \frac{8 \cdot Q \cdot |Q|}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \xi_1 \quad ; \quad \Delta p_2 = \rho \cdot \frac{8 \cdot Q_2 \cdot |Q_2|}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \xi_2 \quad ; \quad \Delta \mathrm{p}_3 = \rho \cdot \frac{8 \cdot Q_3 \cdot |Q_3|}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \xi_3$$

Jiné je to u úseku turbína, kde do řešení styčníkové metody nevstupuje žádný odpor úseku a tlakový rozdíl $p_2 - p_1$ je daný Bernoulliho rovnicí, která platí v úseku mezi sáním a výtlakem. Po úpravách Bernoulliho rovnice se získá tvar pro určení tlakového rozdílu, který je zobrazen rovnicí 6.3.6. Charakteristika měrné energie čerpadla z naměřených dat byla v MS Excel proložena polynomem druhého stupně a jeho koeficienty byly dosazeny do rovnice 6.3.6.

$$p_2 - p_1 = \rho \cdot Y - \rho \cdot \frac{Q_2^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S^2}\right) - 0{,}2 \cdot \rho \cdot g = \Delta p_t \tag{6.3.6}$$

Smyslem použití funkce Řešitel a styčníkové metody je potřeba získat hodnoty neznámých parametrů potrubního systému. U optimální situace, kdy se nevyužívá ani škrcení ani obtokové větvě jsou tyto parametry čtyři – tlak v bodě rozvětvení systému p_3, tlak na výtlaku čerpadla p_2, tlak na sání čerpadla p_1 a tlak ve spodní nádrži při hlavní větvi p_{0a}.

Ve skutečnosti jsou důležitými parametry v tomhle případě pouze tlaky p_2 a p_1, avšak pro další výpočty s využitím obtokové větve a škrcení je zde zaveden i tlak p_3 a pro ověření funkčnosti matematického modelu v úseku 4 i tlak p_{0a}.

Vzhledem k tomu, že v rovnicích výše se nacházejí neznámé (hledané) parametry, tak je nutné nastavit určité kritérium, které bude pro funkci Řešitele závazné a díky kterému dospěje nastavený princip gradientní iterační metody k vyřešení všech rovnic a nalezení správných hodnot hledaných parametrů. Závazné kritérium bude částečně vycházet z rovnice 6.3.5, kdy se pravá část rovnice přesune na levou a bude tedy platit, že rozdíl tlakového rozdílu na hranicích úseku (s uvážením zvýšení tlaku důsledkem působení gravitace) a tlakového rozdílu způsobeného odporem v úseku bude roven nule. V praxi se však lze, při použití iterační metody v programu MS Excel, často jen přiblížit nulové hodnotě, a proto zde bude definován zbytek neboli residuum značený res, u kterého bude snaha dosáhnout jeho hodnoty, co nejblíže k nule.

V rovnicích níže (6.3.7–6.3.10) jsou uvedeny výpočetní vztahy pro určení residua v úsecích 1, 2, 3 a 4.

$$p_3 - p_4 - \frac{l}{2} \cdot \rho \cdot g + \rho \cdot \frac{8 \cdot Q \cdot |Q|}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \xi_1 = res_1 \tag{6.3.7}$$

$$p_2 - p_3 - \frac{l}{2} \cdot \rho \cdot g + \rho \cdot \frac{8 \cdot Q_2 \cdot |Q_2|}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \xi_2 = res_2 \tag{6.3.8}$$

$$p_{0b} - p_3 - h_0 \cdot \rho \cdot g + \rho \cdot \frac{8 \cdot Q_3 \cdot |Q_3|}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \xi_3 = res_3 \tag{6.3.9}$$

$$p_{0a} - p_1 - 1{,}2 \cdot \rho \cdot g = res_4 \tag{6.3.10}$$

Jiné to opět bude u úseku turbína, kde vztah pro residuum vychází z rovnice 6.3.6. Po úpravě se získá rovnice pro určení residua v úseku turbína (6.3.11).

$$\Delta p_t - p_2 + p_1 = res_t \tag{6.3.11}$$

Dále už je možné zvolit hodnoty (počáteční podmínky) neznámých parametrů, které mohou být libovolné a ze kterých bude následně funkce Řešitel vycházet a dopočítávat reálně hodnoty těchto neznámých parametrů. Řešitel je nastaven na hledání minima funkce. V tomhle případě je daným minimem součet druhých mocnin všech residuí $\sum res^2 \to 0$. Důvodem je snaha vyhnout se situaci, kdy určité residuum bude nabývat kladné hodnoty a jiné zase záporné a navzájem tak spolu vytvoří menší hodnotu. Za uspokojivé řešení se považuje hodnota $\sum res^2 \leq 10^{-6}$.

Po úspěšném dosažení uspokojivé hodnoty sumy druhých mocnin residuí jsou již vypočítány přesné hodnoty neznámých parametrů. Na obrázku (obr. 27) je zobrazen matematický model pro řešení potrubního systému bez využití škrcení, či obtoku. Červenou barvou jsou

zvýrazněny neznáme parametry, modrou barvou ztrátoví součinitelé škrtících ventilů při plném otevření a koeficienty polynomu druhého stupně popisující charakteristiku čerpadla Y-Q, zelenou barvou tlakové ztráty v plně otevřených ventilech, ztrátové výšky, výška horní nádrže a celkový spád, šedou barvou zadané a dopočítané parametry a v tabulce s žlutým záhlavím je samotný model řešící neznámé parametry.

Q = optimum

Neznámé parametry

p_2	928746,56	Pa
p_1	135494,33	Pa
p_3	838812,95	Pa
p_{0a}	145286,68	Pa

ξ1	0,3	
ξ2	0,3	
Q	0,1153925	m3/s

y = 65 995x² - 2 943,3x + 321,25

a0	321,25
a1	-2943,3
a2	65995

ρ	998,2	kg·m⁻³
g	9,81	m·s⁻²
p_4	748879,3	Pa
l	24,96942	m
l/2	12,48471	m
l/2	12,48471	m
	1	m
l_0	13,68471	m

Úsek	Q [m³/s]	D [m]	∑ ξ	R [kg·m⁻⁷]	Δp [Pa]	res	res²
1	0,115393	0,1	0,3	2427331,332	32320,95815	8,73115E-11	7,6233E-21
2	0,115393	0,1	0,3	2427331,332	32320,95815	-2,91038E-11	8,47033E-22
turbína					7,93E+05	0,00E+00	0
3	0	0,1	0	0	0	0	0
4	0,115393	1,25E-01		0,00E+00	0,00E+00	3,27418E-11	1,07203E-21
						∑ res²	9,54236E-21

Δp_c	64641,9163	Pa
Hz	6,601272331	m
H0	85,69679918	m
H	92,29807152	m
h	66,12864832	m

obr. 27 Matematický model pro řešení potrubního systému bez využití škrcení a obtoku

Z obrázku (obr. 25) je patrné, že výsledné hodnoty neznámých parametrů jsou:
$p_2 = 928746{,}56\ Pa$, $p_1 = 135494{,}33\ Pa$, $p_3 = 838812{,}95\ Pa$ a $p_{0a} = 145286{,}68\ Pa$ a konečná hodnota sumy druhých mocnin reziduí $\sum res^2 \leq 10^{-20}$.

Podobně byly sestaveny výpočty i pro případy s nižším provozním průtokem s následným využitím škrtících ventilů a pro případy s vyšším provozním průtokem s následným využitím obtokové větve potrubního systému.

U situací s nižším provozním průtokem byly do neznámých parametrů dále zahrnuty ztrátoví součinitelé škrtících ventilů ξ_1 a ξ_2, princip a logika řešení těchto neznámých zůstala stejná, jako při optimálním průtoku. Takto se prošetřili celkem 4 stavy s nižším provozním průtokem, jejichž průtok byl o 5 l, 10 l, 15 l a 20 l menší než optimální průtok.

Pro situace s vyšším provozním průtokem bylo potřeba zapojit do výpočtu obtokovou větev, která sloužila k odvodu přebytečného průtoku. V těchto případech bylo nutné zadat do neznámých parametrů ztrátového součinitele škrtícího ventilu v obtokové větvi ξ_3 a průtok čerpadlem v hlavní větvi za rozvětvením soustavy Q_2. Průtok obtokovou větví byl následně dopočítán jako rozdíl celkového průtoku potrubním systémem a průtoku čerpadlem v hlavní větvi za rozvětvením soustavy $Q_3 = Q - Q_2$. Princip a logika řešení všech neznámých zůstala stejná jako při optimálním průtoku. Stejně jako u nižších provozních průtoků se i u vyšších průtoků prošetřili celkem další 4 stavy, jejichž průtok byl o 5 l, 10 l, 15 l a 20 l větší než průtok optimální.

6.4 Účinnosti a výkony systému

Dalším úkolem bylo z vypočítaných parametrů z přechozí kapitoly určit účinnosti a výkony (při optimálním průtoku, vyšších a nižších průtocích), jakých čerpadlo provozované v turbínovém režimu může dosahovat a zjistit tím, jak moc je energeticky náročné škrcení pomocí škrtících ventilů, anebo využívání obtokové větvě a jak velkých výkonů lze v praxi dosáhnout.

V tabulce 6.4 jsou popsány všechny veličiny, které v této podkapitole budou využity ke stanovení celkové účinnosti a výkonu systému.

Tabulka 6.4 Veličiny potřebné ke stanovení celkové účinnosti a výkonu systému

$Q\ [m^3 \cdot s^{-1}]$	celkový průtok potrubním systémem	$P\ [W]$	výkon přenesený na hřídel
$Q_2\ [m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok čerpadlem v hlavní větvi	$\Delta p\ [Pa]$	tlakový spád celé soustavy
$\Delta p_t\ [Pa]$	tlakový spád na čerpadle pracujícím v turbínovém režimu	$P_{th_Qmax}[W]$	teoretický výkon při celkovém průtoku potrubním systémem
$P_{th}\ [W]$	teoretický výkon systému	$\eta_c[-]$	celková účinnost systému
$\eta\ [-]$	účinnost čerpadla v turbínovém režimu stanovena z charakteristiky		

Nejprve byla stanovena účinnost η pro jednotlivé průtoky čerpadlem v hlavní větvi z naměřené charakteristiky pomocí polynomu čtvrtého stupně. Následně byl vypočítán teoretický výkon systému podle rovnice 6.4.1. Z hodnoty účinnosti čerpadla z naměřené charakteristiky a teoretického výkonu systému byl stanoven přenesený výkon na hřídel zobrazený rovnicí 6.4.2.

$$P_{th} = \Delta p_t \cdot Q_2 \tag{6.4.1}$$

$$P = P_{th} \cdot \eta \tag{6.4.2}$$

Dalším krokem bylo stanovení tlakového spádu celé soustavy. Ten je definován jako součin hustoty kapaliny, tíhového zrychlení a součtu spádu a ztrátové výšky. Popisuje ho rovnice 6.4.3.

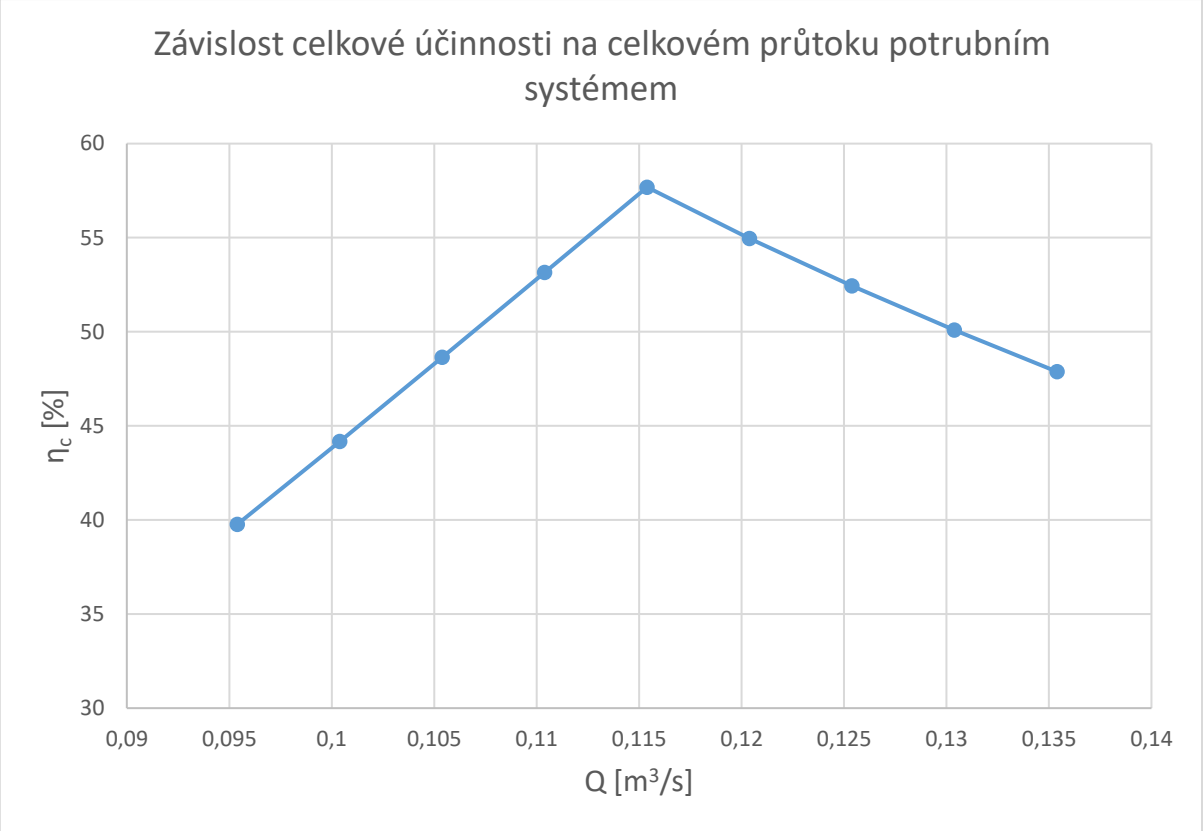
$$\Delta p = \rho \cdot \mathrm{g} \cdot (H + H_z) \tag{6.4.3}$$

Pomocí tlakového spádu celé soustavy a celkového průtoku potrubním systémem bylo možné určit výslednou hodnotu teoretického výkonu při celkovém průtoku potrubním systémem, který je popsán rovnicí 6.4.4 a následně se vypočítala celková účinnost systému jako podíl teoretického výkonu při celkovém průtoku potrubním systémem a výkonu přeneseného na hřídel, kterou popisuje rovnice 6.4.5.

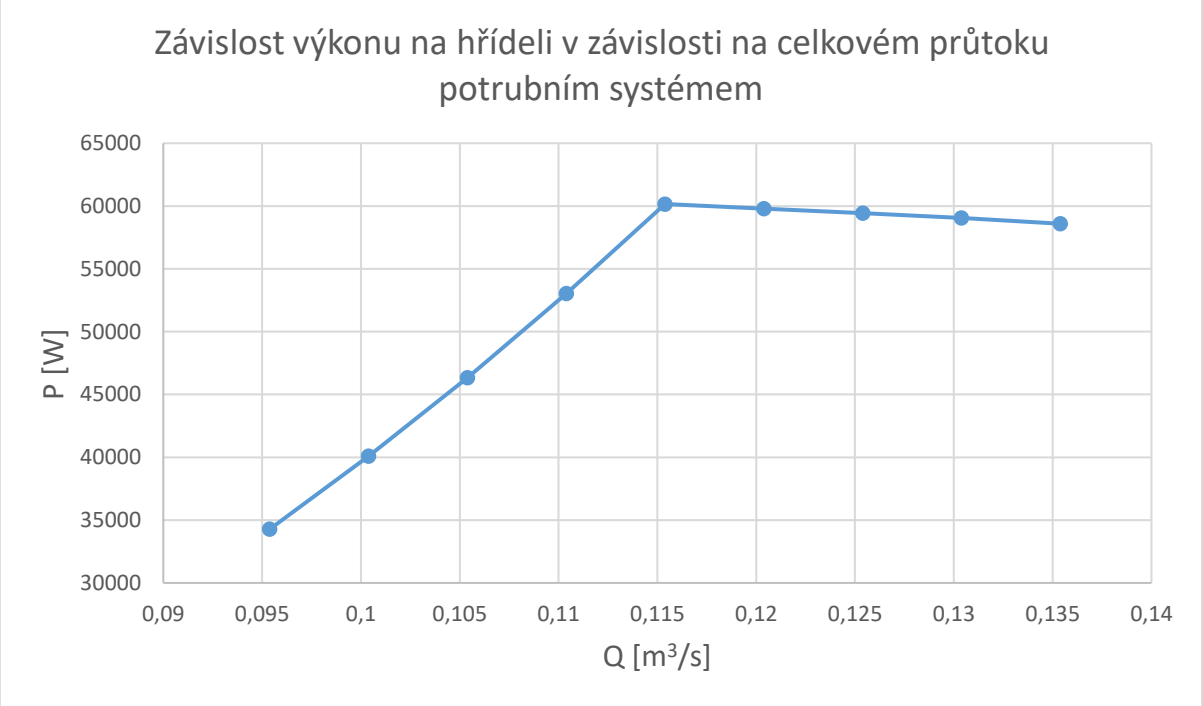
$$P_{th_Qmax} = \Delta p \cdot Q \tag{6.4.4}$$

$$\eta_c = \frac{P_{th_Qmax}}{P} \tag{6.4.5}$$

Výše uvedené vztahy se využily k určení potřebných veličin pro všechny provozní stavy řešené v této práci – optimální průtok, vyšší a nižší průtoky a následně se sestrojil graf (Graf 6.4.1), ve kterém jsou zobrazeny hodnoty celkové účinnosti η_c pro jednotlivé provozní stavy a graf (Graf 6.4.2), do kterého byly vyneseny hodnoty výkonů přenesených na hřídel v závislosti na provozních průtocích.



Graf 6.4.1 Závislost celkové účinnosti na celkovém průtoku potrubním systémem



Graf 6.4.2 Závislost výkonu na hřídeli v závislosti na celkovém průtoku potrubním systémem

Z grafů je patrné, že nejvyšší účinnosti dosahuje potrubní systém s čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu v optimálním bodě při absenci škrcení a využívání obtokové větve. V případech využití škrtících ventilů se pak účinnost i výkon snižují s postupným odklonem od optimálního bodu více než v případech, kdy je využívána obtoková větev.

Důvodem tohoto stavu je fakt, že při využívání obtoku je výsledná hodnota průtoku čerpadlem v hlavní větvi blíže optimálnímu průtoku, než při škrcení škrtícími ventily a to znamená, že hodnoty účinností stanovené z naměřené charakteristiky jsou pro tyto provozní otáčky a větší hodnoty průtoku čerpadlem vyšší. Dalším důvodem je absence velké tlakové ztráty, při využití obtokové větve, vzniklé využitím škrtících ventilů.

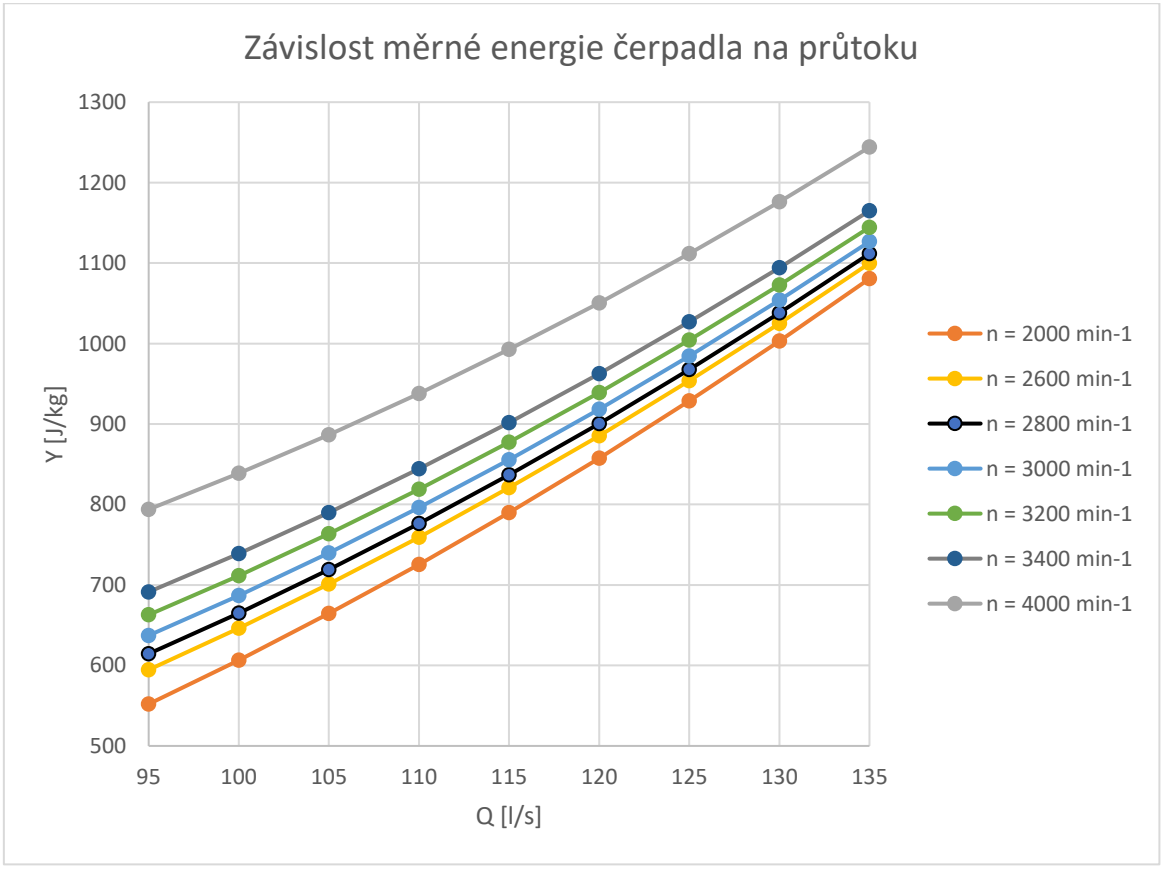
6.5 Zapojení frekvenčního měniče

V předchozích podkapitolách byl rozebrán stav pro provozní otáčky $n = 3000\ min^{-1}$. Nelze však s jistotou určit, že zrovna tyto provozní otáčky budou nejvhodnější a čerpadlo bude dosahovat maximálních účinností a výkonů.

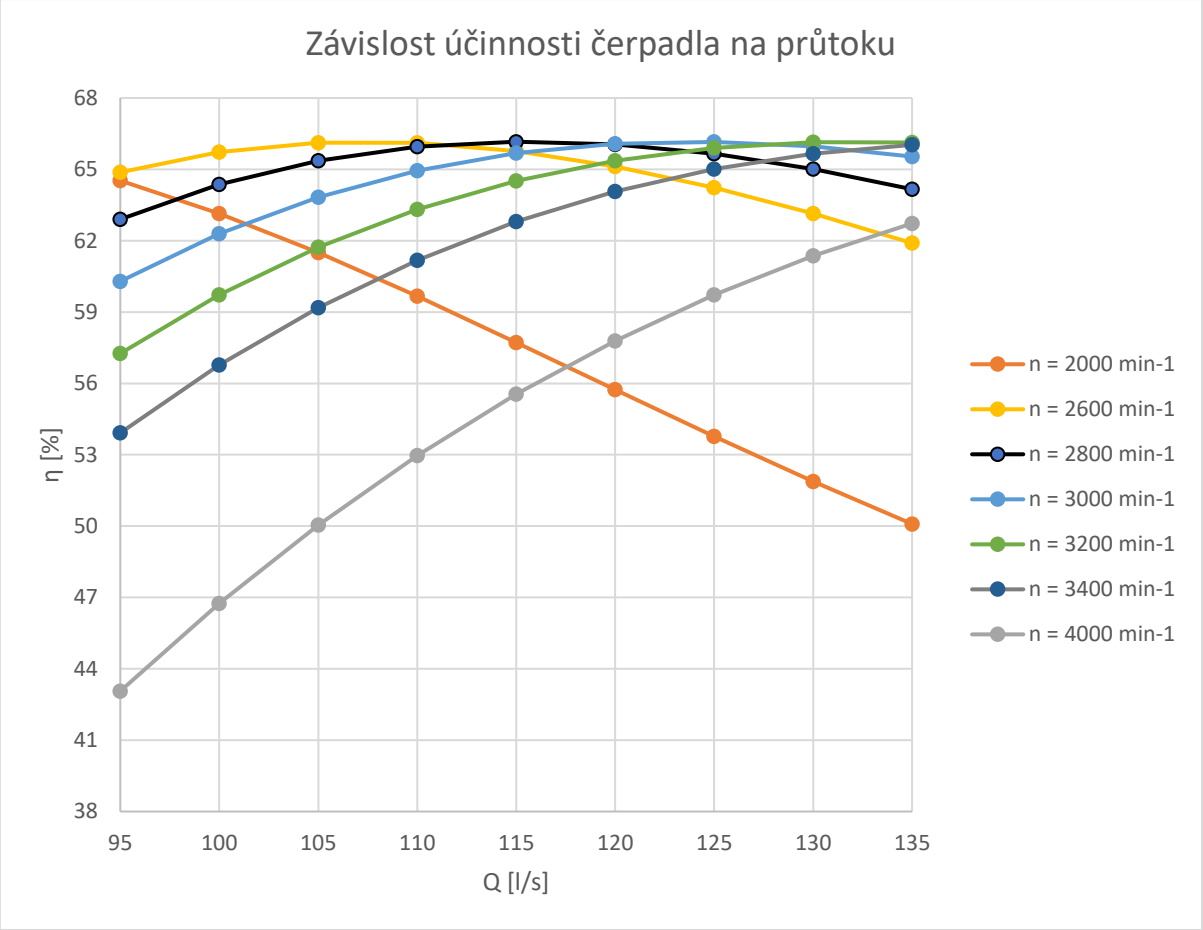
Dalším úkolem tedy bylo teoretické zapojení frekvenčního měniče do matematického modelu, který umožnil regulaci provozních otáček čerpadla pracujícím v turbínovém režimu. Při změně otáček bylo však nutné přepočítat základní parametry čerpadla (průtok, měrná energie a výkon) z naměřené charakteristiky podle afinních vztahů, které byly odvozeny v kapitole 4.1. Celkem bylo zvoleno dalších šest rozdílných hodnot provozních otáček čerpadla a to:

$$n = 2000\ min^{-1}, n = 2600\ min^{-1}, n = 2800\ min^{-1}$$
$$n = 3200\ min^{-1}, n = 3400\ min^{-1}, n = 4000\ min^{-1}$$

Po přepočítání základních parametrů podle afinních vztahů byly získány charakteristiky pro zvolenou sadu provozních otáček. Na grafu 6.5.1 je zobrazena závislost měrné energie čerpadla na průtoku a na grafu 6.5.2 jsou vykresleny závislosti účinnosti čerpadla na průtoku. Pro přehlednost jednotlivých křivek je oblast průtoků omezena pouze na provozní hodnoty.



Graf 6.5.1 Závislost měrné energie čerpadla v turbínovém režimu na průtoku



Graf 6.5.2 Závislost účinnosti čerpadla v turbínovém režimu na průtoku

Z grafu 6.5.1 je patrné, že charakteristiky mají v prošetřované oblasti velmi podobný tvar, větší výchylky jsou tam pouze pro okrajové hodnoty zvolených provozních otáček. Mezi konkrétními hodnotami měrné energie čerpadla v závislosti na průtoku nejsou pozorovány příliš velké odchylky. Podstatnější jsou pak vykreslené charakteristiky v grafu 6.5.2. Křivky účinností si ve všech případech zachovávají svůj tvar (pro všechny hodnoty průtoku z naměřené charakteristiky) a změna otáček čerpadla pomocí frekvenčního měniče má za následek pouze posunutí celé křivky účinnosti – to znamená, že při změně otáček dosahuje čerpadlo maximální účinnosti při jiném průtoku. Lze si všimnout velkého posunutí křivky účinnosti především pro maximální a minimální zvolené provozní otáčky.

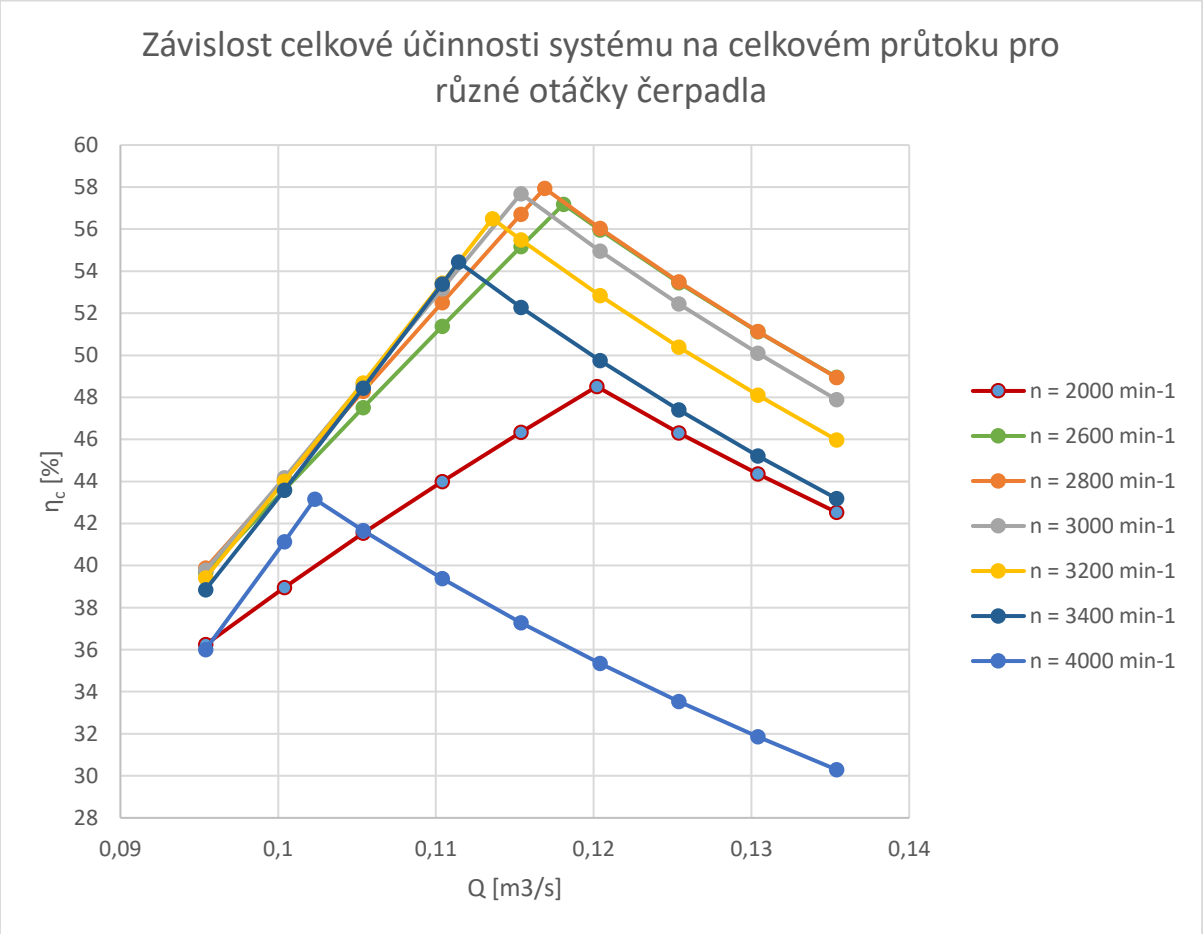
Vzhledem k tomu, že při využívání obtokové větve se odvádí část průtoku, tak největší pozornost dostává oblast průtoků od 95 do 120 litrů za sekundu, kde jsou pozorovány patrné změny ve velikosti účinností i při menších změnách hodnot provozních otáček.

Aby bylo možné porovnat hodnoty celkových účinností systému v závislosti na průtoku pro zvolené hodnoty provozních otáček, tak bylo opět nutné sestrojit matematické modely k řešení těchto situací. Princip řešení zůstal stejný, avšak pro navržený potrubní systém nebyl v těchto případech znám optimální průtok, takže vždy docházelo buď ke škrcení, či k využívání obtokové větve. Pro každou hodnotu provozních otáček bylo stejně jako v kapitole 6.3 prošetřeno devět bodů pro $Q = 115{,}3925\ l \cdot s^{-1}$ a $\pm\ 20\ l$ po $5\ l$.

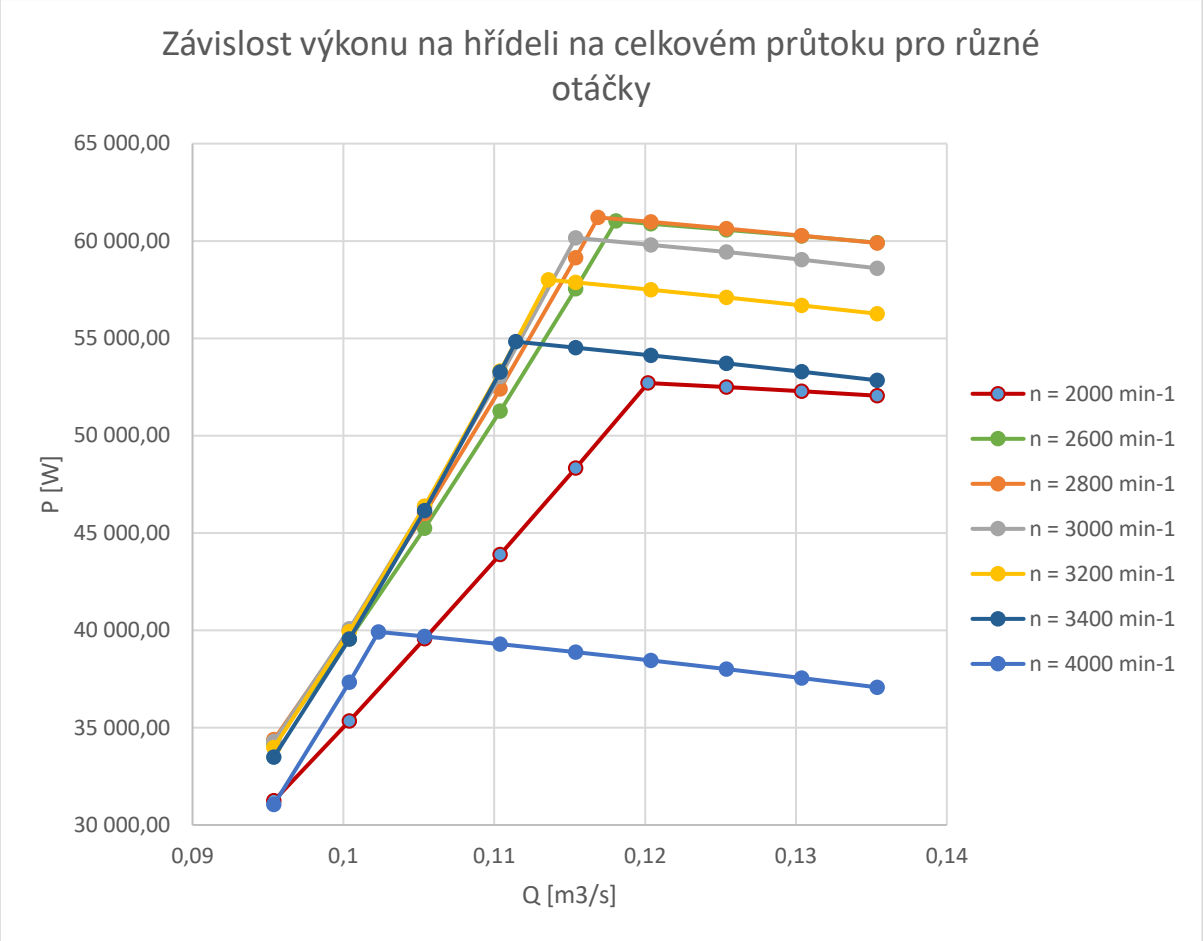
Stejným způsobem byl pro jednotlivé hodnoty provozních otáček dále určeny účinnosti a výkony jako v kapitole 6.4.

Před vykreslením výsledných závislostí celkových účinností a výkonů přenesených na hřídel bylo potřeba určit pro všechny modely s rozdílnými provozními otáčkami optimální bod, ve kterém nedochází ke škrcení ani k využití obtokové větvě. K tomu se opět využila styčníková metoda a funkce Řešitel. Princip řešení jednotlivých úseků zůstal stejný jako v kapitole 6.3 a jedinou změnou v matematickém modelu, který je zobrazen na obrázku (obr. 25), bylo zanesení průtoku v hlavní větvi ze známých parametrů do parametrů neznámých. Tím byl pro situaci bez škrcení a využití obtoku stanoven optimální průtok pro všechny zvolené hodnoty provozních otáček.

Výsledné charakteristiky jsou zobrazeny na grafech níže. Na grafu 6.5.3 jsou zobrazeny závislosti účinností na celkovém průtoku v systému pro zvolené hodnoty provozních otáček a na grafu 6.5.4 jsou zobrazeny závislosti výkonů přenesených na hřídel na celkovém průtoku v systému pro zvolené hodnoty provozních otáček.



Graf 6.5.3 Závislost celkové účinnosti systému na celkovém průtoku pro různé hodnoty provozních otáček čerpadla



Graf 6.5.4 Závislost výkonu na hřídeli na celkovém průtoku pro různé otáčky

Z grafu 6.5.3 je patrné, že celkové účinnosti η_c dosahují při maximálních a minimálních hodnotách zvolených provozních otáček velmi nízkých hodnot ve srovnání s ostatními stavy. Důvodem je příliš velké posunutí charakteristiky účinnosti čerpadla v turbínovém provozu η stanovené z laboratorního měření, jak je patrné v grafu 6.5.2. Obecně lze říct, že použitím frekvenčního měniče ke změně provozních otáček radiálního čerpadla, které pracuje v turbínovém režimu vede pouze k minimálním změnám celkové účinnosti systému v závislosti na průtoku. Minimální změna je zapříčiněna malou změnou závislostí měrné energie čerpadla na průtoku při různých hodnotách provozních otáček, což lze pozorovat v grafu 6.5.1 a posunutím charakteristik účinností stanovených při laboratorním měření. Z grafu 6.5.3 dále vyplývá, že při využívání obtokové větve je s nižšími hodnotami provozních otáček $n = 2600\ min^{-1}$ a $n = 2800\ min^{-1}$ dosahováno vyšší celkové účinnosti systému přibližně o 1 % než u původně navržených otáček $n = 3000\ min^{-1}$. Při škrcení škrtícími ventily jsou rozdíly v celkové účinnosti systému minimální.

Podobné dílčí závěry lze odvodit stejně tak i u charakteristik výkonů přenesených na hřídel v závislosti na průtoku. Při režimech škrcení jsou odchylky proti původně navrženému stavu opět minimální a při využívání obtokové větve dosahují výkony při hodnotách provozních otáček $n = 2600\ min^{-1}$ a $n = 2800\ min^{-1}$ maximálních hodnot.

K vyhodnocení absolutně nejlepšího stavu hodnot provozních otáček, napříč celou oblastí prošetřovaného celkového průtoku, bylo dále využito určení střední hodnoty celkové účinnosti a výkonu přeneseného na hřídel pro tři stavy provozních otáček: $n = 2600\ min^{-1}$, $n = 2800\ min^{-1}$ a $n = 3000\ min^{-1}$. Předpokladem je stejná provozní doba pro všechny body jednotlivých průtoků.

Střední hodnota celkových účinností a výkonů přenesených na hřídel se určí podle rovnice 6.4.6, kde c je výsledná střední hodnota prošetřované funkce. Jednotlivé charakteristiky jsou zde z grafů 6.5.3 a 6.5.4 rozděleny na dvě části (část škrcení a část využívání obtokové větve) a střední hodnota je pro každou část stanovena zvlášť. Funkcí $f(x)$ je pro obě části vždy polynom druhého stupně, jehož koeficienty jsou v programu MS Excel určeny pomocí spojnice trendu. Celkové střední hodnoty se následně určí pomocí průměru středních hodnot jednotlivých částí.

$$\frac{1}{b-a}\int_{a}^{b} f(x)dx = c \tag{6.4.6}$$

V tabulce níže (Tabulka 6.5) je shrnutí středních hodnot celkových účinností a výkonů přenesených na hřídel pro celkový průtok.

$n\ [min^{-1}]$	η_c [%]	$P\ [W]$
2600	50,7013	53790,1
2800	51,0933	53891,1
3000	50,6151	53025,6

Tabulka 6.5 Výsledné shrnutí středních hodnot celkových účinností a výkonů přenesených na hřídel

Z tabulky 6.5 je patrné, že nejvyšší celkové účinnosti a přeneseného výkonu na hřídel dosáhne systém při provozních otáčkách $n = 2800\ min^{-1}$. Je však nutné zdůraznit, že rozdíl je velmi malý a potrubní systém byl navržen na hodnotu provozních otáček $n = 3000\ min^{-1}$. S uvážením pořizovací investice frekvenčního měniče je na zvážení, zda by se tento provoz z dlouhodobého hlediska dal považovat za dobrou investici. Podobný efekt jako změna otáček využitím frekvenčního měniče, by mohla mít i změna charakteristiky původního čerpadla a jeho vhodné navržení pro konkrétní případ. Tuto změnu charakteristiky čerpadla provozovaného v turbínovém režimu lze provést například stočením oběžného kola stroje.

Závěr

Diplomová práce se zabývá problematikou provozu radiálního odstředivého čerpadla v turbínovém režimu. V první části jsou charakterizovány a popsány jednotlivé typy čerpadel, jejich výhody, nevýhody a oblasti použití. V další kapitole je odvozena Bernoulliho rovnice pro skutečnou kapalinu a pro rotující kanál a dále jsou zde popsány a znázorněny kinematické poměry v oběžném kole čerpadla. Následně jsou v práci odvozeny a popsány Eulerovy rovnice – čerpadlová a turbínová, základní parametry čerpadel a je zde rozebrána problematika hydrodynamické podobnosti. Součástí teoretické části práce je dále znázornění a popis úplné charakteristiky hydrodynamického stroje.

V práci jsou rozděleny a charakterizovány jednotlivé možnosti regulace průtoku v potrubním systému. Je zde definován princip funkce frekvenčního měniče, který slouží ke změně otáček hydrodynamického stroje a poté byly odvozeny afinní vztahy, které je nutno využít k přepočtu základních parametrů hydrodynamického stroje při využití frekvenčního měniče. Rozděleny a popsány byly různě typy škrtících prvků – trysky a clonky, škrtící ventily, škrtící ventily se stabilizací a byla zde přiblížena funkce obtoku.

Další kapitola byla zaměřena na použití čerpadel v turbínovém režimu, kde byly nejdříve vysvětleny rozdíly mezi čerpadlem a turbínou především ve smyslu provozních podmínek a hydraulických odlišností. Dále byly rozebrány výhody a nevýhody provozování čerpadla v turbínovém režimu. Mezi hlavní výhody patří nižší investiční náklady na čerpadlo, oproti turbíně, jednodušší a robustnější konstrukce čerpadla, velmi široké spektrum použití čerpadel, díky kterému jsou snadno dostupná v mnoha konstrukčních provedení a s tím je spojená i velká dostupnost náhradních dílů a snadná údržba. Hlavní nevýhodou provozu čerpadla v turbínovém režimu je především absence hydraulického ovládacího zařízení, kdy je nutné do systému s čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu zavést regulační ventil, který umožní provozování tohoto stroje v jeho pracovní oblasti. Další nevýhodou je účinnost, která bude u systému čerpadla pracujícího v turbínovém režimu vždy menší než u klasických vodních turbín.

Následně byly popsány oblasti použití čerpadel provozovaných v turbínovém režimu. Tyto stroje mohou sloužit především k výrobě elektrické energie jako primární cíl instalace a dále k hydraulické rekuperaci energie jako vedlejší produkt zařízení, které nebylo navrženo k výrobě elektrické energie.

Praktická část diplomové práce je zaměřena na vytvoření matematického modelu potrubního systému s čerpadlem v turbínovém provozu a jeho regulaci. Regulace je v systému řešena obtokovou větví a škrtícími ventily v hlavní větvi. Z charakteristiky naměřených dat, která byla získána z experimentu v hydraulické laboratoři, byl určen optimální provozní bod čerpadla pracujícího v turbínovém režimu s parametry průtoku $Q = 115{,}3925\, l \cdot s^{-1}$ a spádu $H = 85{,}6968\, m$ při otáčkách stroje $n = 3000\, min^{-1}$. Pro tyto parametry a potrubní systém byl navržen matematický model v programu MS Excel. V systému však docházelo ke změnám průtoku na vyšší i nižší hodnoty a matematický model byl dále upraven tak, aby bylo splněno, že čerpadlo v turbínovém režimu bude pracovat v pracovní oblasti dané charakteristikou stroje Q-Y. Cílem tedy bylo, pomocí vytvořeného matematického modelu, zjistit především hodnoty ztrátových součinitelů škrtících ventilů (i v obtokové větvi) tak, aby čerpadlo provozované v turbínovém režimu pracovalo v pracovní oblasti. Z těchto ztrátových součinitelů lze dále určit průtokové součinitele a hodnoty otevření ventilu.

Následně se pro celé spektrum prošetřovaných provozních průtoků vypočítaly celkové účinnosti a výkony systému. Nejvyšší celkové účinnosti dosahoval systém s čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu, pro navržené provozní otáčky, v bodě optimálního provozního průtoku, kde nebylo využíváno škrcení ani obtoku. Při vyšších provozních průtocích a využívání obtokové větvě, pak systém dosahoval vyšších celkových účinností než při nižších provozních průtocích a škrcení škrticími ventily v hlavní větvi.

Posledním krokem v diplomové práci bylo teoretické zapojení frekvenčního měniče. Byla zde provedena změna otáček na hodnoty $n = 2000\ min^{-1}$, $n = 2600\ min^{-1}$, $n = 2800\ min^{-1}$, $n = 3200\ min^{-1}$, $n = 3400\ min^{-1}$ a $n = 4000\ min^{-1}$ s následným přepočtem základních parametrů pomocí afinních vztahů. Pro všechny tyto hodnoty provozních otáček byly opět sestaveny matematické modely a byly vyhodnoceny hledané parametry. Dále byly spočteny celkové účinnosti a výkony a byly sledovány změny oproti původnímu navrženému provoznímu stavu. Z vypočtených hodnot a zobrazených grafů pak bylo patrné, že při provozních otáčkách $n = 2600\ min^{-1}$ a $n = 2800\ min^{-1}$ dosahuje systém vyšších hodnot celkových účinností a výkonů přenesených na hřídel především v oblasti využívání obtokové větve. Pro zjištění průměrných hodnot celkových účinností a výkonů přenesených na hřídel přes celé spektrum provozních průtoků, bylo využito integrálu pro střední hodnotu funkce. Výsledné hodnoty byly pro navržené provozní otáčky $n = 3000\ min^{-1}$: $\eta_c = 50{,}6151\ \%$, $P = 53025{,}6\ \mathrm{W}$, pro provozní otáčky nastavené pomocí frekvenčního měniče $n = 2800\ min^{-1}$: $\eta_c = 51{,}0933\ \%$, $P = 53891{,}1\ \mathrm{W}$ a pro $n = 2600\ min^{-1}$: $\eta_c = 50{,}7013\ \%$, $P = 53790{,}1\ \mathrm{W}$. Z uvedených výsledných hodnot je zřejmé, že nejvyšších hodnot celkové účinnosti a výkonu přeneseného na hřídel dosahuje čerpadlo provozované v turbínovém režimu při provozních otáčkách $n = 2800\ min^{-1}$. Je však nutné zdůraznit, že rozdíl je velmi malý a potrubní systém byl navržen na hodnotu provozních otáček $n = 3000\ min^{-1}$. Podobný efekt jako změna otáček, by mohla mít i změna charakteristiky původního čerpadla a jeho vhodné navržení pro konkrétní případ. Tuto změnu charakteristiky čerpadla provozovaného v turbínovém režimu lze provést například stočením oběžného kola stroje.

Všechny cíle diplomové práce byly splněny. Byla provedena rešerše možného použití čerpadla v turbínovém režimu, byla rozebrána problematika Eulerovy čerpadlové a turbínové rovnice a byl sestaven matematický model pro řešení potrubního systému s čerpadlem pracujícím v turbínovém režimu a jeho regulací. Pro přehlednost byl matematický model vytvořen v programu MS Excel. Bylo by však vhodné tento model zpracovat spíše například v programu Matlab, kde by se celý systém více zautomatizoval a zadávání vstupních parametrů a veškeré změny v matematickém modelu včetně jeho řešení by byly méně pracné a časově náročné.

Zdroje

[1] CHAPALLAZ, J.M., P. EICHENBERGER a G. FISCHER. Manual on Pumps Used as Turbines [online]. 11. Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1992 [cit. 2021-3-29]. ISBN 3-528-02069-5. Dostupné z: http://www.nzdl.org/cgi-bin/library

[2] AMELIO, Mario, Silvio BARBANELLI a Domenico SCHINELLO. Review of Methods Used for Selecting Pumps as Turbines (PATs) and Predicting Their Characteristic Curves. Energies [online]. 2020, 13(23), 1–2 [cit. 2021-3-26]. Dostupné z: https://www.mdpi.com/1996-1073/13/23/6341

[3] Turbine mode. KSB Centrifugal Pump Lexicon [online]. Frankenthal: KSB SE & Co. [cit. 2021-3-26]. Dostupné z: https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156

[4] JAHN, Jan. Úpravy čerpadla pro provoz v turbínovém režimu. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

[5] ALBERIZZI, J.C., M. RENZI, A. NIGRO a M. ROSSI. Study of a Pump-as-Turbine (PaT) speed control for a Water Distribution Network (WDN) in South-Tyrol subjected to high variable water flow rates. Energies [online]. 2017, 10(148), 226–233 [cit. 2021-3-17]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610218303655?via%3Dihub

[6] VARCHOLA, Michal. Interakcia obežného kolesa a statora odstredivého čerpadla. 1. vydanie. V Bratislave: Slovenská technická univerzita, 2017, 190 stran: ilustrace. ISBN 978-80-227-4735-6.

[7] Druhy čerpadel. Strojní projektant [online]. [cit. 2021-2-14]. Dostupné z: https://strojni-projektant.webnode.cz/l/druhy-cerpadel/

[8] Druhy čerpadel [online]. 2010 [cit. 2021-2-12]. Dostupné z: https://druhy-cerpadel.cz/

[9] ŠOB, František. Hydromechanika. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2008, 238 s.: il. ISBN 978-80-214-3578-0

[10] JANALÍK, Jaroslav. Hydrodynamika a hydrodynamické stroje [online]. Ostrava, 2008 [cit. 2021-3-16]. Dostupné z: http://uchi-old.vscht.cz/uploads/pedagogika/hydro/Janalik-Hydrodynamika.pdf. Učební text. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.

[11] DRÁBKOVÁ, Sylva a kol. Mechanika tekutin [online]. Ostrava, 2007 [cit. 2021-3-17]. Dostupné z: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/Mechanika%20tekutin.pdf. Učební text. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.

[12] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. Čerpací technika. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1987. 157 s.

[13] PASCHKE, Antonín. Úplná charakteristika hydrodynamického stroje [online]. Ostrava, 2014 [cit. 2021-3-21]. Dostupné z: https://core.ac.uk/download/pdf/94759934.pdf. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Daniel Himr, Ph.D.

[14] KONEČNÁ, Kateřina. Návrh pracovního bodu odstředivého čerpadla [online]. Brno, 2008 [cit. 2021-3-28]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6696. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

[15] FERDA, Tomáš. Design frekvenčního měniče pro čerpadla [online]. Brno, 2017 [cit. 2021-3-28]. Dostupné z: https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/67184/final-thesis.pdf?sequence=9&isAllowed=y. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Richard Sovják.

[16] DOUBRAVA, Jiří. Regulační armatury 4. doplněné a upravené vydání. 4. vyd. Litomyšlská 1378, 560 03 Česká Třebová: Invence – Vladimír Peleška, Janov u Litomyšle, 2006. Dostupné z: http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125esb1,125esbb/soubory/ldm_sbornik2006.pdf

[17] EXNER, H. Základy hydraulických systémů a základní hydraulické komponenty. 3. vyd. G.L. Rexroth GmbH, 2005

[18] Control by throttling. KSB Centrifugal Pump Lexicon [online]. Frankenthal: KSB SE & Co. [cit. 2021-4-2]. Dostupné z: https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/control-by-throttling/192328

[19] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. Čerpací technika a potrubí: Návody do cvičení [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2021-4-11]. Dostupné z: http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf. Učební text. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.

[20] SMYČEK, Ondřej. Regulační a bezpečnostní prvky hydraulických obvodů [online]. Brno, 2014 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/32331/final-thesis.pdf?sequence=8&isAllowed=y. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

[21] PATELIS, Menelaos, Vasilis KANAKOUDIS a Konstantinos GONELAS. Pressure Management and Energy Recovery Capabilities Using PATs. Procedia Eng. [online]. 2016, 23 November 2016n. l., (162), 503–510 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705816334038

[22] MEIRELLES LIMA, Gustavo, Edevar LUVIZOTTO JUNIOR a Bruno MELO BRENTAN. Selection of Pumps as Turbines Substituting Pressure Reducing Valves. Procedia Eng. [online]. 2017, 3 August 2017n. l., (186), 676–683 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817328230

[23] ALGIERI, Angelo, Demetrio ANTONIO ZEMA, Angelo NICOTRA a Santo MARCELLO ZIMBONE. Potential energy exploitation in collective irrigation systems using pumps as turbines: A case study in Calabria (Southern Italy). J. Clean. Prod. [online]. 2020, (257) [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0959652620305850?casa_token=p_b2Klm1PKUAAAAA:qC4MhAZoEX5g2VqWP2Vk73YrPtM6lJ01dz2S2AspVX-tZKgs8HCCiYZ_KGRFLgNd5kMyEDG4XA

[24] RENZI, Massimiliano, Pavel RUDOLF, David ŠTEFAN, Alessandra NIGRO a Mose ROSSI. Energy recovery in oil refineries through the installation of axial Pumps-as-Turbines (PaTs) in a wastewater sewer: a case study. Energy Procedia [online]. 2019, (158), 135–141 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610219300670

[25] BARBARELLI, S., M. AMELIO a G. FLORIO. Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in microhydro plants. Energy Convers. Manag. [online]. 2017, (149), 781–797 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890417302157?casa_token=GXfhGCUNh78AAAAA:3J_ytPc9O5ivGmfLsWHnXgU2Q59fQHsVqaux6d4gCujvKWwXGXNsVLJT-6wBjKwp_A9ffGvIvA

[26] ARRIAGA, Mariano. Pump as turbine – A pico-hydro alternative in Lao People's Democratic Republic. Renew. Energy [online]. 2010, (35), 1109–1115 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148109003863?casa_token=IWT57Yf-XiEAAAAA:GxKBxP7K09iFxgFOquqv14vAGM_Mez5jl6ubPhkj739QT4e-oe26YJGA7HEXA8lX2OCqN2Sq7A

[27] MOTWANI, K.H., S.V. JAIN a R.N. PATEL. Cost Analysis of Pump as Turbine for Pico Hydropower Plants – A Case Study. Procedia Eng. [online]. 2013, (51), 721–726 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705813001045

[28] SHOU, George. Antamina's Copper and Zinc Concentrate Pipeline Incorporates Advanced Technologies [online]. 2016 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/267698993_Antamina%27s_Copper_and_Zinc_Concentrate_Pipeline_Incorporates_Advanced_Technologies

[29] Bypass. KSB Centrifugal Pump Lexicon [online]. Frankenthal: KSB SE & Co. [cit. 2021-4-2]. Dostupné z: https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/bypass/191656

[30] Axiální hydrodynamická čerpadla. Čerpadla, multimediální učební pomůcka [online]. Jan Hruška, 2008 [cit. 2021-4-21]. Dostupné z: https://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0018.htm

[31] Axiální hydrodynamická čerpadla. Čerpadla, multimediální učební pomůcka [online]. Jan Hruška, 2008 [cit. 2021-4-21]. Dostupné z: https://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0008.htm

[32] Axiální hydrodynamická čerpadla. Čerpadla, multimediální učební pomůcka [online]. Jan Hruška, 2008 [cit. 2021-4-21]. Dostupné z: https://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0010.htm

[33] Principy průmyslových čerpadel – 8.díl – vřetenová čerpadla. *Automatizace.hw.cz* [online]. [cit. 2021-4-21]. Dostupné z: https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-8dil-vretenova-cerpadla

Seznam použitých symbolů

a	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení tělesa
α	$[rad]$	úhel mezi obvodovou a absolutní rychlostí
α_p	[1]	součinitel vyjadřující poměr složek c_{u2T} a $c_{u2č}$
β	$[rad]$	úhel mezi obvodovou a relativní rychlostí
$\vec{c}$	$[m \cdot s^{-1}]$	absolutní rychlost kapaliny
$\overrightarrow{c_u}$	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová složka absolutní rychlosti
$\overrightarrow{c_m}$	$[m \cdot s^{-1}]$	meridiánová složka absolutní rychlosti
C_H	[1]	výškový koeficient
C_Q	[1]	průtokový koeficient
D	$[m]$	průměr potrubí ve výtlaku čerpadla
D_2	$[m]$	průměr potrubí v sání čerpadla
Eu	[1]	Eulerovo číslo
Fr	[1]	Freudovo číslo
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
H	$[m]$	spád, dopravní výška čerpadla
H_z	$[m]$	ztrátová výška
K_v	$[m^3 \cdot hod^{-1}]$	průtokový součinitel
$K_{v,max}$	$[m^3 \cdot hod^{-1}]$	průtokový součinitel při maximálním otevření ventilu
k	[1]	koeficient
ξ	[1]	ztrátový součinitel
ξ_c	[1]	celkový ztrátový součinitel
ξ_m	[1]	ztrátový součinitel – místní ztráta
λ	[1]	koeficient tření
M_k	$[Nm]$	krouticí moment
m	$[kg]$	hmotnost
n	$[s^{-1}]$	otáčky hydrodynamického stroje
n_q	$[s^{-1}]$	specifické otáčky
η	[1]	účinnost
η_o	[1]	objemová účinnost
η_m	[1]	mechanická účinnost
η_h	[1]	hydraulická účinnost
p	$[Pa]$	tlak
p_z	$[Pa]$	tlaková ztráta
Δp_z	$[Pa]$	tlaková ztráta ve škrtícím ventilu
P_h	$[W]$	výkon
P_p	$[W]$	příkon

Q_m	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok
Q	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok
Q_v	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	objemový průtok
R	$[kg \cdot m^{-7}]$	odpor potrubí
r	$[m]$	poloměr
Re	$[1]$	Reynoldsovo číslo
res	$[1]$	residuum
ρ	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	hustota
S	$[m^2]$	plocha
t	$[s]$	čas
$\vec{u}$	$[m \cdot s^{-1}]$	unášivá obvodová rychlost kapaliny
μ	$[1]$	skluzový faktor
υ	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost
$\vec{w}$	$[m \cdot s^{-1}]$	relativní rychlost kapaliny
$Y_{č,t}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	teoretická měrná energie čerpadla
$Y_{Č}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná energie čerpadla
$Y_{T,t}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	teoretická měrná energie turbíny
Y_T	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná energie turbíny
$Y_{zč}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	ztrátová měrná energie čerpadla
$Y_{z,m}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	ztrátová měrná energie – místní ztráty
$Y_{z,L}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	ztrátová měrná energie – délkové ztráty
z	$[1]$	otevření ventilu