

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ODBOR FLUIDNÍHO INŽENÝRSTVÍ VICTORA KAPLANA

Ing. Pavel JANDOUREK

VENTIL NA PRINCIPU VÍŘIVÉ TURBÍNY

**VALVE EXPLOITING THE PRINCIPLE OF THE SIDE-CHANNEL
TURBINE**

Zkrácená verze dizertační práce

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Vedoucí práce: prof. Ing. František Pochylý, CSc.

Oponenti: prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.
prof. Ing. Michal Varchola, CSc.

Datum obhajoby:

Klíčová slova: Ventil, Turbína, Turbínový ventil, Vířivá turbína

Keywords: Valve, Turbine, Turbine valve, Side-channel turbine

Místo uložení práce: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Technická
2896/2, 616 69, Brno, Česká Republika

© Pavel Jandourek, 2017

ISBN 80-214-

ISSN 1213-4198

OBSAH

ÚVOD

1 VÍŘIVÉ STROJE.....	6
1.1 Popis charakteristických vlastností	6
1.1.1 Vířivé turbíny.....	7
1.1.2 Náhrada redukčního ventilu.....	7
1.1.3 Náhrada článkového čerpadla v turbínovém režimu	8
1.2 Použití vířivé turbíny	8
2 LITERÁRNÍ REŠERŠE SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	9
2.1 Vířivé hydraulické stroje	9
3 TEORETICKÉ ODVOZENÍ MĚRNÉ ENERGIE A KROUTICÍHO MOMENTU VÍŘIVÉHO STROJE	10
4 STUDIE TURBÍNY S VÍŘIVÝM OBOUSTRANNÝM OBĚŽNÝM KOLEM.....	12
5 STUDIE VÍŘIVÉHO STROJE DELAVAN TURBO 90	16
6 STUDIE VÍŘIVÉ TURBÍNY V IN-LINE PROVEDENÍ.....	19
6.1 Jednostupňová vířivá turbína	19
6.2 Vícestupňová vířivá turbína.....	21
7 VYUŽITÍ NESMÁČIVÝCH POVRCHŮ	22
7.1 Kapka kapaliny na povrchu pevné látky	22
7.2 Využití nesmáčivých povrchů u vířivých strojů	23
8 ZÁVĚR	24
POUŽITÁ LITERATURA	26
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	27
ŽIVOTOPIS.....	29
ABSTRAKT	30

ÚVOD

V mnoha úlohách techniky je nutno snižovat tlak kapalin. Ke snížení tlaku se běžně používají tlakové redukční ventily. Nevyužívá se tak značná část tlakové energie, která by se mohla transformovat např. na energii elektrickou.

V čerpací technice se využívá vířivých čerpadel pro čerpání malých množství kapalin do velkých dopravních výšek. Tato čerpadla jsou charakterizována malými specifickými otáčkami $n_s = 4\text{--}40 \text{ min}^{-1}$ a po malé rekonstrukci je možné je využívat také v turbínovém provozu.

Vířivé stroje pracují s relativně vysokými tlaky a relativně malými průtoky a mají výkonové křivky s velmi stabilními charakteristikami. Jsou menší a mají jednodušší konstrukci, než jiná srovnatelná odstředivá čerpadla. I když dosahují poměrně nízkých účinností, jsou pro svojí spolehlivost a jednoduchost hodně využívány.

Existuje mnoho gravitačních vodovodů, na jejichž konci je značný přebytek energie kapaliny bez užitku disipován v regulační armatuře, což není žádoucí. Jedná se často o vodovodní řady pro vyšší spády. V současnosti se pro rekuperaci energie využívají článková čerpadla v turbínovém režimu. Ty jsou však vhodná pouze pro specifické otáčky vyšší než 35 min^{-1} , protože při nižších rychloběžnostech dosahují malých účinností. Proto je snahou nalézt stroj, který by při nižších specifických otáčkách využíval energii kapaliny s rozumnou účinností. Jako vhodné se jeví vířivé čerpadlo v turbínovém chodu, které má standardní oblast použití s nižší rychloběžností než odstředivé turbíny.

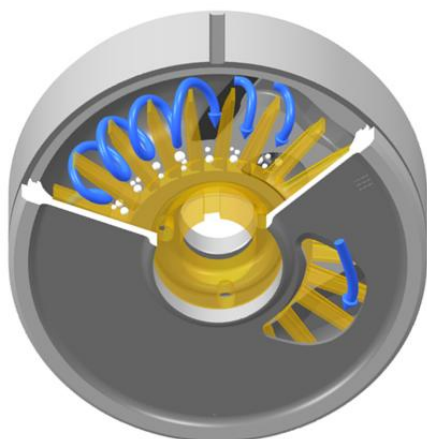
První část práce je zaměřena na rešerši literatury, popis současného stavu poznání a vytvoření nové koncepce vířivého stroje, který by měl ve funkci turbíny nahradit redukční ventil. Druhá část práce se zabývá odvozením teoretických vztahů a nalezením vhodného hydraulického tvaru a uspořádání pro budoucí vířivou turbínu. Dle vlastního návrhu je vyroben a proměřen plastový model vířivé turbíny. Je zakoupeno komerčně vyráběné vířivé čerpadlo, na kterém je proměřena turbínová charakteristika a ověřena funkce částečné rekuperace přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Formou náčrtků a doporučení je představeno možné budoucí konstrukční uspořádání jednostupňové a dvoustupňové vířivé turbíny v in-line provedení. Protože je obecně známo, že vířivé stroje dosahují nízkých účinností, jsou představeny možné varianty úprav pro zvýšení jejich účinností. Aplikací nesmáčivého povrchu na obtékané části v interiéru vířivé turbíny je možné snížit hydraulické ztráty.

Jednotlivé kapitoly dizertační práce jsou řazené tak, jak vznikal a probíhal výzkum a vývoj. V závěru je provedeno celkové shrnutí návrhu náhrady redukčního ventilu, umístěného v potrubním systému, za nově navržený turbínový ventil, pracující na vířivém principu.

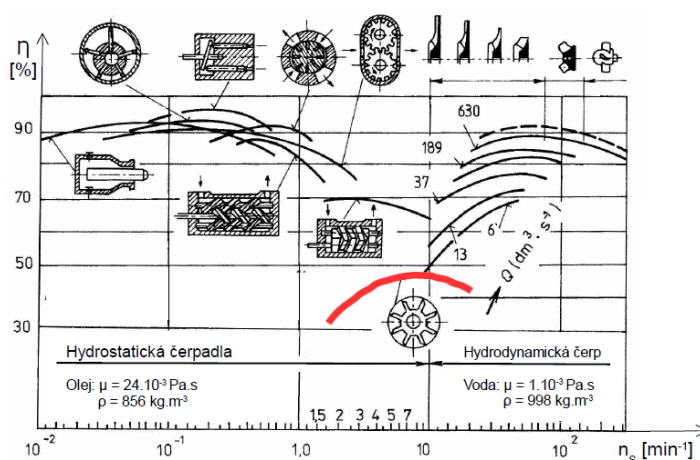
1 VÍŘIVÉ STROJE

1.1 POPIS CHARAKTERISTICKÝCH VLASTNOSTÍ

I když je předmětem dizertační práce vířivá turbína, bylo by ji vhodné nazývat jako vířivý stroj z důvodu mnohonásobného použití. Vířivé stroje (Obr. 1.1) mohou plnit svoji funkci při jakémkoliv směru průtoku a rotaci oběžného kola. Mohou se využívat jako čerpadla, turbíny, kompresory a vývěvy. Dále mohou nahrazovat redukční ventily, díky totožné odporové charakteristice, a také článková pomaloběžná čerpadla v turbínovém chodu. Mohou být také současně využity jako míchací a čerpací zařízení. Vyskytují ve dvou konstrukčních provedeních – otevřený a uzavřený typ. Charakteristickým prvkem typů jsou odlišné tvary oběžných kol.



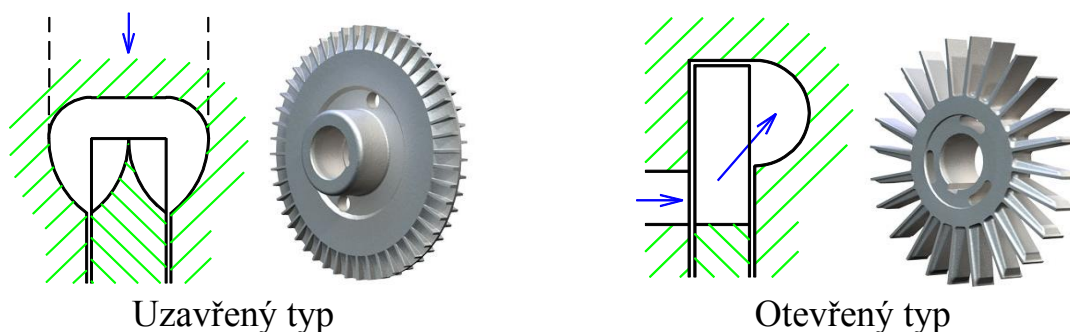
Obr. 1.1 Cirkulace kapaliny oběžným kolem a bočním kanálem [1]



Obr. 1.2 Diagram rozdělení hydraulických strojů dle rychloběžnosti (červeně vyznačené vířivé stroje) [2]

Nízká dosahovaná celková účinnost u vířivých strojů je způsobena několika faktory. Největší vliv na ni má hydraulická účinnost. Samotný princip funkce založený na víření, způsobuje vysokou disipaci energie. Proto nelze u vířivých strojů dosahovat vysokých hodnot účinnosti. Další vliv mají rázy nasávané kapaliny na lopatky oběžného kola a odcházející z oběžného kola do výtlaku. Objemovou účinnost ovlivňuje tloušťka boční spáry mezi oběžným kolem a statorovou částí. Na mechanickou účinnost mají vliv velké axiální síly, které mohou vznikat při cirkulaci kapaliny. Vhodným typem symetrické konstrukce je můžeme minimalizovat.

Vířivé stroje se dle tvaru oběžného kola dělí do dvou hlavních typů. U oběžných kol uzavřeného typu je kapalina přiváděna přímo do kanálu. Používají se pro specificky pomaloběžnější stroje ($n_s = 5\text{--}10 \text{ 1/min}$). Oběžná kola otevřeného typu mají přívod kapaliny k lopatkám na menším poloměru než je poloměr kanálu. Využívají se spíše u čerpadel z důvodu lepší samonasávací schopnosti.

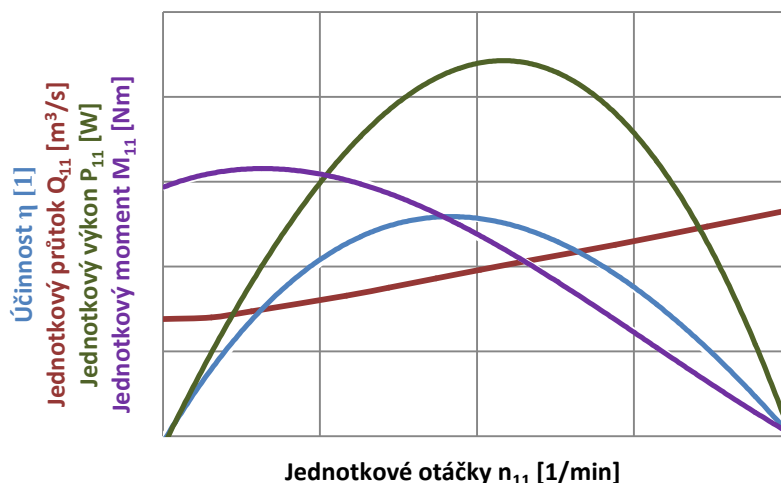


Obr. 1.3 Tvary oběžných kol u vířivých strojů

1.1.1 Vířivé turbíny

Spadají do kategorie přetlakových turbín. Jsou určeny pro malé průtoky a relativně velké spády. Pracovní oblast je v rozmezí specifických otáček $n_{st} = 2-30$ 1/min. Turbína může zpracovávat pouze část spádu. Hlavní nevýhodou je malá účinnost, která se běžně pohybuje od 20 do 50 %. Prostor pro jejich využití vzniká, díky tomu, že dosažení vysoké účinnosti Francisovými turbínami je při specifických otáčkách $n_s < 35$ 1/min značně problematické. Při takových parametrech se začne projevovat protiběžný vír v kanálech mezi lopatkami oběžného kola, diskové a objemové ztráty. To způsobuje pokles účinnosti, která se tak může dostat i pod hodnotu 40 %. V takových situacích může být výhodné použít vířivé turbíny, protože mají vyšší účinnost než pomaloběžné Francisovy turbíny. Vířivé turbíny jsou vhodné k regulaci, díky ploché křivce účinnosti v okolí optimálního bodu a lineární závislosti průtoku na otáčkách.

Teoretické energetické charakteristiky účinnosti η , jednotkového průtoku Q_{11} , výkonu P_{11} a momentu M_{11} jsou vynášeny v závislosti na jednotkových otáčkách n_{11} (Obr. 1.4). Průběhy křivek jsou výsledkem skutečného měření.

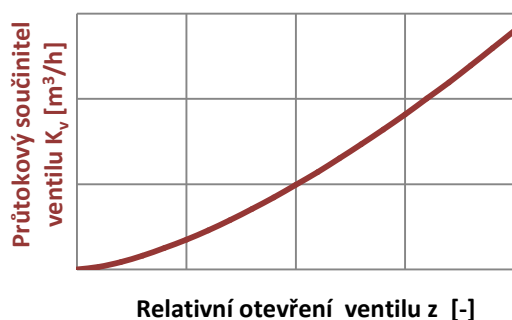


Obr. 1.4 Průběh charakteristik vířivé turbíny

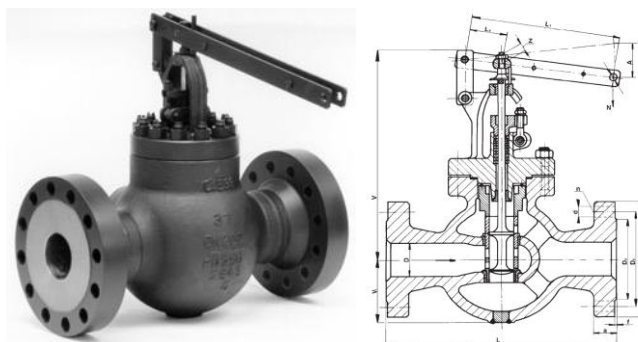
1.1.2 Náhrada redukčního ventilu

Redukční ventily jsou zdrojem vysokých hydraulických ztrát a jejich nahrazení je možné z důvodu totožné odporové charakteristiky vířivé turbíny a redukčního ventilu. Turbínová charakteristika jednotkového průtoku Q_{11} na jednotkových

otáčkách n_{11} (Obr. 1.4) je analogií ventilové charakteristiky průtokového součinitele K_v na relativním otevření armatury z (Obr. 1.5). Pro rekuperaci energie je potřebný určitý tlakový spád média ve ventilu.



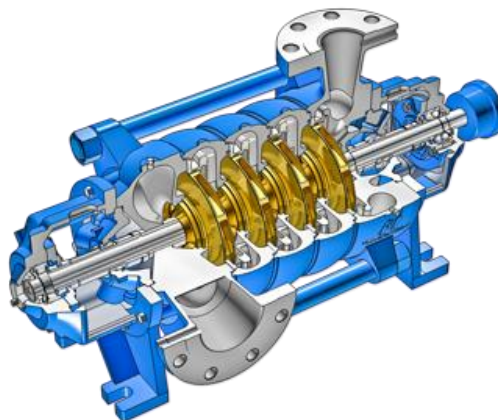
Obr. 1.5 Průtoková charakteristika redukčního ventilu



Obr. 1.6 Redukční ventil [3]

1.1.3 Náhrada člankového čerpadla v turbínovém režimu

Članková čerpadla v turbínovém režimu nejsou vhodná pro specifické otáčky $n_s < 35$ 1/min, z důvodu problematického dosažení vysoké účinnosti. Při takových parametrech se začne projevovat protiběžný vír v kanálech mezi lopatkami oběžného kola, diskové a objemové ztráty. To způsobuje značný pokles účinnosti, která se tak může dostat i pod hodnotu 30 %. V takových situacích může být výhodné použít vířivé turbíny, protože mají vyšší účinnost než pomaloběžná članková čerpadla a jednodušší konstrukci.



Obr. 1.7 Člankové čerpadlo [4]

1.2 POUŽITÍ VÍŘIVÉ TURBÍNY

Na přečerpávací vodní elektrárně Dalešice se odebírá voda na chlazení přímo z přivaděče (Obr. 1.8). Voda odebraná na chlazení není využita na výrobu elektrické energie. Při škrcení ve ventilu část tlakové energie ve formě tepla přestupuje do chladicí vody a ohřívá ji. Tlak vody je škrcen z 8,5 na 4 bary. Proto zde vzniká potenciál energetického využití. Odebíraný průtok činí $0,145$ m³/s. Je požadována možnost regulace na



Obr. 1.8 Redukční ventil v okruhu

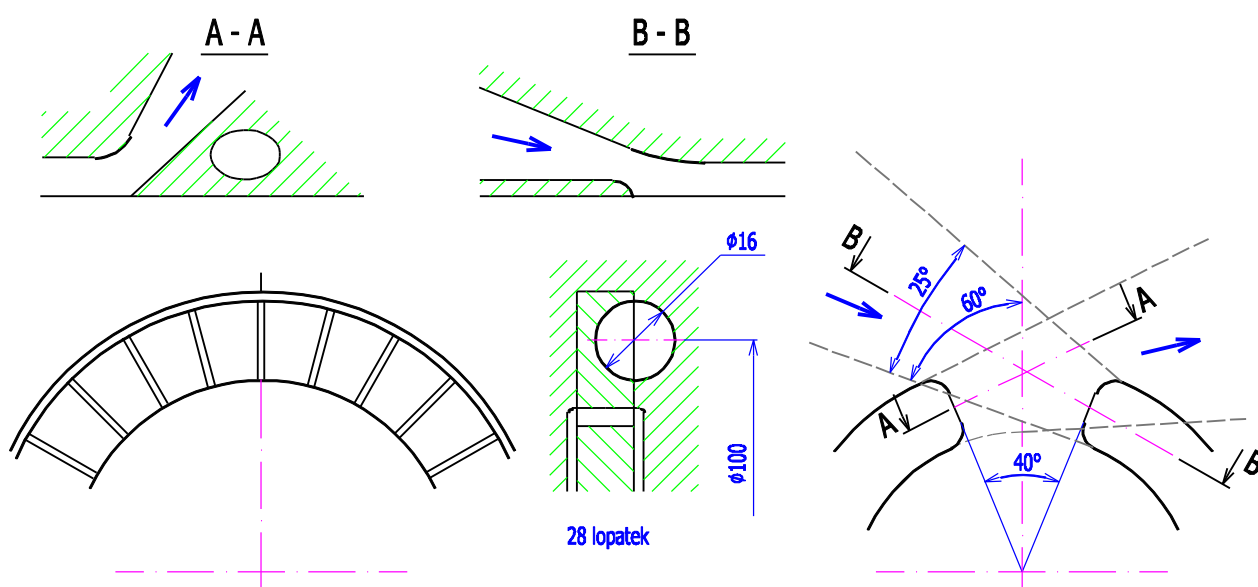
průtoku až na $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$ [5]. Další použití může být ve vodovodních řadech, energetice, chemických procesech nebo tam, kde dochází k nežádoucí přeměně energie na teplo vlivem regulace průtoku.

2 LITERÁRNÍ REŠERŠE SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Tato kapitola obsahuje rešerši současného stavu poznání. Je velmi obtížné nalézt literaturu, která by se zabývala teoretickou částí vířivých turbín nebo čerpadel. V rešerši jsou uvedeny a publikovány nejzajímavější nalezené literární prameny.

2.1 VÍŘIVÉ HYDRAULICKÉ STROJE

Nejzajímavější nalezenou literaturou je kniha autora J. V. Bajbakova – Vířivé hydraulické stroje [6]. Kniha popisuje hydraulický stroj, který se používá především jako čerpadlo s bočním kanálem, ale lze jej využít i jako turbínu. Jsou popsána měření několika typů turbín. Nejlepší vlastnosti má turbína uzavřeného typu s kruhovým meridiálním řezem, u které byla dosažena nejvyšší účinnost. Jedná se o turbínu uzavřeného typu s lopatkami na boční straně oběžného kola (Obr. 2.1). Roztečný průměr oběžného kola je 100 mm a průměr kanálu 16 mm. Meridiální řez oběžného kola i kanálu je kruhový. Na obrázku je znázorněn přívod i odvod vody. Měření turbíny se uskutečnilo při tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a tělesem turbíny 0,17 mm. Parametry turbín silně závisí na tloušťce čelní spáry mezi oběžným kolem a tělesem. Tloušťka lopatek je 1 mm. Při optimálním režimu se spádem $H = 14 \text{ m}$ bylo dosaženo účinnosti $\eta = 54 \%$.



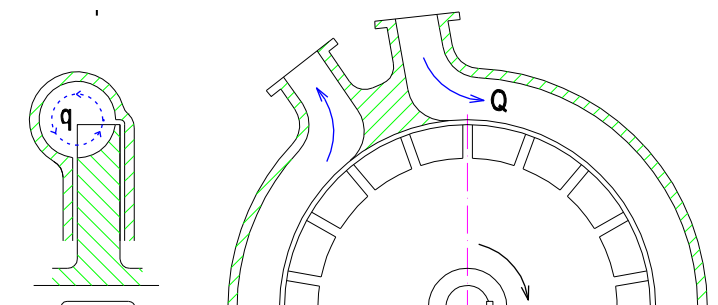
Obr. 2.1 Schéma průtočné části turbíny uzavřeného typu

3 TEORETICKÉ ODVOZENÍ KROUTICÍHO MOMENTU A MĚRNÉ ENERGIE VÍŘIVÉHO STROJE

V této kapitole je popsán postup odvození obecného vztahu pro měrnou energii a krouticí moment na hřídeli vířivého stroje. U vodních turbín platí pro měrnou energii Y následující vztah:

$$Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) - (M_{kt} \omega - M_{kD} \omega - 2D) \frac{1}{\rho Q} \quad (3.1.1)$$

Tento vztah však není možné použít pro vířivé čerpadlo, ani pro vířivou turbínu, neboť se zde v mezilopátkovém prostoru vyskytuje lokální vír, charakterizovaný průtokem q .



Obr. 3.1 Vířivá turbína (q – průtok přes oběžné kolo, Q – průtok strojem)

Využijeme-li Navier-Stokesovu rovnici v inerciálním prostoru

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1.2)$$

lze odvodit následující vztah pro měrnou energii vířivé turbíny.

$$Y = Y_k \frac{q}{Q} + 2D_s \frac{1}{\rho Q} \quad (3.1.3)$$

Z výrazu (3.1.3) je zřejmé, že měrná energie vířivé turbíny je podstatným způsobem ovlivněna průtokem přes oběžné kolo q , způsobeným lokálním vírem. Výraz (3.1.3) lze také vyjádřit pomocí hydraulické účinnosti η_h .

$$\eta_h Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{Q} - (M_{kt} - M_{kD}) \frac{\omega}{\rho Q} \quad (3.1.4)$$

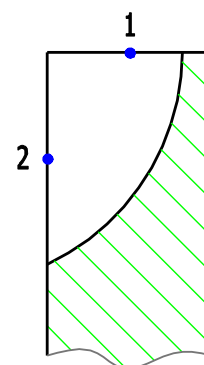
Krouticí moment M_k na hřídeli vířivé turbíny.

$$M_k = \frac{\rho}{\omega} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) q + M_D \quad (3.1.5)$$

Z výrazu (3.1.4) je zřejmý zásadní rozdíl ve srovnání s výrazem (3.1.1) pro klasické typy vodních turbín. Pro úspěšné vyřešení rovnice (3.1.4) je nutné zjistit následující závislosti:

- závislost průtoku přes oběžné kolo q na vnějším průtoku Q (Obr. 3.1) – určení průtoků pomocí CFD softwaru, průtok Q z hydraulického měření. Poměr q / Q pro $q > Q$ navyšuje měrnou energii turbíny vzhledem k měrné energii oběžného kola.

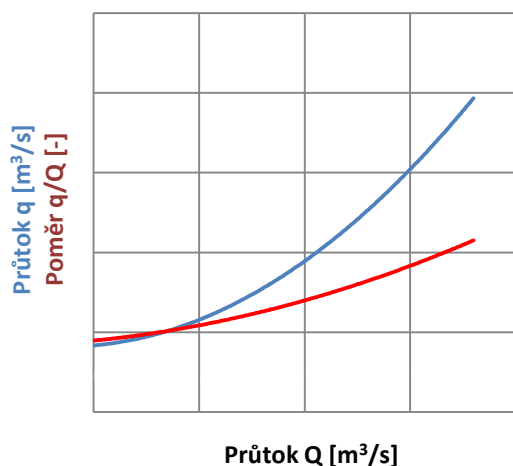
- určit složky absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti c_{u1} a c_{u2} v bodech 1 a 2 (Obr. 3.2) v závislosti na průtoku Q – určení složek absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti je u vířivé turbíny poměrně složité, nejlepší možností se jeví využití CFD softwaru. U vířivých čerpadel jde s určitou nepřesností využít i výpočetních vzorců pro odstředivá čerpadla a korekci odklonu relativní rychlosti dle Waissera nebo měřením rychlostí metodou LDA.



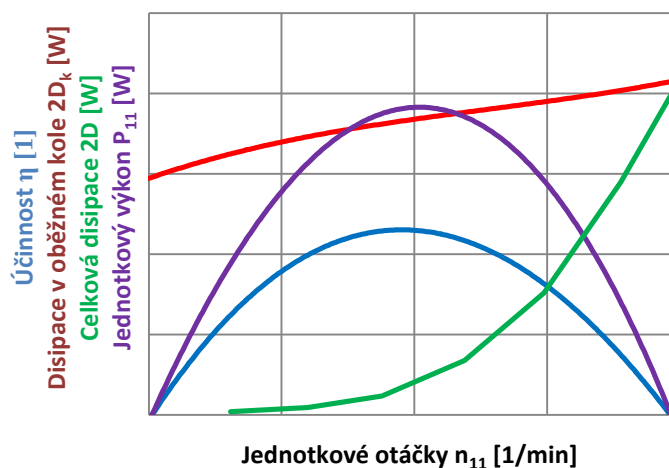
Obr. 3.2 Řez vířivým kolem

- krouticí moment M_{kt} přenášený nefunkčními plochami oběžného kola a krouticí moment M_{kD} přenášený plochami 1 a 2 (Obr. 3.2) – oba nejlépe z CFD softwaru.

Na (Obr. 3.3 a 3.4) jsou znázorněny ideální průběhy průtoků a energetických charakteristik vířivé turbíny, zjištěné na základě výpočtového modelování.



Obr. 3.3 Graf průběhů průtoku přes oběžné kolo q u turbíny dle CFD

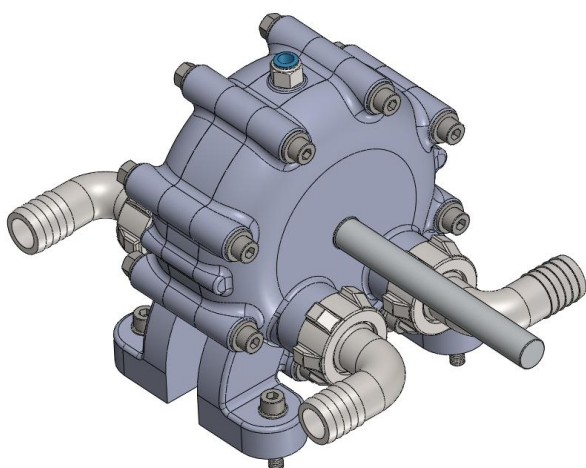


Obr. 3.4 Graf průběhů energetických charakteristik u vířivé turbíny

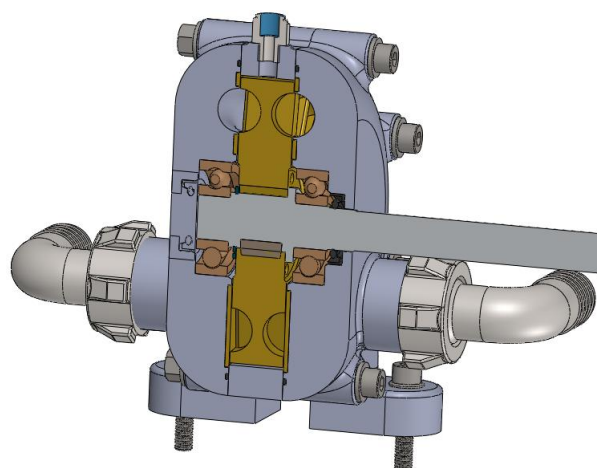
Odvozené teoretické vztahy pro krouticí moment M_k a měrnou energii Y vířivé turbíny jsou ověřeny v následujících kapitolách na CFD výpočtech pracovních bodů, kde jsou dosazeny potřebné veličiny odečtené z výpočtu. Jejich výsledky jsou porovnány s naměřenými a vypočítanými hodnotami.

4 STUDIE TURBÍNY S VÍŘIVÝM OBOUSTRANNÝM OBĚŽNÝM KOLEM

Zde je zkráceně zdokumentován vývoj a návrh vířivé turbíny s oboustranným oběžným kolem. Výchozím bodem bylo zvolení čtyř základních hydraulických profilů vířivých strojů (dle rozměru hydraulické části – půlkruhový $\varnothing 20$ mm, čtvrtkruhový $\varnothing 20$ mm, obdélníkový a půlkruhový $\varnothing 16$ mm), které jsou vzápětí analyzovány. Je vybrán nejlepší profil, který je využit pro postupné propočítávání a budoucí tvorbu zkušebního modelu. Prvotní porovnávací výpočet je pouze stacionární s jednoduchou 3D geometrií a bez uvažování diskových ztrát. Ve výpočetní síti jsou definovány roviny pro monitoring vzniklého víru a proudění. Jediným kritériem hodnocení a výběru je pouze co nejvyšší dosažená účinnost. Je proveden výpočet hydraulických profilů pro turbínový režim. Z nich je nakonec vybrán profil s půlkruhovým průřezem kanálu $\varnothing 20$ mm a půlkruhovým průřezem oběžného kola, který dosahuje při srovnání nejlepších parametrů – účinnosti 67,79 %. Následuje výpočet s uvažováním diskových ztrát a je řešen vliv tloušťky boční spáry na výsledné charakteristiky a disipaci energie. Je proveden rozbor momentů a sil, které kapalina působí na oběžné kolo. A zobrazeny průběhy proudnic a vznik víru v kanále pro body s nejvyšší účinností. Vířivá turbína dosáhla při měření účinnosti 54,7 % při spádu $H = 24,85$ m s jednotkovým průtokem $Q_{11} = 0,034$ m³/s a jednotkových otáčkách $n_{11} = 28,5$ 1/min. Vlivem boční spáry s diskovými ztrátami je účinnost více než o 13 % nižší než v základním návrhu. Na závěr je provedena studie ideálního počtu lopatek oběžného kola. Nejvýhodnější je kolo se 20 lopatkami.



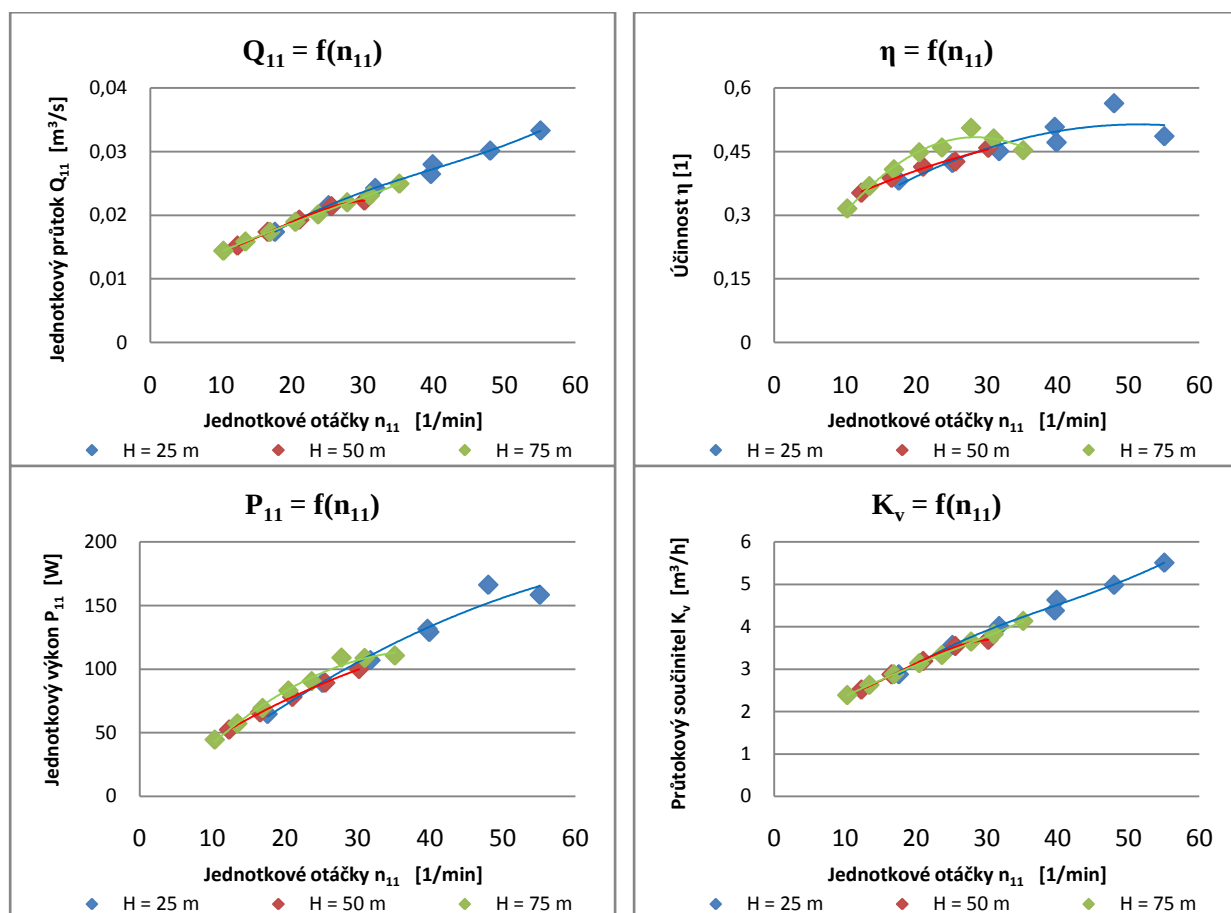
Obr. 4.1 Vířivá turbína



Obr. 4.2 Řez turbínou

Na základě předchozích poznatků a výpočtů je navržena nová koncepce vířivého stroje, který by měl sloužit především jako turbína. Z důvodu vysokého silového zatížení oběžného kola v axiálním směru a potřebě minimalizace tření v ložiskách, je nakonec vybrána varianta se symetrickým oběžným kolem. U které

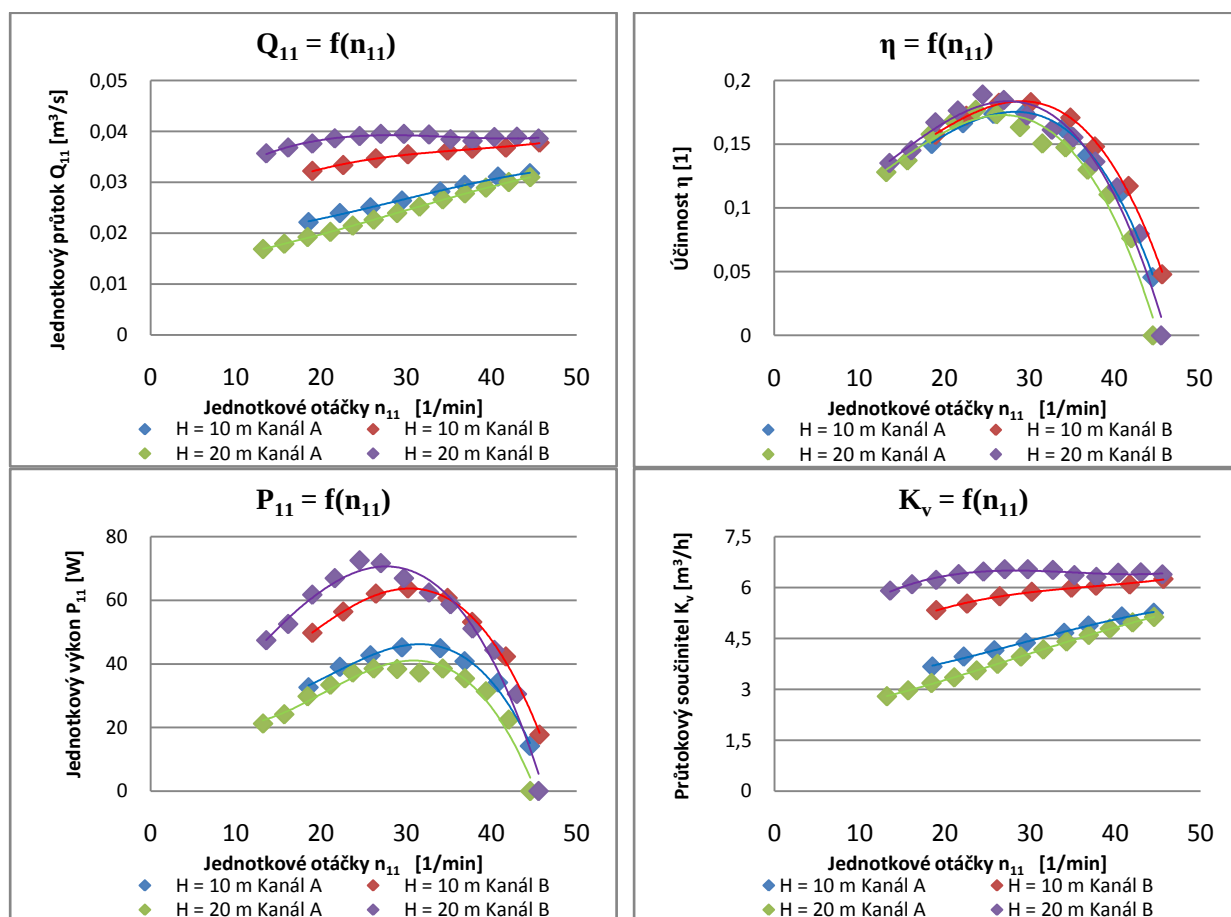
se předpokládá, že se axiální síly působící na oběžné kolo alespoň částečně vyruší. Vířivý stroj má na každé straně axiální přívod a odvod vody v prostoru bočních kanálů. Model vířivého stroje má malé rozměry tak, aby jej bylo možné proměřit v hydraulické laboratoři. Je vyroben pomocí 3D tisku s dostatečnou tloušťkou stěny, aby vydržel tlakové zatížení při provozu (Obr. 4.1 a 4.2). Následně je proveden nestacionární výpočet s rotující lopatkovou mříží skutečné poloviny nově navrženého interiéru vířivého stroje pro různé spády $H = 25, 50$ a 75 m. Výpočtem turbína při spádu $H = 25,03$ m dosáhla nejlepších parametrů účinnosti $\eta = 56,34 \%$ při jednotkových otáčkách $n_{11} = 47,97 \text{ min}^{-1}$. Křivka účinnosti je v okolí optima je poměrně plochá.



Obr. 4.3 Vypočítané grafy závislostí turbíny při konstantní tlakové diferenci

Měření plastového modelu vířivé turbíny provázely axiální vibrace oběžného kola. Proto bylo rozděleno sací potrubí na samostatná sání pro jednotlivé kanály. Na straně vyvedení hřídele je kanál s označením B, na protější straně modelu je kanál s označením A (Obr. 4.2). Zřejmě z důvodu odlišných odporů v sacích větvích a kanálech byly nepříznivým způsobem ovlivněny výsledné charakteristiky jednotlivých kanálů. Tento jev je zřejmý na všech grafických závislostech (Obr. 4.4). Hodnoty kanálu B jsou vždy vyšší, než kanálu A, ale měly by být přibližně stejné. Měření také neprokázalo předchozí předpoklady

získané výpočtovým modelováním. Z důvody velkých deformací plastové skříně při zatížení tlakem, byl maximální spád omezen na hodnotu 20 m. Vliv na výsledné hodnoty stroje měla také poměrně drsná struktura povrchu funkčních ploch oběžného kola a bočních kanálů. Tvorbu víru u měřeného modelu nelze objektivně posoudit bez proměření rychlostních profilů v interiéru stroje. Maximální účinnost $\eta = 18,9 \%$ je dosažena při jednotkových otáčkách $n_{11} = 24,5 \text{ 1/min}$ a spádu $H = 20 \text{ m}$.

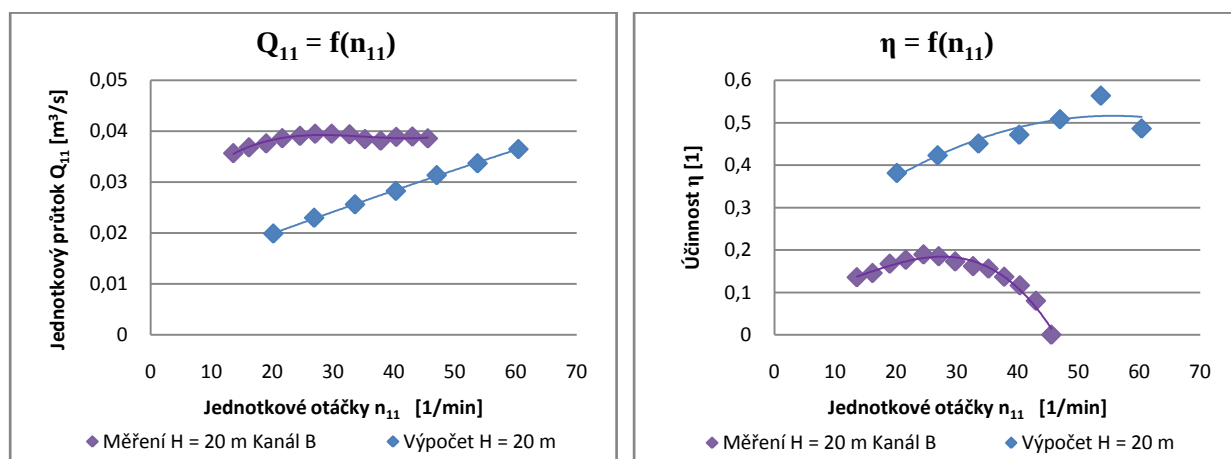


Obr. 4.4 Grafy závislostí ztrátového a průtokového součinitele turbíny

Veličiny	Hodnoty z CFD výpočtů	Naměřené hodnoty turbíny
Jednotkové otáčky $n_{11, \text{opt}}$	47,97 1/min	$24,5 \pm 0,5 \text{ 1/min}$
Jednotkový průtok $Q_{11, \text{opt}}$	$0,03 \text{ m}^3/\text{s}$	$0,039 \pm 0,26 \text{ m}^3/\text{s}$
Jednotkový moment $M_{11, \text{opt}}$	33,07 Nm	$28,25 \pm 0,28 \text{ Nm}$
Jednotkový výkon $P_{11, \text{opt}}$	166,17 W	$72,48 \pm 5,8 \text{ W}$
Spád H_{opt}	25,03 m	$20 \pm 0,09 \text{ m}$
Účinnost $\eta_{\text{max, opt}}$	56,34 %	$18,9 \pm 1,1 \%$
Specifické otáčky $n_{s, \text{opt}}$	22,81 1/min	5,33 1/min

Tab. 4.1 Porovnání optimálních provozních bodů získaných z výpočtů a měření

Turbína s vířivým oboustranným oběžným kolem je měřena při spádu $H = 10$ a 20 m a výpočet je proveden pro spády $H = 25, 50$ a 75 m. Aby mohly být parametry vířivých turbín porovnány při stejném spádu, jsou hodnoty z výpočtu při spádu $H = 25$ m přepočteny. Pro přepočet je využito afinních vztahů jednotkových veličin. Hodnoty v tab. 4.1 z měření turbíny platí pro kanál B při spádu $H = 20$ m, který po vyhodnocení vyšel nejlépe. Charakteristika účinnosti z výpočtu má téměř $3\times$ vyšší účinnost a optimální bod se nachází na dvojnásobných jednotkových otáčkách proti z měření.



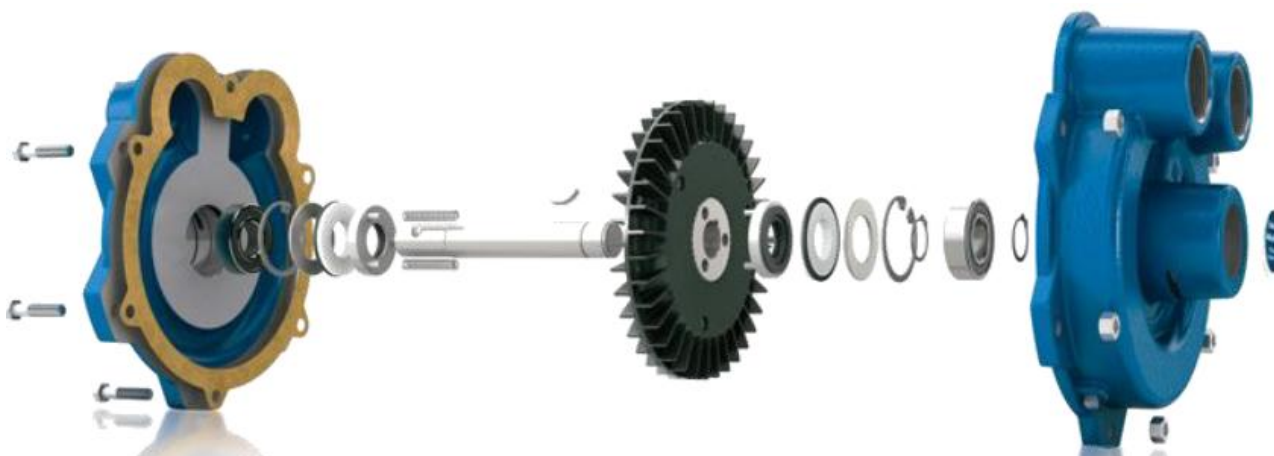
Obr. 4.5 Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik turbíny

Kapitola v dizertační práci navíc dále obsahuje měření pro několik nastavení spádů a výpočet charakteristik turbíny pro nastavení s okrajovými podmínkami konstantní vstupní rychlosti a výstupním tlakem a s podmínkou konstantní tlakové difference. Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik čerpadlového režimu. Ověření platnosti a přesnosti afinních vztahů u vířivých strojů prokázalo, že afinní vztahy, běžně používané pro přepočty odstředivých čerpadel, jsou pro vířivé čerpadlo dosti přesné. Analýzu proudění v boční spáře. Rozbor proudění v interiéru vířivé turbíny prokázal, že by bylo vhodné vylepšit hydraulický návrh, aby průtok přes oběžné kolo byl vyšší než průtok turbínou a docházelo tak k navyšování měrné energie vzhledem k měrné energii oběžného kola. Je možné tak dosáhnout vyšších účinností a výkonů.

Aby při měření nedocházelo k deformacím, které negativně ovlivňují vlastnosti stroje, měla by být turbína vyrobena z kovového materiálu. Poté by bylo možné objektivněji porovnat výsledky měření s hodnotami získanými výpočtovým modelováním. Rozpracování funkčního vzorku do podoby prototypu zatím brání příliš malá účinnost měřeného modelu. Řešení je nutné zdokonalit. Současná koncepce konstrukce vířivé turbíny s oboustranným vířivým oběžným kolem není úplně vhodná, z důvodu dvojice vstupů a výstupů na každé straně skříně. U in-line provedení, které by bylo možné umístit jako náhradu za armaturu nebo část potrubí, by bylo vhodné, aby byl na každé straně stroje pouze jeden vstup nebo výstup. V 6. kapitole je předpověděn další možný vývoj vířivé turbíny.

5 STUDIE VÍŘIVÉHO STROJE DELAVAN TURBO 90

Cílem této kapitoly je experimentálně ověřit, zdali je možné vířivé čerpadlo použít jako turbínu ve funkci regulátoru tlaku pro částečnou rekuperaci přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Regulace tlaku bude prováděna změnou otáček oběžného kola. Pro tuto možnost je zakoupeno sériově vyráběné vířivé čerpadlo od americké firmy Delavan s označením Turbo 90. Charakteristiky turbíny jsou měřeny při stejném spádu, ale rozdílném tlaku v sacím potrubí. Navíc je provedena analýza proudění pomocí výpočtového modelování proudění, která je porovnávána s měřením a odvozenou teorií.

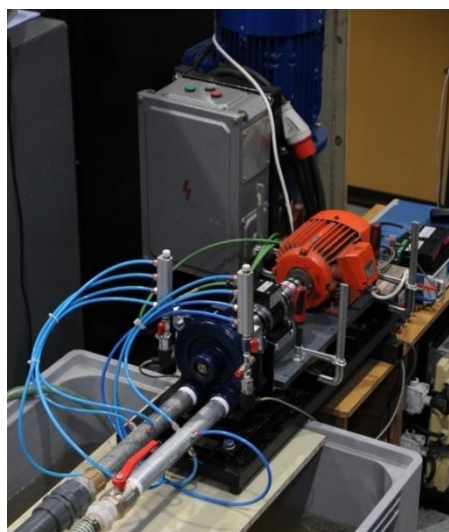


Obr. 5.1 Sestava vířivého čerpadla Delavan Turbo 90 [7]

Zkušební okruh na měření energetických charakteristik vířivé turbíny postavený v laboratoři odboru fluidního inženýrství (obr. 5.2 a 5.3). Pro regulaci otáček generátoru turbíny a podávacího čerpadla jsou použity frekvenční měniče. Veličiny vstupního a výstupního tlaku, krouticího momentu, otáček a průtoku jsou zaznamenávány měřícím počítačem a programem napsaného v Labview.

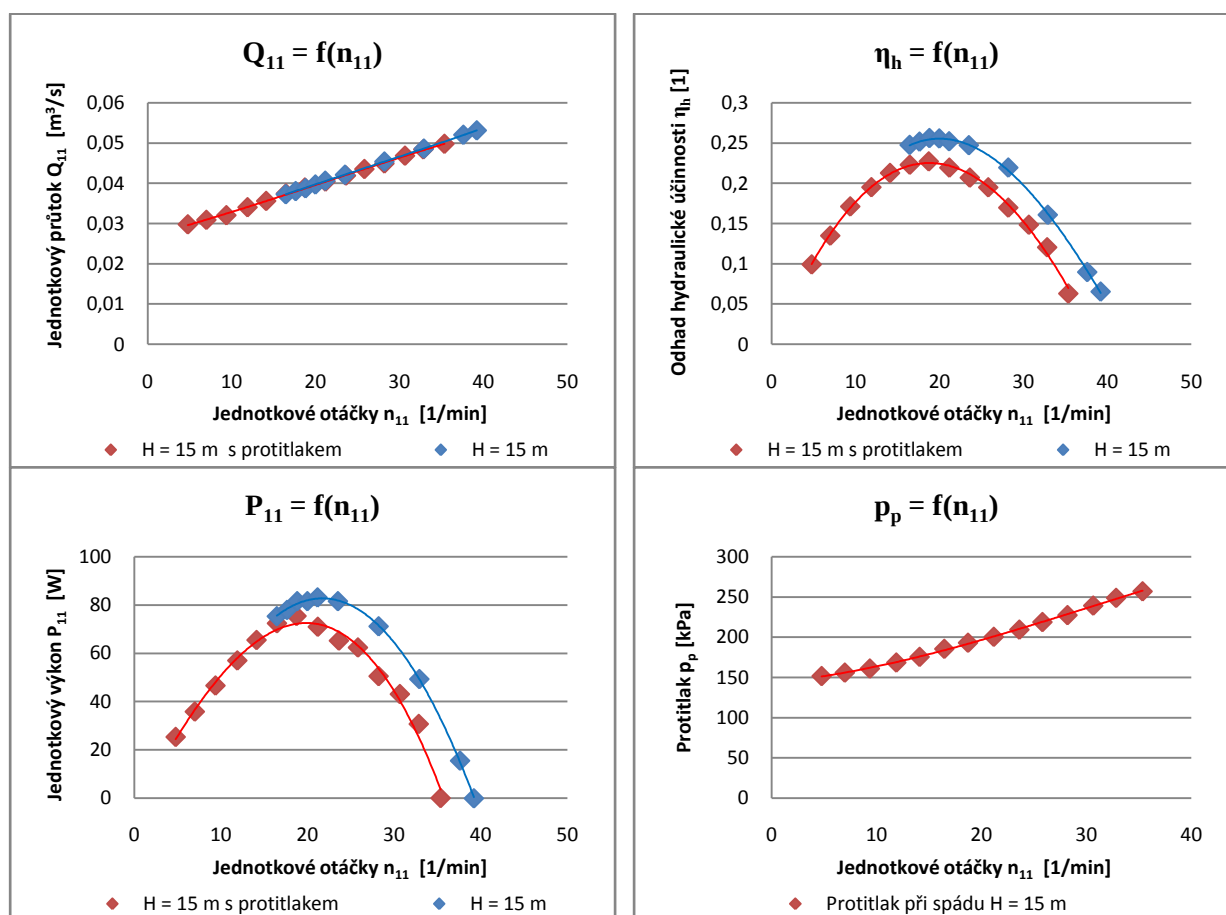


Obr. 5.2 Zkušební okruh s měřicí a regulační technikou



Obr. 5.3 Zapojení turbíny do okruhu

Měření zjišťuje změnu charakteristik turbíny, pokud by byla vřazená do potrubního systému jako náhrada za redukční ventil a zpracovávala by pouze část přebytečné tlakové energie ze systému. Charakteristiky turbíny jsou měřeny při konstantním spádu 15 m a měnících se otáčkách oběžného kola. První měření je provedeno s atmosférickým tlakem na sání, kdy kapalina vytéká do prostředí atmosférického tlaku. Druhé měření je s protitlakem v sacím potrubí. Závislost absolutních hodnot protitlaku v sací větvi v průběhu měření je zobrazena v grafu (Obr. 5.4) – $p_b = f(n_{11})$. Protitlak není konstantní, ale mění se v závislosti na průtoku a je vytvářen přivřením škrticího ventilu zařazeného za tlakovým odběrem v sací větvi měřicího okruhu. Je proveden přibližný odhad hydraulické účinnosti η_h změřením mechanických ztrát v uložení a ucpávkách rotoru a předpokladu nulových ztrátových průtoků ve stroji. Hodnoty veličin s protitlakem na sání jsou mírně nižší, než při výtoku do prostoru atmosférického tlaku.



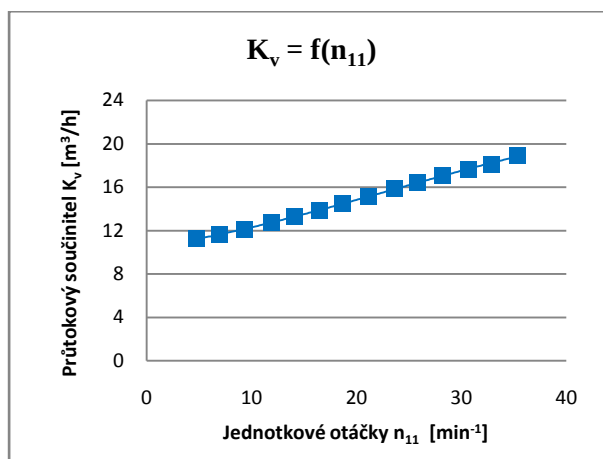
Obr. 5.4 Grafy závislostí měřené turbíny při konstantním spádu s protitlakem

Pokles účinnosti u měření s protitlakem v sacím potrubí je zřejmě způsoben vyšším ztrátovým průtokem skrze boční spáry a průtokem mezi bočními kanály. Odporová a průtoková charakteristika vířivé turbíny Delavan Turbo 90 je zobrazena na (Obr. 5.5). Průběh charakteristik turbíny je měřítkově totožný jako u redukčních ventilů.

Veličiny	Měření s protitlakem v sacím potrubí	Měření turbíny
Jednotkové otáčky $n_{11,opt}$	$18,71 \pm 0,5$ 1/min	$18,79 \pm 0,5$ 1/min
Jednotkový průtok $Q_{11,opt}$	$0,0389 \pm 0,00026$ m ³ /s	$0,0387 \pm 0,00026$ m ³ /s
Jednotkový výkon $P_{11,opt}$	$75,36 \pm 0,32$ W	$81,58 \pm 5,3$ W
Jednotkový moment $M_{11,opt}$	$34,98 \pm 0,28$ Nm	$41,13 \pm 0,28$ Nm
Spád H_{opt}	$15 \pm 0,09$ m	$15 \pm 0,09$ m
Účinnost η_{hmax}	$22,69 \pm 1,1$ %	$25,59 \pm 1,1$ %
Účinnost η_{max}	$18,84 \pm 1,1$ %	$21,46 \pm 1,1$ %

Tabulka 5.1 Porovnání optimálních pracovních bodů naměřených při spádu 15 m

Kapitola v dizertační práci navíc dále obsahuje výpočet a měření pro několik nastavení spádů a proměření charakteristiky při spádu $H = 10$ m v celém rozsahu otáček, včetně zastaveného oběžného kola. Výpočet a měření čerpadlového režimu. Ověření platnosti a přesnosti afinních vztahů u vířivých strojů, kde se prokázalo, že afinní vztahy jsou pro vířivé čerpadlo velmi přesné. Analýzu proudění v boční spáře a studii, kde je prokázán zásadní



Obr. 5.5 Průtoková charakteristika

vliv tloušťky boční spáry na výslednou účinnost a funkci vířivé turbíny. Porovnání výsledků teoreticky odvozených vztahů ze 3. kapitoly s vypočítanými hodnotami, které potvrzují tvrzení, že průtok oběžným kolem je vyšší, než průtok strojem a dochází k navýšení měrné energie turbíny, vzhledem k měrné energii oběžného kola.

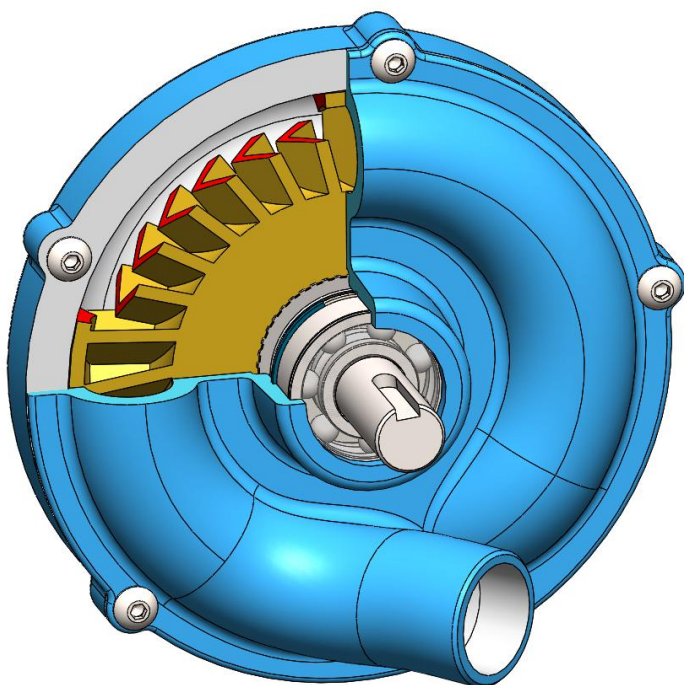
Experimentem je úspěšně ověřeno, že vířivé čerpadlo může být použito jako turbína pro rekuperaci přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Regulace velikosti redukováného tlaku je prováděna změnou otáček oběžného kola. Účinnost rekuperace zakoupeného vířivého čerpadla Delavan Turbo 90 ve funkci turbíny je pouze necelých 19 %. Účinnost hydraulického tvaru pro konstrukci turbínového ventilu s otáčkovou regulací je nutné zvýšit. Ideálně na úroveň vířivé turbíny uzavřeného typu s kruhovým meridiálním řezem z literární rešerše (Obr. 2.1), která dosahuje při spádu $H = 14$ m účinnosti $\eta = 54$ % [6].

6 STUDIE VÍŘIVÉ TURBÍNY V IN-LINE PROVEDENÍ

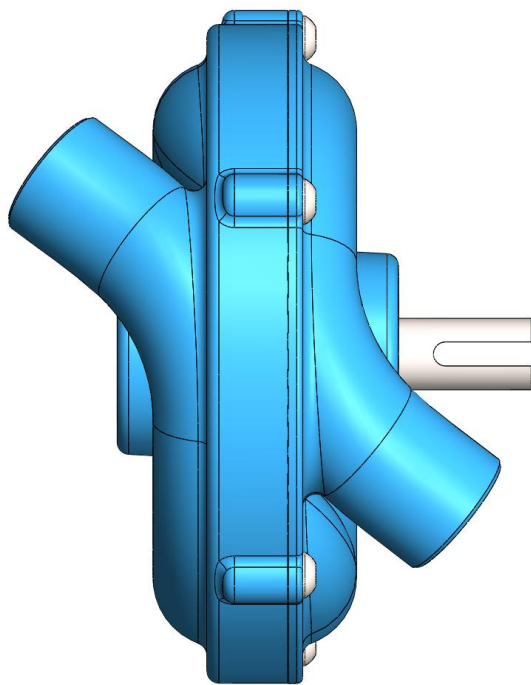
Tato kapitola obsahuje formou doporučení a náčrtků studii nově navržené vířivé turbíny pro rekuperaci přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Zde jsou použity poznatky získané v předešlých kapitolách a navržen nový model vířivé turbíny hydraulického profilu s půlkruhovým kanálem a průřezem oběžného kola.

6.1 JEDNOSTUPŇOVÁ VÍŘIVÁ TURBÍNA

Současná koncepce konstrukce vířivé turbíny s oboustranným vířivým oběžným kolem ze 4. kapitoly není úplně vhodná, z důvodu totožné dvojice hrdel vyústění bočních kanálů na každé straně skříně. U in-line provedení turbíny, kterou lze umístit jako náhradu za armaturu nebo část potrubí, je vhodné, aby bylo na každé straně stroje pouze jedno hrdlo vyústění. Proto je zvolena opět koncepce se symetrickým oběžným kolem, ale stranově průtočným. Díky tomu je vířivá turbína v in-line provedení s jedním hrdlem na každé bočnici a zjednoduší se tvarování přívodního a odtokového vyhrdlení. Navíc při použití stranově průtočného oběžného kola vychází celkově jednodušší konstrukce turbíny a zjednoduší se tvarování přívodního a odtokového vyhrdlení. Dojde ke snížení a převedení části axiálního zatížení na radiální, které je jednodušší zachytit v uloženích. In-line provedení vířivé turbíny je řešeno za použití stranově průtočného oběžného kola, určeného pro specificky pomaloběžné vířivé stroje.



Obr. 6.1 Vířivá turbína v in-line provedení

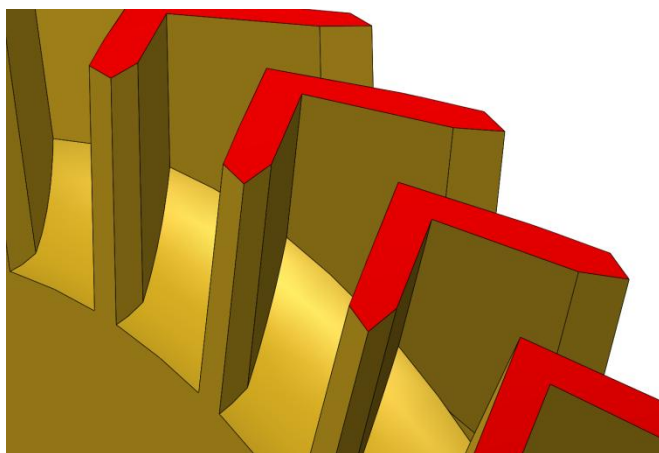


Obr. 6.2 Řez vířivé turbíny v in-line provedení

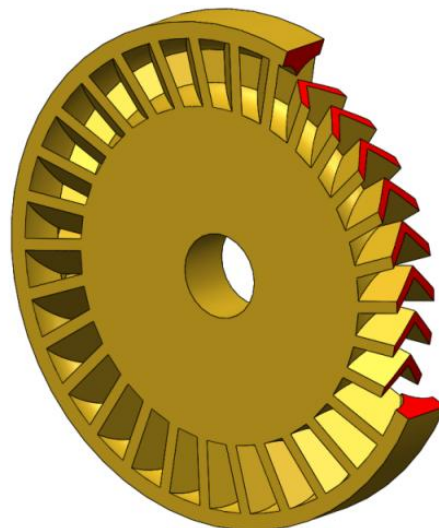
Stranově průtočné oběžné kolo má mezilopátkové prostory vedoucí z jedné strany oběžného kola na druhou a mezi nimi větší počet lopatek. Lopatky oběžného kola mohou být čistě radiální nebo mít tvar např. šípu (Obr. 6.3). Směr otáčení oběžného kola je ve směru proti špici lopatek. Šípové lopátkování v této práci již není propočítáno CFD programy. Na obvodu oběžného kola jsou lopatky spojeny obručí, která zvýší jejich pevnost.

Při pohledu na oběžné kolo je zřejmé, že tloušťka lopatek zabírá v bočním průmětu velkou plochu. Proto jsou nátokové hrany zkoseny, aby nedocházelo k rázu kapaliny při natékání naběžných hran lopatek (Obr. 6.4).

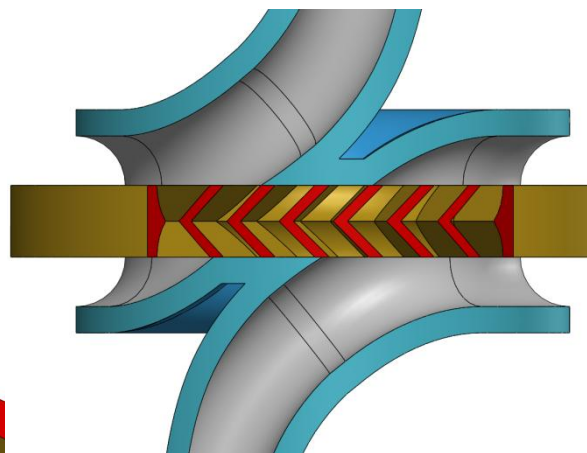
Základní tvar bočnice s tvarem bočního kanálu je pro obě bočnice vířivé turbíny symetrický. K dosažení nižších hydraulických ztrát ve vyhrdleních a případně v při přepouštění kapaliny mezi jednotlivými stupni je vstup a odvod kapaliny z bočních kanálů vyvedený pod úhlem. A tím je více prostoru pro připojení generátoru.



Obr. 6.4 Úprava hran lopatek oběžného kola



Obr. 6.3 Oběžné kolo se šípovým lopátkováním

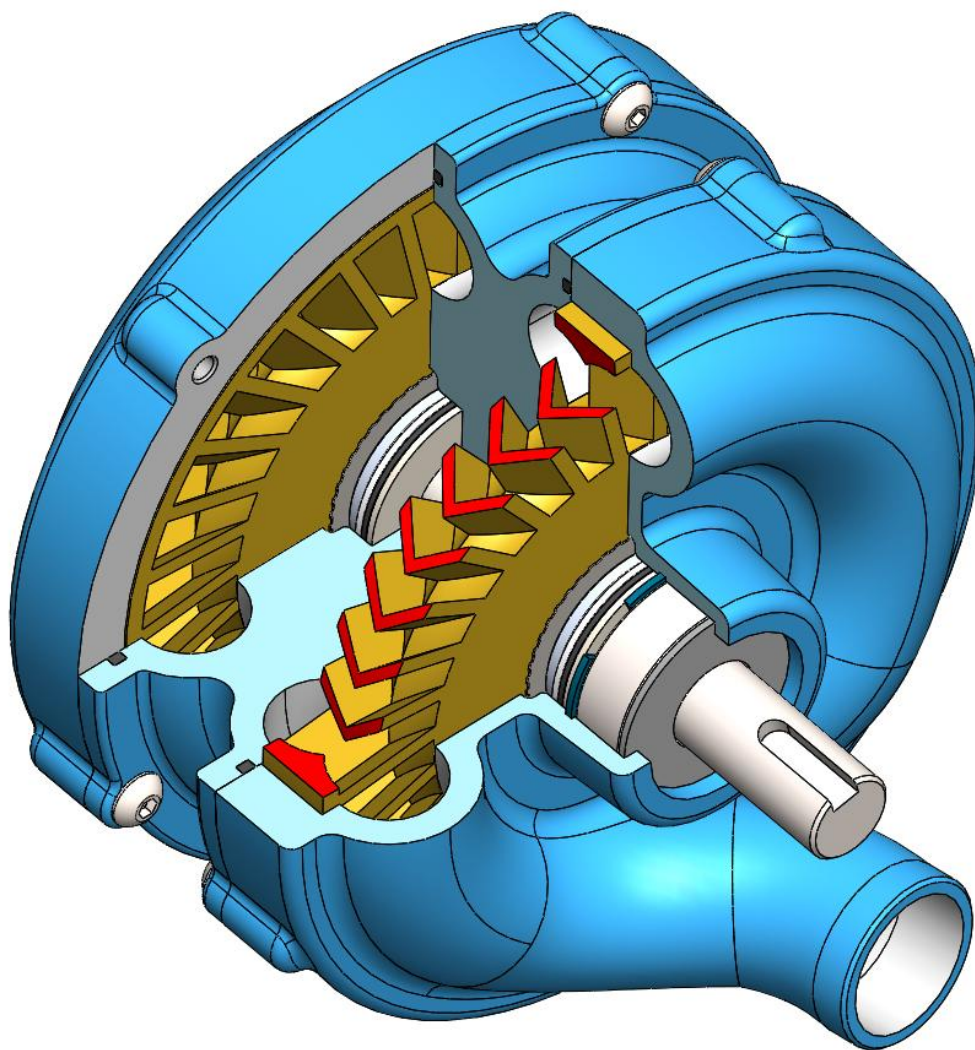


Obr. 6.5 Vyústění z bočních kanálů

Pracovní prostor vířivé turbíny je na hřídeli utěsněn keramicko – uhlíkovými mechanickými ucpávkami, která jsou mazaná vodou. Na hřídeli je nasazen náboj, který je spojen s oběžným kolem rovnobokým drážkováním a může se s ním pohybovat v axiálním směru. Při provozu se oběžné kolo na náboji samo vystředí. Hřídel je uložena pouze v radiálních ložiskách, která jsou umístěna mimo kapalinu a mají vlastní těsnění a náplň plastického maziva na celou dobu trvanlivosti. Skříň vířivé turbíny je dostatečně pevná, aby vydržela vysoké zatížení.

6.2 VÍCESTUPŇOVÁ VÍŘIVÁ TURBÍNA

Je vhodné posoudit provedení rozměrové optimalizace návrhu u vířivé turbíny. U současného návrhu (Obr. 4.1 a 4.2) je průměr kanálu 20 mm a největší průměr lopatek oběžného kola 120 mm. Z toho vychází poměr průměrů kola vůči kanálu na hodnotu 6. Což za předpokladu stejných průměrů kanálů a potrubí znamená, že oběžné kolo má průměr 6násobku připojovacího průměru potrubí. Pro větší průměry potrubí je problematické, vyrobit turbínu s velkým průměrem oběžného kola vůči potrubí a bočnímu kanálu. Možným řešením je použití vícestupňové vířivé turbíny, která má menší průměr oběžného kola, ale více stupňů. Její koncepce je znázorněna na (Obr. 6.6). Základem jsou části z jednostupňového provedení vířivé turbíny a je využito hydraulicky příznivého tvarování bočních kanálů, tak aby při protékání kapaliny mezi jednotlivými stupni, vznikaly co nejmenší hydraulické ztráty. Vícestupňová vířivá turbína je také vhodná pro vyšší spády než jednostupňová.



Obr. 6.6 Řez vícestupňové vířivé turbíny v in-line provedení

7 VYUŽITÍ NESMÁČIVÝCH POVRCHŮ

Podstatou nesmáčivého povrchu je nanášení vrstvy hydrofobního materiálu na obtékaný povrch. Tyto vrstvy jsou připravovány technologiemi na bázi plazmatu a nanotechnologií. Hydrofobie způsobí, že kapalina povrch nesmáčí. Znamená to, že proudící kapalina na povrchu neulpívá, ale naopak prokluzuje. Tím se výrazně sníží smykové napětí a také hydraulické ztráty. V současné době probíhá výzkum tvorby nesmáčivých povrchů a je snahou vyrobit povrch, který by byl co nejvíce nesmáčivý a odolný. Vlivem opotřebení a oxidace nesmáčivý povrch degraduje. Ke zvýšení nesmáčivosti může také významně přispět snížení drsnosti obtékaného povrchu.

Vylepšení návrhu hydraulických strojů lze provést pomocí aplikace nesmáčivých povrchů na omočené plochy hydraulických částí. U vířivých strojů je vhodné aplikovat nesmáčivé povrchy na plochy bočních kanálů a vyhrdlení. Nevhodná je aplikace nesmáčivých povrchů na plochy těsnících kroužků a bočních spár, protože je v těchto místech snižován odpor proudění a dochází k vyššímu ztrátovému průtoku spárami. Ošetření povrchů nesmáčivým povrchem je zatím prováděno formou plazmového nástřiku nebo nanášením speciálního nátěru.

7.1 KAPKA KAPALINY NA POVRCHU PEVNÉ LÁTKY [8]

Při styku kapaliny s povrchem nerozpustné pevné látky se uplatňují tři mezifázové energie: povrchová energie pevné látky γ_{sg} , mezifázová energie pevná látka-kapalina γ_{sl} a povrchová energie kapaliny γ_{lg} , jejichž relativní hodnoty ovlivňují výsledné uspořádání systému.

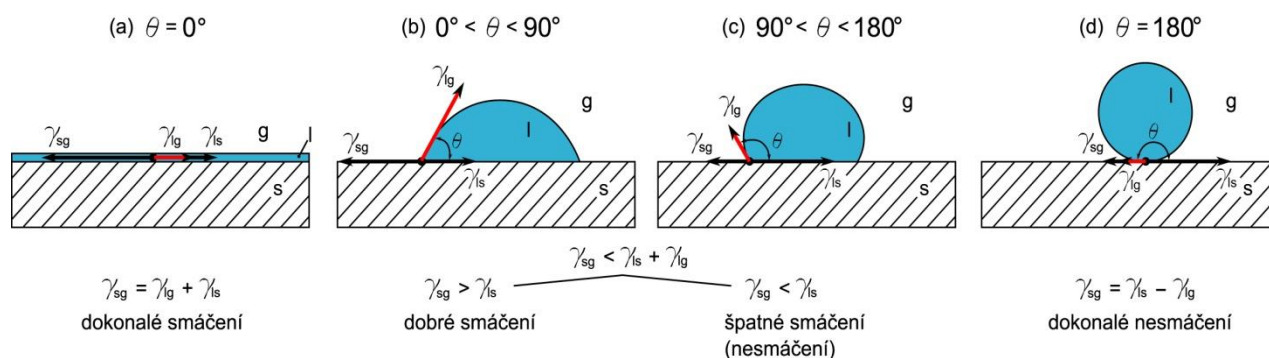
Umístíme-li kapku kapaliny na povrch pevné látky, mohou nastat dva případy:

1. Je-li povrchová energie pevné látky větší než součet povrchové energie kapaliny a mezifázové energie pevná látka-kapalina, $\gamma_{sg} > \gamma_{sl} + \gamma_{lg}$, kapalina se po povrchu pevné látky rozestře do souvislé vrstvy. Fázové rozhraní pevná látka-plyn je tak nahrazeno dvěma rozhraními, pevná látka-kapalina a kapalina-plyn (každé z nich o stejné ploše jako původní rozhraní) a výsledná energie systému je nižší, viz (Obr. 7.1a).
2. Jestliže naopak platí $\gamma_{sg} < \gamma_{sl} + \gamma_{lg}$, k rozestírání nedojde a kapka kapaliny zaujme na povrchu pevné látky rovnovážný tvar, charakterizovaný tzv. úhlem smáčení (kontaktním úhlem) θ – úhlem, který svírá tečna k povrchu kapky kapaliny s rozhraním pevná látka-kapalina v bodě linie smáčení (Obr. 7.1b,c). Podmínka rovnováhy, vyjádřená jako vektorový součet mezifázových napětí vede k tzv. Youngově rovnici.

Povrchová energie tuhého tělesa určená z kontaktního úhlu závisí na vztahu, který v roce 1805 stanovil Thomas Young. Vztah je znám jako Youngova rovnice

$$\gamma_{sg} = \gamma_{sl} + \gamma_{lg} \cdot \cos\theta. \quad (7.1.1)$$

Kapalina, pevná látka a plyn se stýkají v křivce, označované jako linie smáčení. Podle velikosti úhlu smáčení mohou nastat tyto případy – mezní případ smáčení ($\theta = 0^\circ, \gamma_{sg} = \gamma_{sl} + \gamma_{lg}$) se nazývá dokonalé smáčení (Obr. 7.1a), limitní případ špatného smáčení ($\theta = 180^\circ$) je označen jako dokonalé nesmáčení (Obr. 7.1d).

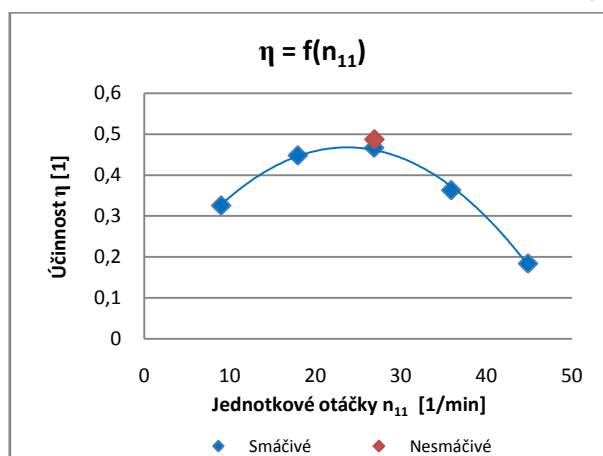


Obr. 7.1 Kapka kapaliny na povrchu pevné látky

7.2 VYUŽITÍ NESMÁČIVÝCH POVRCHŮ U VÍŘIVÝCH STROJŮ

U vířivých strojů dochází při proudění kapaliny z oběžného kola do bočních kanálů k vysokému smykovému napětí na ploše bočních kanálů. To zvyšuje hydraulické ztráty vlivem tření kapaliny o stěny bočních kanálů. Na plochu bočních kanálů a potrubí může být aplikována nesmáčivá vrstva. Pouze však na obtékaném povrchu bočních kanálů a vyhrdlení. Nesmáčivost není vhodné aplikovat na povrch lopatek a u těsnicích prvků oběžného kola. Snižovala by energii přenášenou oběžným kolem, proto je na celé ploše oběžného kola a v bočních spárách zachována smáčivost.

Na (Obr. 7.2) je srovnání výsledků provedeného výpočtu pracovního bodu vířivého čerpadla Delavan Turbo 90 (Obr. 5.1) v turbínovém režimu, které je počítané s okrajovými podmínkami odpovídajícími nejlepšímu pracovnímu bodu turbínové charakteristiky naměřené při spádu $H = 25$ m. Pro simulaci dokonale nesmáčivého povrchu bočních kanálů je použito okrajové podmínky symmetry. Dokonalou nesmáčivostí je modelována situace, jako by se kapalina v interiéru turbíny nedotýkala žádné plochy. Dokonale nesmáčivý povrch na ploše bočních kanálů zvýšil účinnost η přibližně o 2 % ze 46,7 na 48,7 %.



Obr. 7.2 Rozdíl účinností při použití nesmáčivých povrchů

8 ZÁVĚR

V této práci je teoreticky i experimentálně zkoumán hydraulický vířivý zdroj, který bude v budoucnu možné použít při rekonstrukci nebo projektování přečerpávacích vodních elektráren, vodovodních řadů a v energetice. Záměrem je nahradit tlakový redukční ventil speciálním specificky pomaluběžným turbínovým ventilem, pracujícím na vířivém principu, který by s rozumnou účinností využíval, v současné době energeticky nevyužitou, přebytečnou tlakovou energii v potrubním systému. V technické praxi dosud není známo využití vířivých strojů pracujících v turbínovém režimu, jako náhrady tlakového redukčního ventilu, pro částečnou rekuperaci přebytečné tlakové energie. Tato práce je jednou z prvních vědeckých prací, kde jsou nové možnosti publikovány.

Úvodní kapitola práce představuje vířivé stroje a jejich charakteristické vlastnosti a vlastnosti, které by měl splňovat i nově navržený turbínový ventil, pracující na vířivém principu. V následující kapitole je vypracována rešerše současného stavu poznání vířivých strojů, především však vodních vířivých turbín. Z důvodu nenalezení literatury, která by se dostatečně zabývala teoretickou částí vířivých turbín, je v následující kapitole provedeno teoretické odvození vztahu pro krouticí moment a měrnou energii vířivého stroje. Celkově jsou provedeny dvě analýzy vířivých strojů, pracujících v turbínovém režimu, které by bylo po malé rekonstrukci možné použít pro výsledný návrh prototypu turbínového ventilu.

Pro ověření funkce částečné rekuperace, byl na základě vlastních poznatků vyroben plastový model vířivé turbíny. Model (Obr. 4.1) nebylo možné spolehlivě proměřit z důvodu velkých deformací způsobených pružností plastu a vysokým tlakem v interiéru stroje. Proto bylo následně zakoupeno komerčně vyráběné vířivé čerpadlo, vyrobené z kovového materiálu (Obr. 5.1), na kterém byla již úspěšně proměřena čerpadlová a turbínová charakteristika a ověřena funkce částečné rekuperace energie. Je rovněž provedena analýza proudění v interiéru tohoto stroje pomocí CFD programu. Účinnost rekuperace se při spádu 15 metrů pohybuje okolo 19 % a nastává zde tedy prostor pro optimalizaci hydraulického návrhu turbínového ventilu a všeobecně vířivých strojů.

Současná koncepce konstrukce vířivé turbíny s oboustranným vířivým oběžným kolem ze 4. kapitoly není pro montáž do potrubního systému, jako náhrada za redukční ventil nebo část potrubí, zcela vhodná. Je to z důvodu totožné dvojice vyústění hrdel bočních kanálů na každé straně skříně. Za použití poznatků získaných v předešlých kapitolách je vytvořena a formou náčrtků prezentována studie nově navržené jednostupňové a dvoustupňové vířivé turbíny v in-line provedení pro rekuperaci přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Je využito hydraulického profilu s půlkruhovým kanálem a průřezem

oběžného kola a stranově průtočného oběžného kola. Díky tomu může být vířivá turbína v in-line provedení s jedním hrdlem na každé bočnici a navíc dojde ke zjednodušení tvarování přívodního a odtokového vyhrdlení bočních kanálů.

Zvýšení účinnosti vířivých strojů lze provést pomocí aplikace vrstvy hydrofobního materiálu, ale pouze na plochy bočních kanálů a vyhrdlení. Tím se výrazně sníží smykové napětí a také hydraulické ztráty. V současné době probíhá výzkum tvorby nesmáčivých povrchů a je snahou vyrobit povrch, který by byl co nejvíce nesmáčivý a odolný. Proto byl vliv nesmáčivosti na účinnost vířivé turbíny do práce zařazen. Nevhodná je aplikace nesmáčivých povrchů na plochy těsnících kroužků a bočních spár. Docházelo by v těchto místech ke snížení odporu proudění a k vyššímu ztrátovému průtoku. Nesmáčivý povrch na ploše lopatek snižuje energii přenášenou oběžným kolem. Výpočtem optimálního turbínového pracovního bodu vířivého stroje (Obr. 5.1), za použití okrajové podmínky symmetry – dokonale nesmáčivého povrchu na obtékané ploše bočních kanálů a vyhrdlení, bylo prokázáno zvýšení celkové účinnosti η přibližně o 2 % (Obr. 7.2).

Nahrazení tlakového redukčního ventilu turbínou je možné. Měřením je úspěšně ověřeno, že vířivé čerpadlo může být použito jako turbína pro částečnou rekuperaci přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Regulace velikosti redukovaného tlaku je prováděna změnou otáček oběžného kola. Funkce turbínového ventilu je ověřena na vířivém čerpadle v pracujícím turbínovém režimu. U zakoupeného, komerčně vyráběného, vířivého čerpadla Delavan Turbo 90 ve funkci turbíny (Obr. 5.1) je účinnost rekuperace při spádu 15 metrů pouze necelých 19 %. Účinnost hydraulického tvaru pro konstrukci turbínového ventilu s otáčkovou regulací by měla být vyšší. Ideálně jako u vířivé turbíny uzavřeného typu s kruhovým meridiálním řezem (Obr. 2.1) z literární rešerše [6], která dosahuje při spádu $H = 14$ m účinnosti $\eta = 54$ %. Je to výzva pro budoucí výzkum a vývoj.

Bylo publikováno několik článků zabývajících se tématem této práce. Nejvýznamnější zahraniční publikací je 10 stránkový článek s názvem „Valve exploiting principle of the side-channel turbine – (Ventil na principu vířivé turbíny)“ prezentovaný na prestižní konferenci 28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems – IAHR 2016 ve francouzském Grenoble. Nejvýznamnější českou publikací je konferenční článek s názvem „Ventil na principu vířivé turbíny“, prezentovaný na konferenci o vodní energetice – HYDROTURBO 2016 ve Znojmě. Článek měl velký ohlas z řad odborné veřejnosti.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Cirkulace kapaliny oběžným kolem a bočním kanálem. SIHI Pumps, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.sihi-pumps.com
- [2] BLÁHA, J.; BRADA, K. *Hydraulické stroje*. SNTL, Praha 1982, 741 s.
- [3] DOUBRAVA, J. a kolektiv. *Regulační armatury*. Česká Třebová, LDM 2000
- [4] Článekové čerpadlo. Neptuno Pumps, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.neptunopumps.com
- [5] HALUZA, M.; POCHYLÝ, F.; HABÁN, V.; HUDEC, M.; KUBÁLEK, J. *Studie zpracování hydropotenciálu chladicí vody na elektrárně Dalešice*. Studie. VUT v Brně, FSI: 2007. s. 1-16.
- [6] BAJBAKOV, O.V.: *Vichrevyje gidraličeskie mašiny*. Mašinostrojenie, 1981.
- [7] Vířivé čerpadlo. Delavan, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.delavanagpumps.com
- [8] RINKA, Lukáš. *Interakce kapaliny s tuhou stěnou v závislosti na smáčivosti povrchu*. Pojednání ke státní doktorské zkoušce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 38 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. František Pochylý, CSc

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Popis
c_m	$m \cdot s^{-1}$	meridiální rychlost
H	m	spád na turbínu / dopravní výška čerpadla
k	$m^2 \cdot s^{-2}$	kinetická energie turbulence
K_v	$m^3 \cdot h^{-1}$	průtokový součinitel
M_D	$N \cdot m$	krouticí moment od smykových sil
M_k	$N \cdot m$	krouticí moment
M_{kD}	$N \cdot m$	moment působící na plochách oběžného kola ohraničujících kontrolní objem v mezilopatkovém prostoru
M_{kt}	$N \cdot m$	moment působící na nefunkčních plochách oběžného kola
M_{11}	$N \cdot m$	jednotkový moment
n	min^{-1}	otáčky oběžného kola
n_{11}	min^{-1}	jednotkové otáčky
n_s	min^{-1}	specifické otáčky
n_{st}	min^{-1}	specifické otáčky turbíny
p	Pa	statický tlak
P_b	Pa	protitlak na sání
P_{11}	W	jednotkový výkon
q	$m^3 \cdot s^{-1}$	průtok oběžným kolem
Q	$m^3 \cdot s^{-1}$	průtok
Q_{11}	$m^3 \cdot s^{-1}$	jednotkový průtok
u	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost kola
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění v potrubí
x	-	osa souřadnicového systému
Y	$J \cdot kg^{-1}$	měrná energie
z	-	relativní otevření
$2\mathcal{D}$	W	disipační funkce
$2\mathcal{D}_S$	W	disipace v prostoru spirály (bočních kanálech)
γ_{sg}	$J \cdot m^{-2}$	povrchové napětí na rozhraní těleso-plyn
γ_{sl}	$J \cdot m^{-2}$	povrchové napětí na rozhraní těleso-kapalina
γ_{lg}	$J \cdot m^{-2}$	povrchové napětí na rozhraní kapalina-plyn
ε	$m^2 \cdot s^{-3}$	disipace kinetické energie
η	1; %	účinnost
η_h	1; %	hydraulická účinnost / odhad hydraulické účinnosti
μ	$Pa \cdot s$	dynamická viskozita
Π	-	nevratná část tenzoru napětí
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
θ	$^\circ$	kontaktní úhel (úhel smáčení)
ω	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost

Seznam indexů

Index	Význam
1	počáteční stav
2	koncový stav
max	maximum
opt	optimum

Seznam zkratk

Zkratka	Význam
CFD	Computational Fluid Dynamics
LDA	Laser Doppler Anemometry

ŽIVOTOPIS

Jméno: **Ing. Pavel Jandourek**

Adresa: Palackého 1796/36, Blansko 678 01

Mobil: +420 721 195 098

Email: jandourekpavel@gmail.com

Datum narození: 22.10.1986

Místo narození: Brno

Občanství: Česká republika



Vzdělání:

- 2012 - 2017 Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně
Konstrukční a procesní inženýrství – Odbor fluidního
inženýrství Viktora Kaplana
Doktorské studium, předpokládané datum ukončení – 2017
- 2010 - 2012 Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně
Energetický ústav – Odbor fluidního inženýrství Viktora
Kaplana
Magisterské studium
- 2006 - 2010 Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně
Strojní inženýrství
Bakalářské studium
- 2002 - 2006 Střední průmyslová škola, Jedovnice
Strojírenství

ABSTRAKT

V práci jsou uvedeny základní charakteristiky vířivých strojů. Záměrem je nahrazení redukčního ventilu specificky pomaloběžnou vířivou turbínou. Vznikne tak speciální turbínový ventil využívající energii, která by byla jinak disipována v redukčním ventilu. Redukční ventily jsou při regulaci zdrojem vysokých hydraulických ztrát a jejich nahrazení je možné z důvodu totožné odporové charakteristiky vířivé turbíny a redukčního ventilu.