



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VENTIL NA PRINCIPU VÍŘIVÉ TURBINY

VALVE EXPLOITING PRINCIPLE OF THE SIDE-CHANNEL TURBINE

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Pavel Jandourek

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. František Pochylý, CSc.

BRNO 2017

Abstrakt

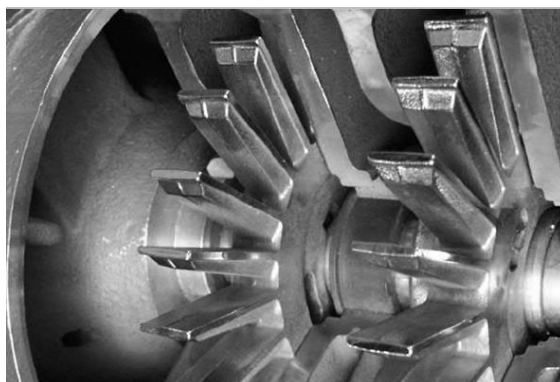
V práci jsou uvedeny základní charakteristiky vířivých strojů. Záměrem je nahrazení redukčního ventilu specificky pomaloběžnou vířivou turbínou. Vznikne tak speciální turbínový ventil využívající energii, která by byla jinak disipována v redukčním ventilu. Redukční ventily jsou při regulaci zdrojem vysokých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

Klíčová slova: Ventil, Turbína, Turbínový ventil, Vířivá turbína, Turbína s bočním kanálem.

Abstract

The presented work deals with basic characteristics of the side-channel machines. The intention is to replace the pressure reducing valve by low-specific speed side-channel turbine. Thereby creating a kind of turbine valve using energy, which would otherwise be dissipated in the valve. Pressure reducing valves are the source of large hydraulic losses and their replacement is possible, because the same resistance characteristics side channel turbine and a pressure reducing valve.

Keywords: Valve, Turbine, Turbine valve, Side channel turbine, Regenerative turbine, Peripheral turbine, Vortex turbine, Turbine pump.



JANDOUREK, Pavel. *Ventil na principu vířivé turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 137 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

Prohlašuji, že jsem dizertační práci na téma Ventil na principu vířivé turbíny vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. a použil pouze informační zdroje, uvedené v seznamu použité literatury.

V Brně dne 1. května 2017

.....

Pavel Jandourek

Děkuji vedoucímu této práce panu prof. Ing. Františku Pochylému, CSc. za čas, který mi věnoval během studia, za podnětné a užitečné rady.

Děkuji doc. Ing. Vladimíru Habánovi, Ph.D. za konzultace a rady, které byly při mém studiu užitečným přínosem.

Poděkování patří pracovníkům hydraulické laboratoře, panu Ing. Martinu Hudcovi, panu Janu Bauerovi a panu Bronislavu Kusému za pomoc při stavbě měřících tratí a při měření.

Rád bych poděkoval všem ostatním zaměstnancům z Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana za dobrou spolupráci a přátelský kolektiv.

V Brně dne 1. května 2017

.....

Pavel Jandourek

Obsah

Úvod	9
1 Vířivé stroje	10
1.1 Popis charakteristických vlastností.....	10
1.1.1 Vířivé turbíny	11
1.1.2 Vířivá čerpadla.....	12
1.1.3 Náhrada redukčního ventilu	13
1.1.4 Náhrada člankového čerpadla v turbínovém režimu	13
1.1.5 Kompresor a vývěva	13
1.1.6 Míchadlo	14
1.2 Použití vířivé turbíny.....	14
2 Literární rešerše současného stavu poznání	15
2.1 Vířivé hydraulické stroje.....	15
2.1.1 Turbína s půlkruhovým průřezem kanálu oběžného kola $\varnothing$ 16 mm	15
2.1.2 Turbína s obdélníkovým průřezem kanálu oběžného kola $\varnothing$ 16 mm.....	16
2.1.3 Turbína otevřeného typu	16
2.1.4 Turbína s obvodovým kanálem na oběžném kole.....	16
2.2 Návrh rozměrů a konstrukční provedení vířivé turbíny	17
2.2.1 Určení hlavních rozměrů vířivé turbíny pro zadané parametry	17
2.1.2 Konstrukční typy provedení	19
2.3 Teoreticko-experimentální stanovení měrné energie.....	20
2.4 Základy teorie vířivého čerpadla	21
2.5 Patent samonasávací vířivé čerpadlové turbíny.....	24
2.6 Další významné literární zdroje	24
2.7 Využití vířivých čerpadel v automobilovém průmyslu	25
2.8 Vysokotlaká rekuperace energie	25
2.9 Využití Peltonovy turbíny pro částečnou rekuperaci energie	26
2.10 Optimalizace rozměrů oběžného kola vířivého čerpadla	26
2.11 Zhodnocení rešerše současného stavu poznání.....	27
2.12 Cíle dizertační práce stanovené v pojednání ke státní doktorské zkoušce	27
3 Teoretické odvození krouticího momentu a měrné energie vířivého stroje	28
3.1 Základní matematické operace vektorového počtu.....	28
3.2 Rovnice rovnováhy makroskopické částice v rotujícím souřadnicovém systému	30
3.3 Zákon o zachování hmotnosti - rovnice kontinuity	33

3.4 Bernoulliho rovnice v rotujícím souřadnicovém systému	34
3.5 Rychlostní trojúhelník.....	36
3.6 Fyzikální význam jednotlivých členů výrazu (3.4.9).....	38
3.7 Mazací kanálek malého průřezu.....	40
3.8 Kanál velkého průřezu	40
3.9 Krouticí moment na hřídeli stroje	40
3.10 Krouticí moment na hřídeli vířivého čerpadla.....	49
3.11 Porovnání odvozených vzorců s existující literaturou	50
3.12 Shrnutí kapitoly	51
4 Studie turbíny s vířivým oboustranným oběžným kolem.....	53
4.1 Prvotní návrh a výpočet geometrie hydraulické části vířivé turbíny.....	53
4.2 Návrh turbíny s půlkruhovým průřezem oběžného kola a půlkruhovým průřezem kanálu	58
4.3 Vliv boční spáry na výsledné charakteristiky vířivého stroje.....	60
4.3.1 Vyhodnocení výpočtů turbíny s boční spárou	61
4.4 Studie optimálního počtu lopatek oběžného kola	63
4.5 Konstrukční uspořádání modelu vířivé turbíny	64
4.6 Nestacionární výpočet turbíny s rotující lopatkovou mříží	65
4.6.1 Nestacionární výpočet turbíny s podmínkou konstantní vstupní rychlosti.....	66
4.6.2 Nestacionární výpočet turbíny s podmínkou konstantní tlakové difference	70
4.7 Nestacionární výpočet čerpadla s rotující lopatkovou mříží	74
4.8 Měření turbíny	77
4.9 Měření čerpadla	80
4.10 Ověření přesnosti afinních vztahů u vířivých strojů	82
4.10.1 Přepočet na spád dle jednotkových veličin	82
4.10.2 Přepočet na otáčky dle afinních vztahů	82
4.11 Proudění v boční spáře.....	84
4.12 Analýza vířivé turbíny s oboustranným oběžným kolem	84
4.12 Porovnání výpočtů a měření	87
4.14 Závěr	90
4.15 Fotografie turbíny s oboustranným vířivým oběžným kolem	91
5 Studie vířivého stroje DELAVAN TURBO 90.....	93
5.1 Čerpadlo v turbínovém režimu.....	93
5.2 Tvorba výpočetní domény	94
5.3 Nastavení výpočtů	95

5.4 Výpočet charakteristiky turbíny	96
5.4.1 Výpočet s okrajovou podmínkou konstantní rychlosti na vstupu do turbíny	99
5.4.2 Výpočet pracovního bodu turbíny různými modely turbulence	100
5.5 Výpočet charakteristiky čerpadla	102
5.6 Měření charakteristik vířivé turbíny	104
5.6.1 Charakteristiky turbíny při konstantních spádech	105
5.6.2 Charakteristiky turbíny při konstantních spádech s protitlakem na sání	106
5.6.3 Charakteristiky turbínového ventilu	107
5.7 Měření vířivého čerpadla	107
5.7.1 Měření charakteristik vířivého čerpadla	107
5.7.2 Ověření přesnosti afinních vztahů	109
5.8 Proudění v boční spáře	110
5.9 Výpočet vlivu aplikace nesmáčivého povrchu na plochy bočních kanálů	112
5.10 Analýza vířivé turbíny	113
5.11 Porovnání výpočtů a měření	115
5.12 Závěr	118
5.13 Fotografie vířivého čerpadla Delavan Turbo 90	119
6 Studie vířivé turbíny v in-line provedení	121
6.1 Jednostupňová vířivá turbína	121
6.2 Vícestupňová vířivá turbína	124
7 Využití nesmáčivých povrchů	125
7.1 Kapka kapaliny na povrchu pevné látky	125
7.2 Stanovení povrchových energií	126
7.2.1 Jedno-kapalinový model (Kwok-Neumannův model)	126
7.3 Nesmáčivé povrchy v praxi	127
7.3.1 Přírodní nesmáčivé povrchy	127
7.3.2 Aplikace částečně nesmáčivého povrchu na plochy odstředivého čerpadla	127
7.3.3 Využití nesmáčivých povrchů při konstrukci vířivých strojů	128
8 Závěr	129
Použitá literatura	132
Seznam použitých symbolů	134

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 $n_s = 4$ až 40 min^{-1} a po malé rekonstrukci je možné je využívat také v turbínovém provozu.

Existuje mnoho gravitačních vodovodů, na jejichž konci je značný přebytek energie kapaliny bez užítu disipován v regulační armatuře, což není žádoucí. Jedná se často o vodovodní řady s vyššími 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 specifických otáčkách, je z důvodu vysokých hydraulických ztrát, značně problematické dosáhnout vyšších 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 níže než odstředivé turbíny.

Dizertační práce řeší studii hydraulického návrhu nového tlakového redukčního ventilu, jehož úlohu by plnila speciální pomaloběžná turbína pracující na vířivém principu. Hydraulické ztráty při regulaci tlaku tak mohou být naopak nahrazeny výrobou elektrické energie při srovnatelných charakteristikách ventilu a vířivé turbíny. Lze tak nahradit tlakové redukční ventily principem vířivé turbíny. Vznikne tak nový druh turbínového ventilu s regulací tlaku změnou otáček oběžného kola. Základem pro návrh je ztrátová charakteristika redukčního ventilu. Pro rekuperaci energie ve ventilu je potřebný určitý tlakový spád média. Známé literární prameny problém aplikace vířivé turbíny pro rekuperaci energie dostatečně nepodchycují [13], [14] a [15].

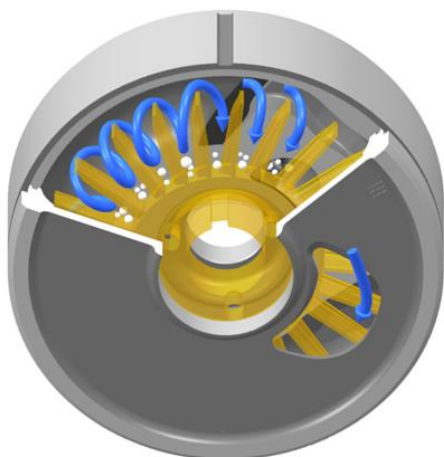
Vířivé stroje jsou specificky pomaloběžné a pracují s relativně vysokými tlaky a relativně malými průtoky a mají výkonové křivky se stabilními charakteristikami. Jsou menší a mají jednodušší konstrukci, než jiná srovnatelná odstředivá čerpadla. V posledních letech jsou více předmětem zájmu a začínají se používat v různých průmyslových aplikacích. I když dosahují poměrně nízkých účinností jsou pro svoji spolehlivost a jednoduchost hodně využívány.

První část dizertační 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 dizertační 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 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 lze 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.

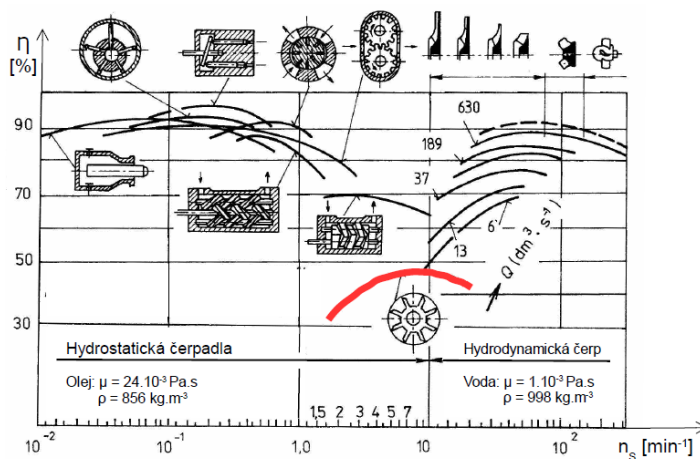
1 Vířivé stroje

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 nahrazují 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, jejichž popis a vhodnost je podrobně rozepsána v kapitole 2.1.2.



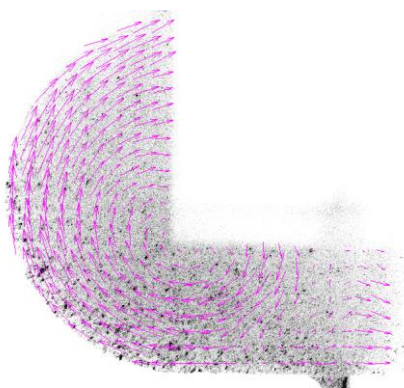
Obr. 1.1 Cirkulace kapaliny oběžným kolem a bočním kanálem [1]



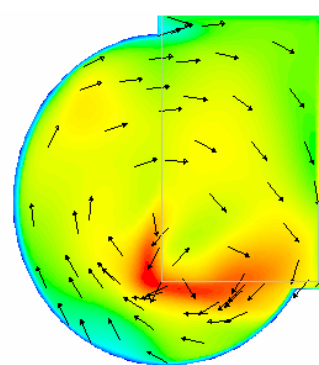
Obr. 1.2 Diagram rozdělení hydraulických strojů dle rychloběžnosti (červeně vyznačené vířivé stroje) [2]

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 výtlačku. 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 možné je minimalizovat. Ztráty v uložení a mechanických ucpávkách jsou přibližně stejné jako u podobných strojů.

Princip vířivých strojů je založen na lokálním víru v mezilopátkovém prostoru. Na (Obr. 1.3) je znázorněn vír, získaný měřením metodou PIV. Na (Obr. 1.4) je znázorněn vír, počítaný modelem turbulence k-epsilon s využitím softwaru Ansys - Fluent.



Obr. 1.3 Rychlostní pole dle PIV [3]

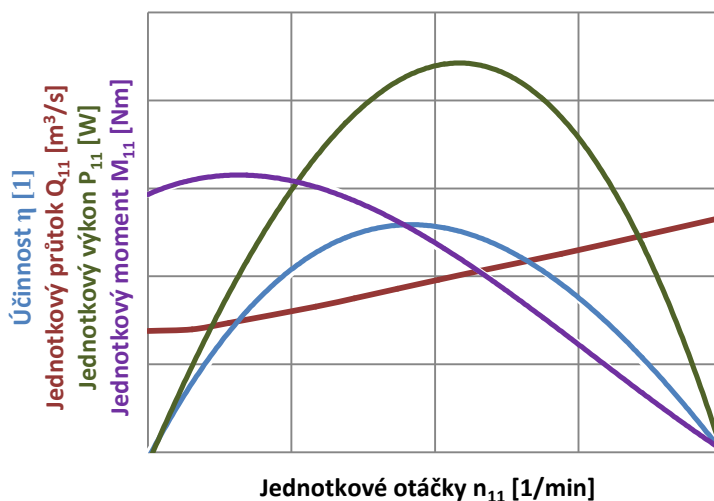


Obr. 1.4 Rychlostní pole dle CFD [4]

1.1.1 Vířivé turbíny

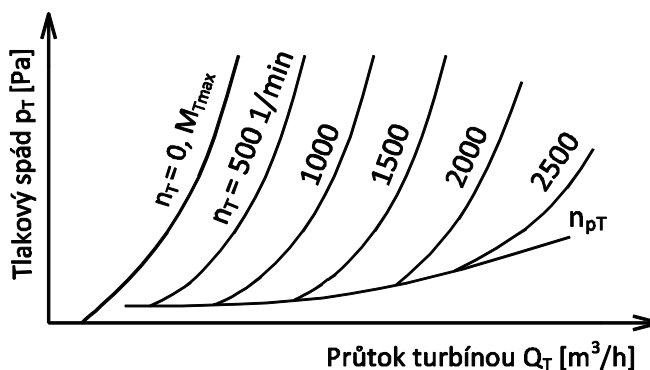
Spadají do kategorie přetlakových turbín. Jsou určeny pro malé průtoky a relativně velké spády. Pracovní oblast je v rozmezí specifických otáček $n_{st} = 2 \div 30$ 1/min. Turbína může zpracovávat pouze část spádu. Hlavní nevýhodou je malá účinnost, která se běžně pohybuje od 20 do 50 %. Prostor pro jejich využití vzniká, díky tomu, že dosažení specifických otáček $n_s < 35$ 1/min Francisovými turbínami nebo čerpadly pracujícími v turbínovém režimu je při vysoké účinnosti 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 Francisovy turbíny nebo čerpadla pracující v turbínovém režimu, provozované při nízkých specifických otáčkách. Vířivé turbíny jsou vhodné k regulaci, díky ploché křivce účinností v okolí optimálního bodu a lineární závislosti průtoku na otáčkách.

Princip vířivé turbíny: při průtoku kapaliny turbínou nastane v prostorech oběžného kola proudění s konstantní úhlovou rychlostí. Zatímco proudění v bočním kanálu závisí na principu zachování momentů hybnosti. To způsobuje rozdíl mezi tlakem v bočních kanálech a na koncích lopatek, což způsobí silnou sekundární cirkulaci kapaliny (Obr. 1.1). Tento pohyb je zesílen obvodovým pohybem vytvořeným tlačení lopatek na kapalinu, která zrychluje v celé radiální šířce kanálu. Pohyb na obvodu oběžného kola má za následek souvislý přesun rozdílu energie z části kapaliny odcházející z oběžného kola na část kapaliny v bočních kanálech. Tento efekt je zvětšen vlivem bezrázového vstupu kapaliny do bočních kanálů. Celkový přírůstek energie proudění kapaliny turbínou, je vytvářen výměnou impulzů mezi kapalinou v prostoru oběžného kola a v bočních kanálech. Kapalina prochází přes oběžné kolo během jedné otáčky vícekrát [5]. 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. 1.5). Průběhy křivek jsou výsledkem skutečného měření.



Obr. 1.5 Průběh energetických charakteristik vířivé turbíny

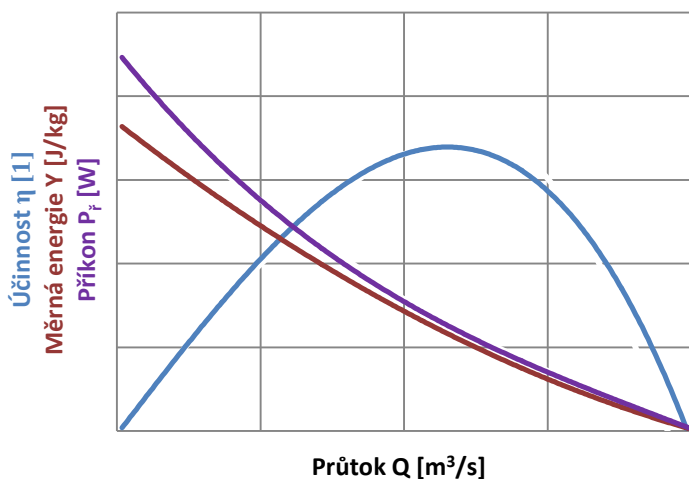
Odporová charakteristika vířivé turbíny - je závislost tlakového spádu p_T na průtoku turbínou Q_T . Tlakový spád p_T je měřen na vstupu a výstupu do turbíny. Protože vířivé turbíny nemají rozváděcí ústrojí, nejde zcela uzavřít průtok turbínou. Proto křivka charakteristiky maximálního momentu M_{Tmax} při nulových otáčkách oběžného kola n_T nezačíná v počátku souřadného systému odporové charakteristiky vířivé turbíny, ale od určitého průtoku (Obr. 1.6).



Obr. 1.6 Odporová charakteristika vířivé turbíny [6]

1.1.2 Vířivá čerpadla

Vířivá čerpadla jsou také nazývána jako regenerační čerpadla, turbínová čerpadla, periferiální čerpadla nebo čerpala s bočním kanálem. Na rozdíl od odstředivých čerpadel, kde kapalina proudí oběžným kolem pouze jedenkrát, u vířivých čerpadel prochází vícekrát. Proto mohou vířivá čerpadla v jednostupňovém provedení dosahovat na výtlačku vyšších tlaků, než ostatní typy hydrodynamických čerpadel při shodných otáčkách. Vířivá čerpadla jsou specificky pomaloběžné hydrodynamické stroje se stabilní $Q - Y$ charakteristikou. Standardní pracovní oblast je v rozmezí $n_{sc} = 4 \div 40$ 1/min, což je níže než optimální pracovní oblast odstředivých čerpadel. Mezi nevýhody patří poměrně nízká účinnost, která se běžně pohybuje okolo 20 - 50%. Ačkoliv účinnost vířivých čerpadel není moc vysoká, díky své spolehlivosti mají v průmyslu široké využití. Nacházejí uplatnění ve spoustě průmyslových aplikací - v automobilovém a leteckém průmyslu jako palivová čerpadla, v zemědělství, námořním, těžebním a chemickém průmyslu a systémech na zpracování potravin. U vířivých čerpadel je příkon nejvyšší v závěrném bodě a s rostoucím průtokem klesá (Obr. 1.7). U odstředivých čerpadel se příkon s rostoucím průtokem zvyšuje.



Obr. 1.7 Průběh energetických charakteristik vířivého čerpadla



Obr. 1.8 Vířivé čerpadlo [7]

V biomedicínské je možné vířivé čerpadlo využít jako umělé srdce pro mimotělní oběh. Při čerpání dochází k nižšímu smykovému napětí než u odstředivých čerpadel, což má pozitivní vliv na degradaci červených krvinek.

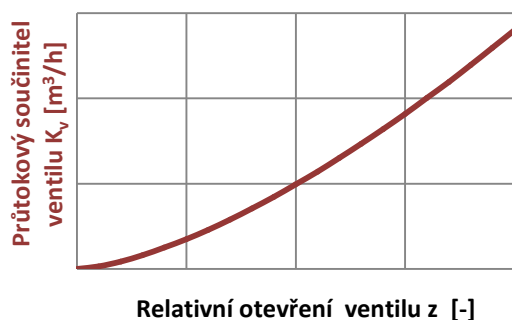
Ve vícestupňovém provedení může být na prvním stupni zařazeno odstředivé kolo pro zlepšení sacích schopností. Takové provedení se dá využít pro čerpání zkapalněných plynů a kapalin s příměsí par.



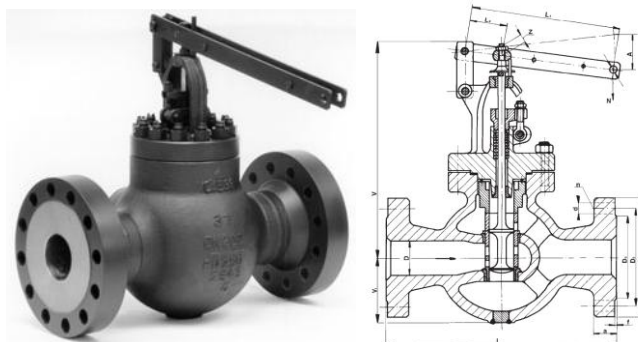
Obr. 1.9 Článekové vířivé čerpadlo [8]

1.1.3 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. 1.5) je analogií ventilové charakteristiky průtokového součinitele K_v na relativním otevření armatury z (Obr. 1.10). Pro rekuperaci energie je potřebný určitý tlakový spád média ve ventilu.



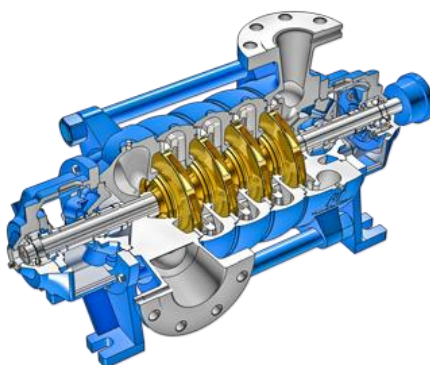
Obr. 1.10 Průtoková charakteristika redukčního ventilu



Obr. 1.11 Redukční ventil [9]

1.1.4 Náhrada člankového čerpadla v turbínovém režimu

Članková čerpadla v turbínovém režimu nejsou vhodná pro specifické otáčky $n_s < 35$ 1/min, z důvodu značně 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. 1.12 Člankové čerpadlo [10]

1.1.5 Kompresor a vývěva

Vzhledem ke svým specifickým vlastnostem dosahovat vysokých tlaků při malých průtocích se vířivé stroje využívají jako kompresory a vývěvy ve spoustě aplikací. Většinou se vyrábějí v 1 až 2 stupňovém provedení. Svoji jednoduchou konstrukcí a nízkou pořizovací cenou je to ekonomicky výhodná možnost produkce stlačeného vzduchu nebo vakua. Kompresory jsou také využívány pro dopravu zkapalněného vodíku a helia v kryogenních aplikacích.



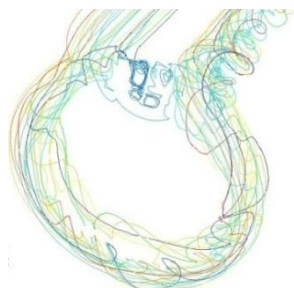
Obr. 1.13 Vířivý kompresor [11]



Obr. 1.14 Řez vířivým kompresorem [12]

1.1.6 Míchadlo

Protože vířivé stroje pracují na principu mohutného víru, který prochází několikrát skrz oběžné kolo, je možné vířivý stroj použít zároveň jako míchací a čerpací zařízení. Průběh proudnic v interiéru vířivého stroje (Obr. 1.15), je získaný na základě výpočtového modelování turbulentního proudění.



Obr. 1.15 Vypočítaný průběh proudnic v interiéru vířivého stroje

1.2 Použití vířivé turbíny

Na přečerpávací vodní elektrárně Dalešice se odebírá voda na chlazení přímo z přivaděče (Obr. 1.16). 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 $0,145 \text{ m}^3/\text{s}$. Je požadována možnost regulace na průtoku až na $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$ [13]. Další použití může být ve vodovodních řadech, energetice, chemických procesech nebo tam, kde dochází k nežádoucí přeměně energie na teplo vlivem regulace průtoku.



Obr. 1.16 Redukční ventil v chladícím okruhu na přečerpávací vodní elektrárně Dalešice [13]

2 Literární rešerše současného stavu poznání

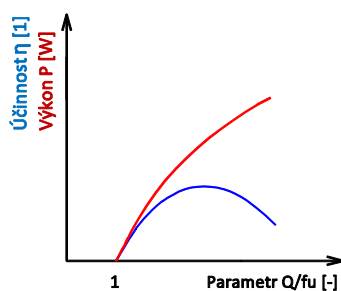
Tato kapitola obsahuje rešerši současného stavu poznání. Je velmi obtížné nalézt literaturu, která by se zabývala teoretickou částí vířivých turbín nebo čerpadel. V rešerši jsou uvedeny a publikovány nejzajímavější nalezené literární prameny.

2.1 Vířivé hydraulické stroje

Kniha ruského autora J. V. Bajbakova - Vířivé hydraulické stroje [14] popisuje hydraulický stroj, který se používá především, jako čerpadlo s bočním kanálem, ale lze jej využít i jako turbínu. Jsou popsány zkoušky několika typů turbín. Nejlepší vlastnosti má turbína uzavřeného typu s kruhovým meridiálním řezem, u které byla dosažena nejvyšší účinnost $\eta = 54\%$. Parametry turbín silně závisí na tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a tělesem. Při popisu vlastností se vychází z parametru.

$$\frac{Q}{fu} \quad (2.1)$$

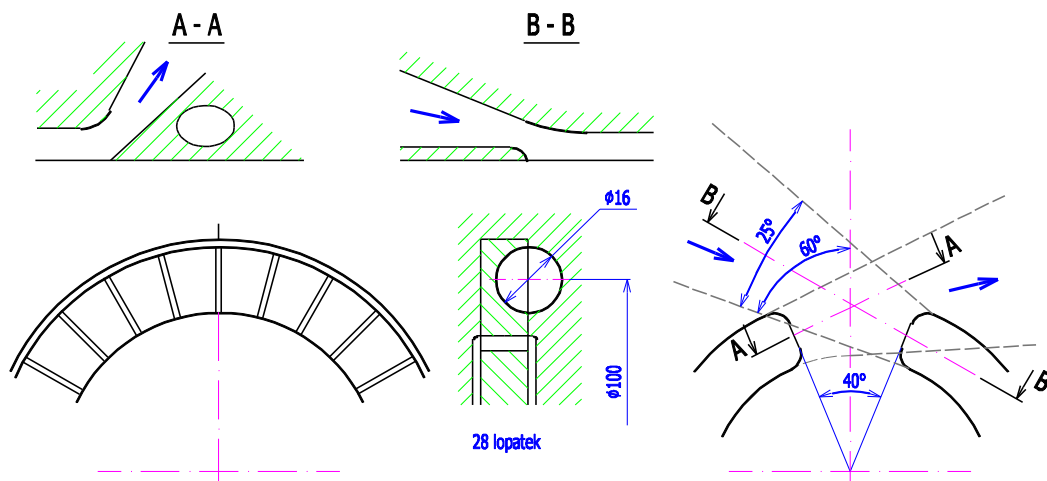
Q je průtok turbínou, f plocha bočního kanálu a u obvodová rychlost oběžného kola. Při $Q = fu$ je výkon nulový. Hydraulický stroj se tedy chová jako turbína při $Q > fu$.



Obr. 2.1 Závislost účinnosti a výkonu na parametru Q/fu

2.1.1 Turbína s půlkruhovým průřezem kanálu oběžného kola $\varnothing 16$ mm

Prvním měřeným strojem je turbína uzavřeného typu s lopatkami na boční straně oběžného kola (Obr. 2.2). Roztečný průměr lopatek oběžného kola je 100 mm a průměr kanálu 16 mm. Meridiální řez oběžného kola a kanálu je kruhový. Na obrázku je znázorněn přívod i odvod vody.



Obr. 2.2 Schéma průtočné části turbíny uzavřeného typu

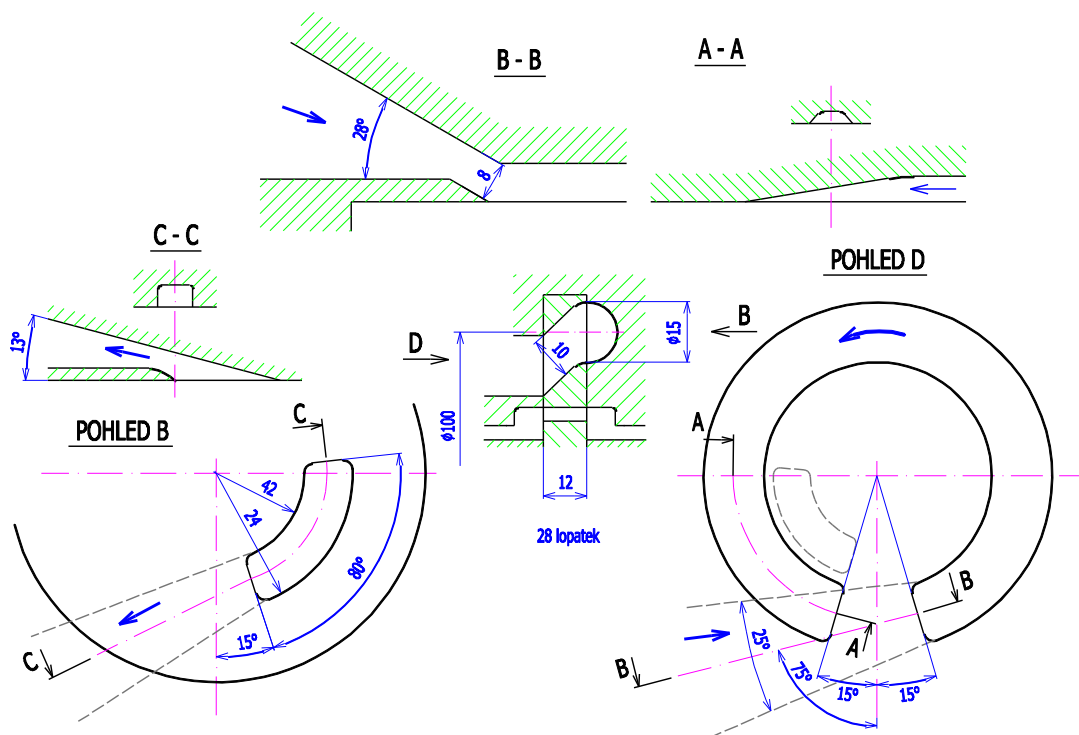
Měření turbíny se uskutečnilo při tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a tělesem turbíny 0,17 mm. Tloušťka lopatek je 1 mm. Při optimálním režimu $Q/F_u = 1,5$ a spádu $H = 14$ m bylo dosaženo účinnosti $\eta = 54\%$.

2.1.2 Turbína s obdélníkovým průřezem kanálu oběžného kola $\varnothing 16$ mm

Tato turbína se od předešlé turbíny liší tím, že meridiální řez oběžného kola má obdélníkový průřez. Lopatky jsou ve tvaru konzol. Z pevnostních důvodů je tloušťka lopatek 1,5 mm. V optimálním režimu $Q/F_u = 1,7$ byly naměřeny hodnoty spádu $H = 10$ m a účinnosti $\eta = 40,5\%$.

2.1.3 Turbína otevřeného typu

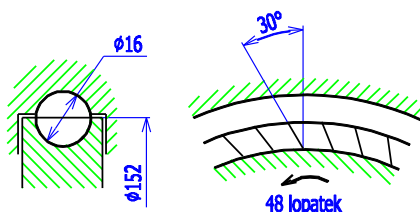
Jedná se o turbínu otevřeného typu. Tloušťka boční spáry je 0,17 mm a tloušťka lopatek oběžného kola 1 mm. V optimálním režimu $Q/F_u = 1,63$ byly naměřeny hodnoty spádu $H = 5,6$ m a účinnosti $\eta = 46,5\%$.



Obr. 2.3 Schéma průtočné části turbíny otevřeného typu

2.1.4 Turbína s obvodovým kanálem na oběžném kole

Turbína má periferní kanál s nakloněnými lopatkami. Při optimálním režimu $Q/F_u = 4,5$ bylo dosaženo při spádu $H = 21,7$ m účinnosti $\eta = 13\%$. Turbína s obvodovým kanálem má tedy nejhorší vlastnosti.



Obr. 2.4 Schéma lopatkování turbíny

2.2 Návrh rozměrů a konstrukční provedení vířivé turbíny

Dle literatury [14] odvodíme základní vzorce rozměrů a hydraulických veličin.

2.2.1 Určení hlavních rozměrů vířivé turbíny pro zadané parametry

Pro zadané parametry - spád H , průměr oběžného kola D a otáčky kola n určíme rozměry dle následujícího postupu. Pracovní oblast vířivé turbíny by se měla nacházet v rozmezí hodnot specifických otáček $n_{st} = 4 \div 40$ 1/min. Pro vysoké spády a malé průtoky se volí spíše specificky pomaloběžnější řešení turbíny. Otáčky oběžného kola zvolit nejlépe mezi 500 a 1500 1/min. Dosazením předpokládaných hodnot průtoku a účinnosti do rovnice (2.2.1), si můžeme ověřit, zda se optimální pracovní bod bude nacházet v pásmu vířivých turbín a je-li použití vířivé turbíny vhodné.

Vztah pro specifické otáčky turbíny n_{st} .

$$n_{st} = 3,65 \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q\eta}{\sqrt{H}}} \quad (2.2.1)$$

Výchozím vztahem pro určení rozměrů vířivé turbíny je součinitel rychloběžnosti n_b

$$n_b = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{Y^3}} \quad (2.2.2)$$

Ize ho vyjádřit také jako závislost specifických otáček n_{st}

$$n_b = \frac{n_{st}}{1214} \quad (2.2.3)$$

Ze součinitele rychloběžnosti n_b vyjádříme průtok Q při otáčkách turbíny n . Měrnou energii dosadíme jako součin tíhového zrychlení a spádu $Y = gH$.

$$Q = \frac{n_b^2 \sqrt[4]{Y^3}}{n^2} \quad (2.2.4)$$

Abychom dostali skutečný průtok Q_s musíme průtok Q vynásobit objemovou účinností η_o

$$Q_s = \eta_o Q \quad (2.2.5)$$

Průtok Q lze psát také ve tvaru, kde f je plocha kanálu, u obvodová rychlost oběžného kola a parametr m .

$$Q = mfu, \quad (2.2.6)$$

Při proudění kapaliny turbínou, je poháněno oběžné kolo a rychlost kapaliny v bočním kanále je tak vyšší, než obvodová rychlost oběžného kola. Parametr m určuje velikost části o jakou je rychlost proudění v bočním kanále vyšší než obvodová rychlost oběžného kola. Protože není známa velikosti rychlosti v kanále, určíme ji pomocí parametru m , který je stanoven na základě měření.

$$m = \frac{Q}{fu} \quad (2.2.7)$$

Pásmo s nejvyšší účinností ($\eta \cong 35\%$) dosahuje turbína při hodnotách parametru $m = 1,5 \div 2,5$. Parametr $m = 1,5$ je uváděn v ruské literatuře [14]. Dle experimentu autora může být parametr 2 a více. Ale čím je menší hodnota parametru, tím bude možné dosáhnout vyšší účinnosti. Účinnost silně závisí na tloušťce boční spáry δ , proto ji volit co nejmenší. U turbíny je parametr $m > 1$ a u čerpadla $m < 1$.

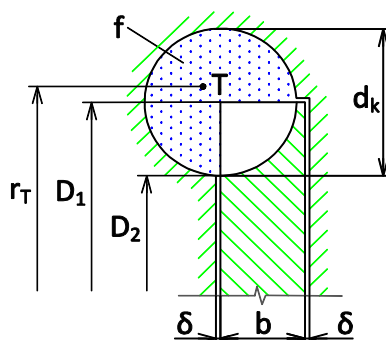
Do vzorce průtoku (2.2.6) dosadíme obvodovou rychlost $u = \Omega r_T$. Kde r_T je poloměr těžiště plochy f (Obr. 2.5).

$$Q = mf\Omega r_T \quad (2.2.8)$$

Za úhlovou rychlost dosadíme $\Omega = 2\pi n/60$ a po zkrácení dostaneme výraz

$$Q = \frac{2\pi n}{60} m f r_T \quad (2.2.9)$$

Plochu bočního kanálu f (Obr. 2.5) vyjádříme ze vztahu průtoku Q .



Obr. 2.5 Řez bočním kanálem

$$f = \frac{60Q}{2\pi n m r_T} \quad (2.2.10)$$

Plochu bočního kanálu f v řezu tvoří pouze $\frac{3}{4}$ plochy z celku (Obr. 2.5 - modře zbarveno). Proto průměr d_k hydraulické části oběžného kola a bočního kanálu vypočítáme z plochy f zvětšené o $\frac{1}{4}$.

$$f = \frac{\pi d_k^2}{4} \frac{3}{4} \quad (2.2.11)$$

Odtud tedy pro průměr kanálu d_k dostaneme vztah.

$$d_k = \sqrt{\frac{4f}{\pi} \frac{4}{3}} \quad (2.2.12)$$

Šířka oběžného kola b .

$$b = \frac{d_k}{2} \quad (2.2.13)$$

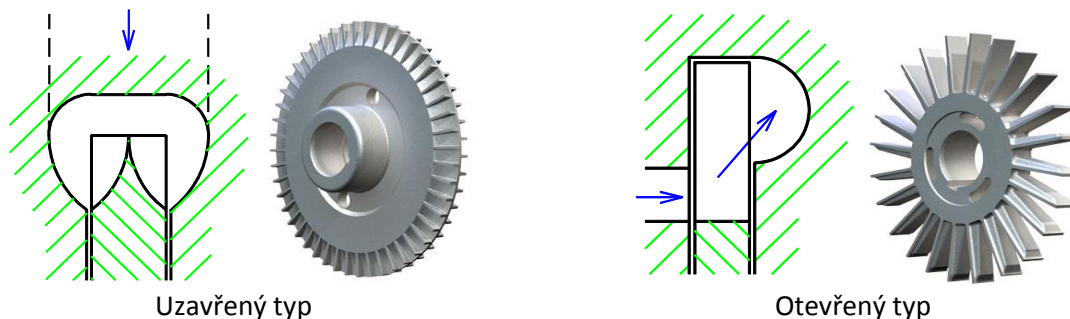
Předpokládaný výkon turbíny P . Turbína bude poháněna vodou o hustotě ρ při spádu H .

$$P = \rho g H \eta Q_s \quad (2.2.14)$$

2.1.2 Konstrukční typy provedení

Při konstrukci vířivého stroje máme na výběr z několika různých typů a řešení:

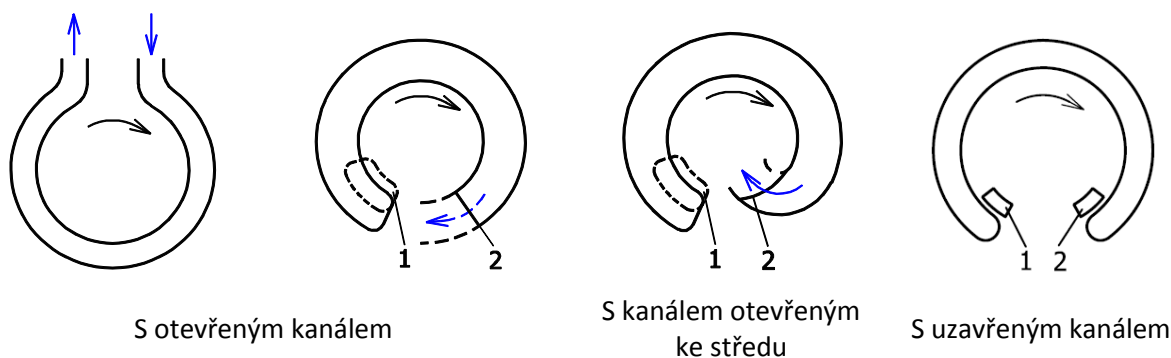
Typy oběžných kol:



Obr. 2.6 Konstrukční provedení vířivých oběžných kol

U oběžných kol uzavřeného typu je kapalina přiváděna přímo do kanálu. Používají se pro pomaloběžnější stroje ($n_s = 5 \div 10 \text{ 1/min}$). 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.

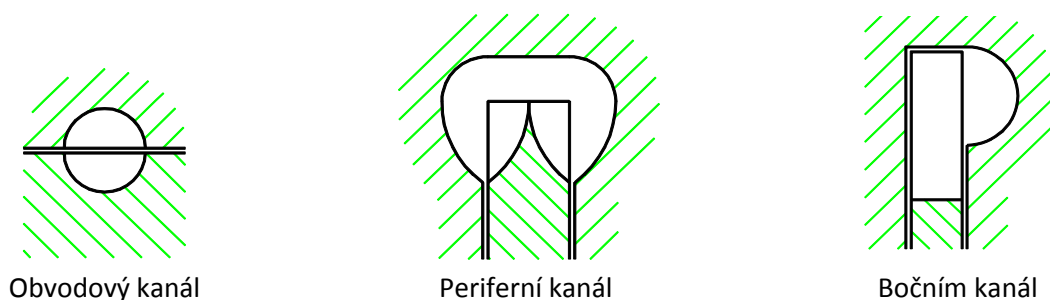
Polohy kanálu vůči vstoku a výstoku:



Obr. 2.7 Konstrukční provedení polohy kanálu vůči vstoku a výstoku

U turbín připadá v úvahu typ s otevřeným kanálem. Ostatní typy jsou spíše pro vícestupňová članková čerpadla.

Dle uspořádání kanálu vztahující se vůči oběžnému kolu:



Kanály na jedné nebo dvou stranách

Obr. 2.8 Konstrukční provedení kanálů

2.3 Teoreticko-experimentální stanovení měrné energie

Ing. Zdeněk Dančák ve své diplomové práci *Teoreticko-experimentální stanovení měrné energie vířivého čerpadla* [4] odvodil vztah pro měrnou energii vířivého čerpadla.

Bylo využito následujícího vztahu, který představuje zákon zachování energie, zde vztažený na jednotku času, tedy výkonovou rovnováhu. Na levé straně je hydraulický výkon čerpadla a na pravé straně výkon dodávaný oběžným kolem, snížený o disipaci výkonu v celém objemu čerpadla.

$$\rho Q Y = M_{OK} \omega - 2D \quad (2.3.1)$$

Odvození krouticího momentu M_{OK} , kterým působí oběžné kolo na tekutinu vymezenou kontrolním objemem, vychází z Navier-Stokesovy rovnice pro stacionární proudění.

$$M_{OK} = \frac{\rho}{\omega} [(uc_u)_{Stř,S_2} - (uc_u)_{Stř,S_1}] q + M_t + M_D \quad (2.3.2)$$

M_D - představuje moment, kterým působí oběžné kolo na tekutinu, vyvolaný viskózními silami na plochách S_1 a S_2 .

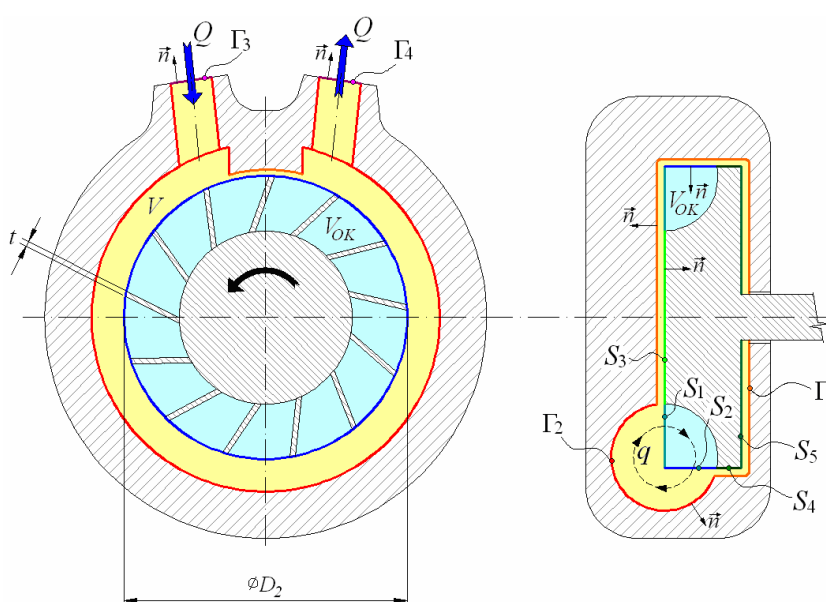
M_t - představuje moment, kterým působí oběžné kolo na tekutinu, vyvolaný viskózními silami na plochách S_3 , S_4 a S_5 .

Členy M_D a M_t jsou podrobněji odvozeny a rozepsány v diplomové práci [4].

Po vyjádření měrné energie Y ze vztahu (2.3.1) a dosazení za krouticí moment M_{OK} (2.3.2), dostaneme výsledný vzorec pro měrnou energii vířivého čerpadla

$$Y = \frac{[(uc_u)_{Stř,S_2} - (uc_u)_{Stř,S_1}] q}{Q} + \frac{M_t \omega}{\rho Q} + \frac{M_D \omega}{\rho Q} - \frac{2D}{\rho Q} \quad (2.3.3)$$

S_1 a S_2 jsou jednoduše souvislé plochy, vymezené tak, že přes ně proudí kapalina výhradně do oběžného kola, resp. ven z něj (Obr. 2.9).

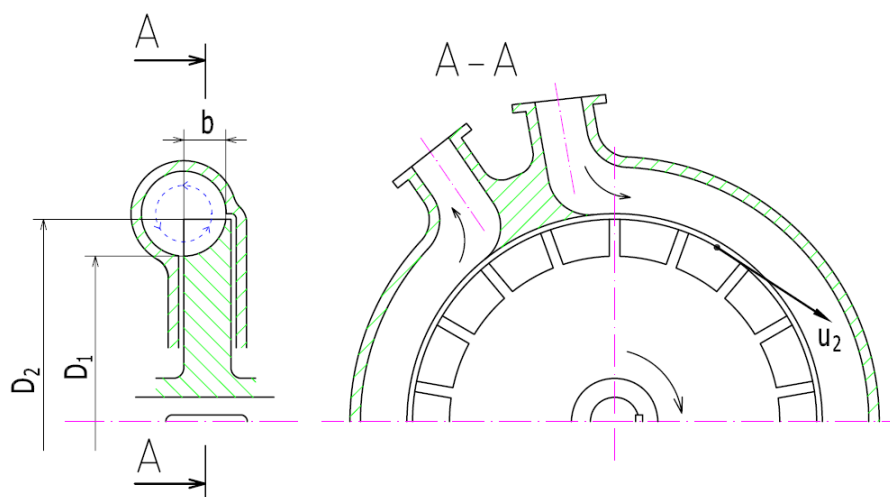


Obr. 2.9 Schematické znázornění vířivého čerpadla [4]

2.4 Základy teorie vířivého čerpadla

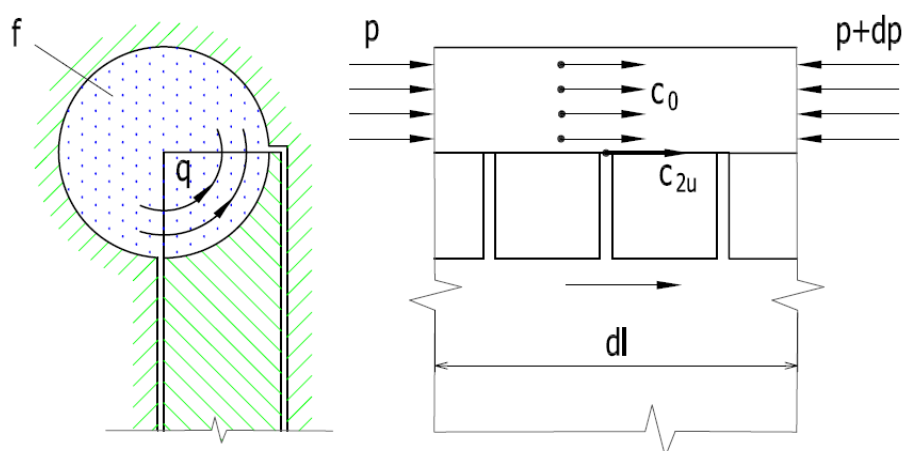
Literatura [15] popisuje zjednodušený postup odvození výpočtových vztahů vířivého čerpadla.

Teoretické hodnoty základních parametrů mohou být vypočítány z rovnice hybnosti. Předpokladem pro odvození je stacionární proudění (časově nezávislé).



Obr. 2.10 Konstrukční schéma vířivého stroje

Boční kanál na schématu vířivého stroje na (Obr. 2.10) je kruhový. Pro odvození budeme uvažovat kanál přímý.



Obr. 2.11 Schéma elementu přímého bočního kanálu délky dl pro odvození základních parametrů

Nechť q [m^3/sm]- je průtok skrz mezilopátkové kanály na jednotce délky bočního kanálu; c_{2u} [m/s] - průměrná hodnota střední tangenciální složky absolutní rychlosti na výstupu z mezilopátkových kanálů; c_0 [m/s] - střední rychlost proudění v bočním kanále na výtlaku.

Pro proudící kapalinu v kanálu můžeme psát rovnici hybnosti.

$$Ft = mc \quad (2.4.1)$$

Vyjádříme hmotnost kapaliny, která proteče kontrolním objemem elementu kanálu délky dl za čas Δt

$$m = \rho q dl \Delta t \quad (2.4.2)$$

Upravíme rovnici hybnosti (2.4.1) dle hodnot kanálu na (Obr. 2.11).

$$[fp_T - f(p_T + dp_T)]\Delta t = \rho q dl \Delta t c_{u0} - \rho q dl \Delta t c_{u2} \quad (2.4.3)$$

z toho vyjádříme přírůstek tlaku

$$dp_T = \rho \frac{q}{f} (c_{u2} - c_0) dl \quad (2.4.4)$$

Z rovnice je patrné, že tlak na výtlaku úměrně narůstá na délce kanálu. Integrací rovnice dostaneme teoretické zvýšení tlaku po délce kanálu.

$$p_T = \rho \frac{q}{f} (c_{u2} - c_0) l \quad (2.4.5)$$

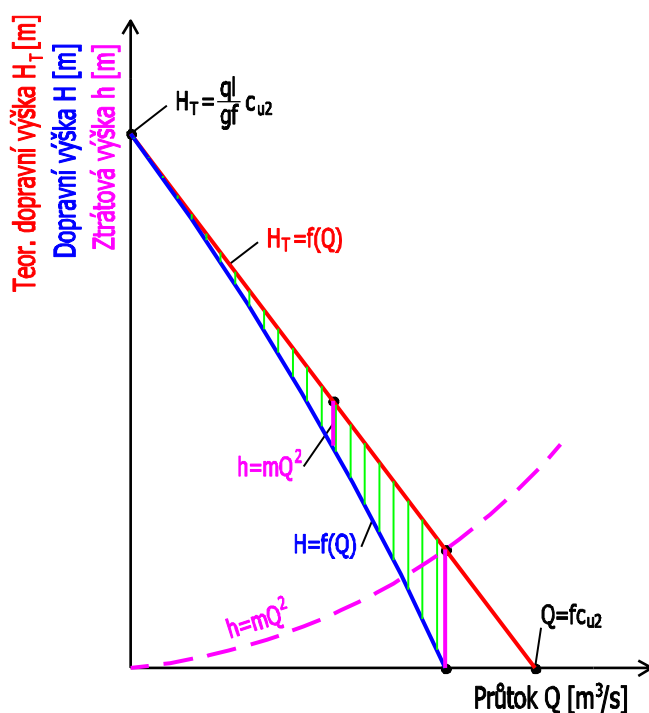
Pokud podělíme rovnici součinem hustoty a gravitačního zrychlení, dostaneme dopravní výšku

$$H_T = \frac{p_T}{\rho g} = \frac{ql}{gf} (c_{u2} - c_0) \quad (2.4.6)$$

Průtok v průřezu kanálu $Q = fc_0$ vede k úvaze teoretické charakteristiky vířivého čerpadla

$$H_T = \frac{ql}{gf} \left(c_{u2} - \frac{Q}{f} \right) \quad (2.4.7)$$

V důsledku nestálé hodnoty plošného průtoku q a rychlosti c_{u2} v rovnici (2.4.7) je graficky charakteristika teoretické dopravní výšky $H_T = f(Q)$ zobrazena přímkou. Tlakové ztráty v průtočném profilu čerpadla jsou úměrné druhé mocnině průtoku. Charakteristiku dopravní výšky tlaku $H = f(Q)$ získáme tak, že od teoretické charakteristiky $H_T = f(Q)$ odečteme tlakové ztráty přepočtené na ztrátovou výšku $h = mQ^2$ (Obr. 2.12).



Obr. 2.12 Charakteristika teoretické a skutečné tlakové ztráty vířivého čerpadla

Výkon vířivého čerpadla

$$P = \rho Q g H_T \quad (2.4.8)$$

po dosazení dopravní výšky do rovnice

$$P = \rho \frac{ql}{f} \left(c_{u2} - \frac{Q}{f} \right) Q \quad (2.4.9)$$

Hodnoty výkonu P dle průtoku Q . Tato rovnice graficky zobrazuje parabolu s paralelní osou k ose y .

$$P = 0 \text{ při } Q = 0 \text{ i } Q = f c_{u2} \quad (2.4.10)$$

Maximální hodnotu výkonu P zjistíme, derivací předchozí rovnice podle průtoku Q a položením rovnice rovno nule.

$$\frac{dP}{dQ} = \rho \frac{ql}{f} \left(c_{u2} - 2 \frac{Q}{f} \right) = 0 \quad (2.4.11)$$

Položíme člen v závorce rovnice (2.4.11) rovno nule

$$c_{u2} - \frac{2Q}{f} = 0 \quad (2.4.12)$$

a vyjádříme hodnotu průtoku Q , při které dosáhneme maximální výkon $P_{\max}$

$$Q = \frac{f c_{u2}}{2} \quad (2.4.13)$$

Maximální hodnota výkonu P z rovnice (2.4.11). Charakteristika $P = F(Q)$ zobrazena na (Obr. 2.13).

$$P_{\max} = \frac{\rho q l c_{u2}^2}{4} = \frac{m c_{u2}^2}{4} \quad (2.4.14)$$

kde: m - hmotnost kapaliny protékající za 1 vteřinu mezilopatkovými kanály oběžného kola.

Příkon dodávaný oběžnému kolu vířivého čerpadla je možno vyčíslit jako rozdíl vteřinových kinematických impulzů průtoku na vstupu a výstupu.

$$P_{\dot{r}} = \frac{m c_{u2}^2}{2} - \frac{m c_0^2}{2} = \frac{\rho q l}{2} \left(c_{u2}^2 - \frac{Q^2}{f^2} \right) \quad (2.4.15)$$

Příkon $P_{\dot{r}}$ při různých hodnotách průtoku Q

$$Q = 0; P_{\dot{r}} = \frac{\rho q l}{2} c_{u2}^2$$

$$Q = \frac{f c_{u2}}{2}; P_{\dot{r}} = \frac{3}{8} \rho q l c_{u2}^2 \quad (2.4.16)$$

$$Q = f c_{u2}; P_{\dot{r}} = 0$$

Účinnost vířivého čerpadla se vypočte ze vztahu výkonu P a příkonu P_i , definovaného v rovnici (2.4.11) a (2.4.15).

$$\eta = \frac{P}{P_i} = \frac{2Q}{f\left(c_0 + \frac{Q}{f}\right)} \quad (2.4.17)$$

Konečný výraz pro η dostaneme substitucí $Q = fc_0$ v poslední rovnici.

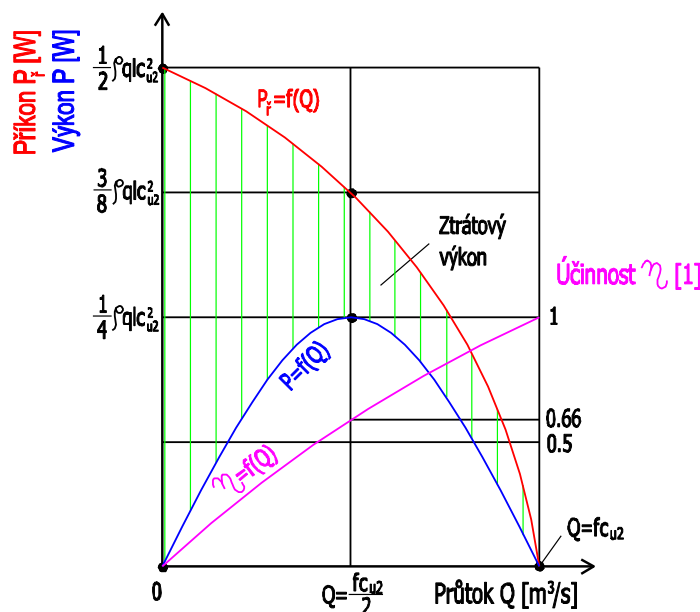
$$\eta = \frac{2c_0}{c_0 + c_{u2}} \quad (2.4.18)$$

Veličiny η dle hodnot průtoku Q :

$$Q = 0, c_0 = 0, \eta = 0;$$

$$Q = \frac{fc_{u2}}{2}; c_0 = \frac{c_{u2}}{2}; \eta = 0,66; \quad (2.4.19)$$

$$Q = fc_{u2}; c_0 = c_{u2}; \eta = 1;$$



Obr. 2.13 Výkonová charakteristika vířivého čerpadla

2.5 Patent samonasávací vířivé čerpadlové turbíny

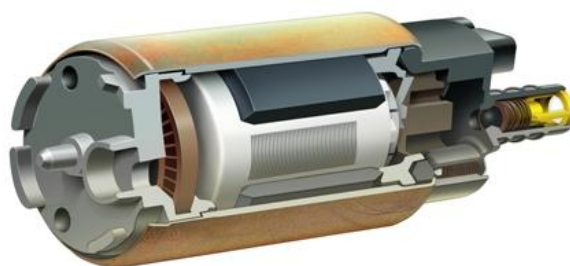
Patent s názvem *samonasávací vířivá čerpadlová turbína* podaný v USA a platný od roku 1971 [16]. Tento vířivý stroj byl zakoupen a následně byly změřeny jeho charakteristiky. V dizertační práci se předpokládá vypracování analýzy proudění v interiéru stroje. Detailní informace jsou v kapitole 5.

2.6 Další významné literární zdroje

Další nalezené literární prameny jsou dizertační práce Simony Fialové [3] zabývající se čerpadly pro mimotělní oběh, řešící teorii a využití vířivých čerpadel podobně jako [4]. Články z konferencí Gergely Krystóf - *Numerický výpočet čerpadla s bočním kanálem* [17] a T. Meakhail; S. O. Park - *Vylepšená teorie pro regenerativní výkon čerpadla* [18].

2.7 Využití vířivých čerpadel v automobilovém průmyslu

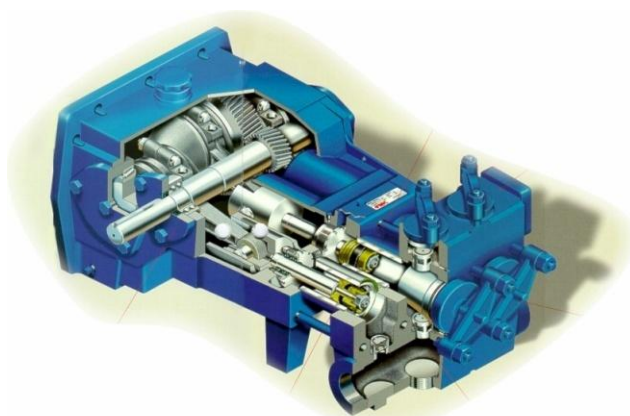
Vířivá čerpadla se používají v automobilovém průmyslu jako čerpadla palivových modulů pro čerpání paliva do vstřikovacích trysek. Pouze však pro čerpání benzínu, protože na čerpání nafty se používají objemová čerpadla. Hydraulická část vířivého čerpadla je součástí kompaktního celku s 3-fázovým stejnosměrným motorem s permanentními magnety (BLDC) a zpětným ventilem na výtlaku. Rotor čerpadla je za chodu chlazený čerpanou kapalinou. Typové řady čerpadel se vyrábějí ve 2 rozměrech průměru oběžného kola 36 a 58 mm. Při otáčkách oběžného kola 7000 1/min přibližně dodávají, při tlaku 5 - 7 barů, průtok 50 - 200 l/hod. Koncepce konstrukce je in-line s axiálně průtočným symetrickým vířivým oběžným kolem. Výhodou použití jsou především nízké tlakové pulzace vnášené do systému a malé rozměry spojené s jednostupňovým tlakováním. V současné době již byla představena nová generace benzinových palivových čerpadel objemového typu, které v budoucnosti nahradí vířivá palivová čerpadla. Jejich funkce je založena na principu dvou po sobě se odvalujících polokulových ploch s různým počtem vnitřních oblých drážek a výtlakem skrze dutou hřídel rotoru.



Obr. 2.14 Palivové čerpadlo od firmy Bosch [19]

2.8 Vysokotlaká rekuperace energie

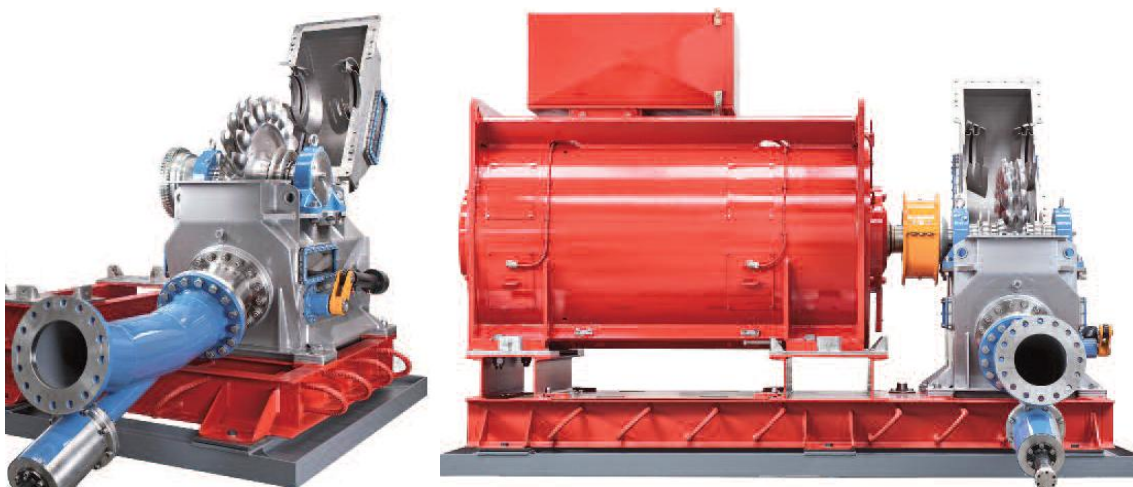
Pro vysokotlakou rekuperaci energie v uzavřeném potrubním systému je možné využívat zařízení nazývaného jako „dávkovač“. Dávkovač je v podstatě pístové čerpadlo, pracující v turbínovém chodu nebo je možné jako hydraulickou část využít i jednotlivých pístových hydromotorů. Využití nacházejí například na dně hlubokých důlních šachet, kde je potřeba redukovat vysoký tlak přiváděné chladicí vody. Tlak chladicí vody na dně šachty tak může být až v jednotkách MPa. Nevýhodou tohoto řešení je poměrně nízká účinnost a musí být zachována vysoká čistota chladicí vody. Jediné realizované využití je zatím zřejmě v dolech v jižní Africe.



Obr. 2.15 Pístové čerpadlo lze použít jako dávkovač [20]

2.9 Využití Peltonovy turbíny pro částečnou rekuperaci energie

Peltonova turbína je určena pro vysoké spády a malé průtoky. Je rovnotlaká, tzn., že před a za oběžným kolem je stejný tlak. Jejím charakteristickým prvkem turbíny je oběžné kolo s korečky umístěnými na obvodu. Turbína je specificky pomaloběžná. Zpracovává celý spád a dosahuje poměrně vysokých účinností. V případě rekuperace vysokého tlaku je velmi efektivnějším řešením. Na malé vodní elektrárně v Novém Malíně u Šumperka je instalována jedna Peltonova turbína od výrobce ELZACO s.r.o. o výkonu 30kW. Využívá spád 300 metrů na obecním vodovodu, který se dříve škrtil v redukčních ventilech. Rekuperací energie z vodovodního řadu se nyní vylepšuje obecní rozpočet. Peltonova turbína ale není vhodná pro částečnou rekuperaci energie, protože nelze měnit tlak v prostoru turbíny. Tlak vody ve vodovodním potrubí je tvořen pouze výškou vodního sloupce za turbínou.



Obr. 2.16 Soustrojí Peltonovy turbíny a generátoru [21]

2.10 Optimalizace rozměrů oběžného kola vířivého čerpadla

V dizertační práci s názvem *Numerická a experimentální studie vlivu důležitosti geometrických parametrů na výkon čerpadel s bočním kanálem s ohledem na ztráty při proudění* [22] (Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses wichtiger Geometrieparameter auf die Performance von Seitenkanalpumpen unter Berücksichtigung der Strömungsverluste), která vznikla na technické univerzitě v Kaiserslauternu, je řešen vliv hustoty lopatkové mříže, rozměrů oběžného kola a bočního kanálu na účinnost vířivého stroje otevřeného typu. Jednotlivé rozměrové varianty jsou modelově proměřeny a vypočítány pomocí software Ansys - CFX. Maximální účinnosti naměřených a počítaných čerpadel se pohybují okolo 30%. Průběhy grafů naměřených a vypočítaných hodnot se téměř shodují. Práce dále potvrzuje fakt, že účinnost vířivého stroje silně závisí na tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a skříní statoru.



Obr. 2.17 Sada testovaných oběžných vířivých kol [22]

2.11 Zhodnocení rešerše současného stavu poznání

Bezesporu nejzajímavější nalezenou literaturou je kniha [14] zabývající se vířivými stroji. Především však vířivými čerpadly. Jedna z kapitol knihy je věnována vířivým turbínám. Nepodařilo se nalézt dostatečně důvěryhodnou a kvalitní literaturu zabývající se teoretickou částí vířivých turbín. Proto je v následujících kapitolách odvozen vztah pro měrnou energii a krouticí moment na hřídeli vířivé turbíny. Neexistují ani žádné zmínky o použití vířivé turbíny ve funkci tlakového redukčního ventilu s regulací tlaku v závislosti na otáčkách oběžného kola. Pouze literatura [6] tvrdí, že je to možné, ale spíše pro plynná média.

Při vypracovávání rešerše bylo objeveno vířivé čerpadlo, které může být svými vlastnostmi vhodné pro částečnou rekuperaci energie. Z důvodu nedostatečných informací o vířivých strojích se jako velmi zajímavou možnost jeví, využití již existujícího vířivého stroje [7], [16]. Pro popis a představu o chování se podobných vířivých strojů, je v rámci výzkumu a cílů dizertační práce, zakoupen vířivý stroj, který je hydraulicky proměřen jako čerpadlo a turbína. A je u něj propočítáno proudění v interiéru stroje za pomoci CFD programů. Literatura [4], [14], [17], [18] a [22] se všeobecně shoduje nad faktem, že účinnost vířivých strojů je silně závislá na tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a skříni statoru.

2.12 Cíle dizertační práce stanovené v pojednání ke státní doktorské zkoušce

Dokončení odvození obecných vztahů pro měrnou energii Y a krouticí moment M_k na hřídeli vířivého stroje. Vykreslení ideálních průběhů charakteristik energetických veličin a průtoků u vířivého turbíny a čerpadla. V následujících kapitolách jsou pomocí CFD programů upřesněny hodnoty veličin, potřebných pro úspěšné vyřešení rovnic a poté porovnány s naměřenými a vypočítanými hodnotami.

Na základě získaných poznatků a zkušeností pokusit se pomocí výpočtového modelování turbulentního proudění navrhnout vlastní vířivou turbínu uzavřeného typu a nalézt vhodný hydraulický tvar oběžného kola. Hlavním problémem je zvládnutí výpočtu rozměrů turbíny, protože se jedná o hydraulický stroj, u kterého není dosud teoretická část zpracována tak, jako u turbín běžného typu. Je možné, že ztráty dosáhnou nepřiměřeně velkých hodnot. Vyrobit plastový prototyp modelu turbíny s malými rozměry, který se hydraulicky proměří v laboratoři odboru fluidního inženýrství. Měření turbíny provést i pro čerpadlový chod a porovnat je s výpočty a teoreticky odvozenými hodnotami. Zpřesnění jednotlivých členů rovnice pro krouticí moment turbíny (3.9.48). Ověřit platnost afinních vztahů u vířivých strojů.

Čerpadlo v turbínovém režimu z 5. kapitoly je doporučeno proměřit i s protitlakem v sacím potrubí, aby se zjistilo zdali se v takovém stavu změní celková účinnost. A doměřit čerpadlové charakteristiky. Provést analýzu proudění čerpadla v turbínovém chodu nestacionárním výpočtem s rotující lopatkovou mříží. Turbínu počítat pro několik spádů shodných s měřením a případně čerpadlo pro několik nastavení otáček oběžného kola a průtoků. Pro výpočet použít několik různých modelů turbulence ($k-\varepsilon$, $k-\omega$, RSM) a následně jejich výsledky porovnat. Účinnost vířivých strojů je silně závislá na tloušťce boční spáry v oblasti nosu mezi oběžným kolem a statorovou částí s bočními kanály. Výpočtem se zjistí vliv tloušťky boční spáry na výslednou účinnost stroje. Předpokládá se výpočet pro několik tloušťek boční spáry. Nejlepší pracovní je počítán s podmínkou nesmáčivého povrchu na ploše bočního kanálu a vyhrdlení. Porovnání výpočtů s měřením a odvozenou teorií. Předpokládá se publikační činnost a účast na konferencích.

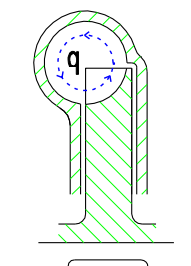
3 Teoretické odvození krouticího momentu a měrné energie vířivého stroje

V úvodu této kapitoly jsou odvozeny základní rovnice popisující proudění tekutin v rotujícím souřadném systému. Dále je popsán postup odvození obecného vztahu pro měrnou energii a krouticí moment na hřídeli vířivého stroje. Předpokládá se, že odvozené teoretické vztahy v budou porovnány s naměřenými hodnotami a experimentálně stanovenými hodnotami získanými výpočtem pomocí CFD programů. Navíc jsou vztahy porovnány s existující literaturou [4]. Při odvozování bylo využito přednášek k předmětu fluidní inženýrství [23], zapůjčených od prof. Ing. Františka Pochylého, CSc.

U vodních turbín platí pro měrnou energii Y následující vztah [24]:

$$Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) - (M_{kt} \omega - M_{kD} \omega - 2D) \frac{1}{\rho Q} \quad (3.0.1)$$

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



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

3.1 Základní matematické operace vektorového počtu

V této části jsou vysvětleny základní vzorce a úpravy vektorového počtu, které budou využity při odvozování. Je použito dvojího vyjádření vektorových veličin, které je vzájemně ekvivalentní – vektorový a složkový tvar. Ve složkovém tvaru zápisu platí Einsteinovo sumační pravidlo, které říká, že opakovací index je sčítací.

Nechť je definován prostor, ve kterém $\mathbf{a}$ a $\mathbf{b}$ jsou libovolné vektory.

Skalární součin dvou vektorů je definován

$$\mathbf{a} \cdot \mathbf{b} = a_1 b_1 + a_2 b_2 + a_3 b_3 = a_i b_i = \delta_{ij} a_i b_j \quad (3.1.1)$$

kde $\delta_{ij} \begin{cases} 1 & \text{pro } i = j \\ 0 & \text{pro } i \neq j \end{cases}$ je matematická funkce dvou proměnných nazývaná jako **Kroneckerovo delta**.

Má tzv. síťové vlastnosti

$$\delta_{ij} x_j = x_i \quad (3.1.2)$$

např. pro $i=1$:

$$\delta_{11} x_1 + \delta_{12} x_2 + \delta_{13} x_3 = x_1 \quad (3.1.3)$$

Vektorový součin dvou vektorů je definován

$$\mathbf{a} \times \mathbf{b} = \begin{vmatrix} \mathbf{e}_1 & \mathbf{e}_2 & \mathbf{e}_3 \\ a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \end{vmatrix} = \mathbf{e}_1(a_2b_3 - a_3b_2) + \mathbf{e}_2(a_3b_1 - a_1b_3) + \mathbf{e}_3(a_1b_2 - a_2b_1) =$$

$$\begin{bmatrix} a_2b_3 - a_3b_2 \\ a_3b_1 - a_1b_3 \\ a_1b_2 - a_2b_1 \end{bmatrix} \equiv \varepsilon_{ijk} a_j b_k = c_i \quad (3.1.4)$$

kde $\varepsilon_{ijk} \begin{cases} +1 & \text{pro } (i,j,k) \text{ rovno } (1,2,3), (3,1,2) \text{ nebo } (2,3,1) \\ -1 & \text{pro } (i,j,k) \text{ rovno } (3,2,1), (1,3,2) \text{ nebo } (2,1,3) \\ 0 & \text{jindy, tj.: } i = j, j = k \text{ nebo } k = i \end{cases}$ je Levi-Civitův tenzor a $\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2$ a $\mathbf{e}_3$

jsou jednotkové vektory ve směrech 1, 2 a 3.

např. pro $i=1$:

$$\varepsilon_{ijk} a_j b_k = \varepsilon_{123} a_2 b_3 + \varepsilon_{132} a_3 b_2 = a_2 b_3 - a_3 b_2 \quad (3.1.5)$$

Hamiltonův operátor parciálních derivací „nabla“ je definován jako

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_2} + \frac{\partial}{\partial x_3} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_i} \quad (3.1.6)$$

Divergence vektoru je definována

$$\text{div } \mathbf{a} = \nabla \cdot \mathbf{a} = \frac{\partial a_1}{\partial x_1} + \frac{\partial a_2}{\partial x_2} + \frac{\partial a_3}{\partial x_3} = \frac{\partial a_i}{\partial x_i} \quad (3.1.7)$$

Nenulová divergence udává zřídlovost vektorového pole. Budeme-li uvažovat např. vektorové pole dané gradientem proudění kapaliny, kladná divergence pole znamená zdroj a záporná divergence propad. Nulová divergence popisuje vektorové pole kapaliny bez zdrojů (nezřídlové pole).

Gradient vektoru - je kolmý k hladině a v každém bodě má směr největšího růstu pole.

$$\text{grad } \mathbf{a} = \nabla \mathbf{a} = \begin{pmatrix} \partial a_1 / \partial x_1 & \partial a_2 / \partial x_1 & \partial a_3 / \partial x_1 \\ \partial a_1 / \partial x_2 & \partial a_2 / \partial x_2 & \partial a_3 / \partial x_2 \\ \partial a_1 / \partial x_3 & \partial a_2 / \partial x_3 & \partial a_3 / \partial x_3 \end{pmatrix} \equiv \frac{\partial a_j}{\partial x_i} \quad (3.1.8)$$

Rotor vektoru

$$\text{rot } \mathbf{a} = \nabla \times \mathbf{a} = (\partial a_3 / \partial x_2 - \partial a_2 / \partial x_3) + (\partial a_1 / \partial x_3 - \partial a_3 / \partial x_1) + (\partial a_2 / \partial x_1 - \partial a_1 / \partial x_2) = \begin{bmatrix} \partial a_3 / \partial x_2 - \partial a_2 / \partial x_3 \\ \partial a_1 / \partial x_3 - \partial a_3 / \partial x_1 \\ \partial a_2 / \partial x_1 - \partial a_1 / \partial x_2 \end{bmatrix} \equiv \varepsilon_{ijk} \frac{a_k}{b_j} \quad (3.1.9)$$

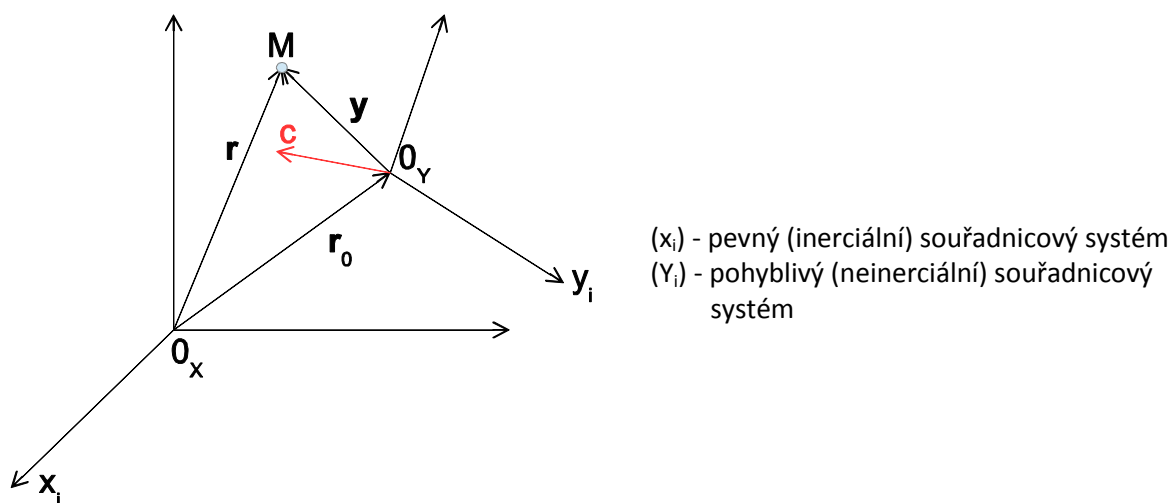
např. pro $i=1$:

$$\text{rot } \mathbf{a} = \varepsilon_{ijk} \frac{a_k}{b_j} = \varepsilon_{123} \frac{a_3}{b_2} + \varepsilon_{132} \frac{a_2}{b_3} = \frac{\partial a_3}{\partial b_2} - \frac{\partial a_2}{\partial b_3} \quad (3.1.10)$$

Body, ve kterých je rotace nenulová, se označují jako víry a příslušné pole jako vírové. Pole, které má ve všech bodech nulovou rotaci, je nevírové.

3.2 Rovnice rovnováhy makroskopické částice v rotujícím souřadnicovém systému

Zde jsou vysvětleny a definovány vztahy rychlostí a zrychlení použité pro zápis obecné pohybové rovnice v rotujícím souřadnicovém systému.



Obr. 3.2 Souřadnicové systémy

Absolutní rychlost c :

$$c = c_0 + \omega \times y + w \quad (3.2.1)$$

$c_0 + \omega \times y$ - přenosová rychlost

$w = w(y_i)$ - relativní rychlost vzhledem k (y_i)

ω - úhlová rychlost systému (y_i) vůči (x_i)

c_0 - rychlost počátku O_y vzhledem k (x_i)

$y = y(y_i)$ - polohový vektor bodu M vzhledem k (y_i)

$c = c(x_i)$ - absolutní rychlost bodu M vzhledem k O_x

Zrychlení a :

$$a = \frac{dc}{dt} \quad (3.2.2)$$

a - zrychlení vůči O_x

Po derivaci absolutní rychlosti (3.2.1) a dosazení do rovnice pro zrychlení dostaneme

$$a = a_0 + \dot{\omega} \times y + \omega \times (\omega \times y) + 2\omega \times w + \frac{\delta w}{\delta t} \quad (3.2.3)$$

$a_0 + \dot{\omega} \times y + \omega \times (\omega \times y)$ - přenosové zrychlení

ω - úhlová rychlost systému (y_i) vzhledem k (x_i)

$\dot{\omega}$ - úhlové zrychlení systému (y_i) vzhledem k (x_i)

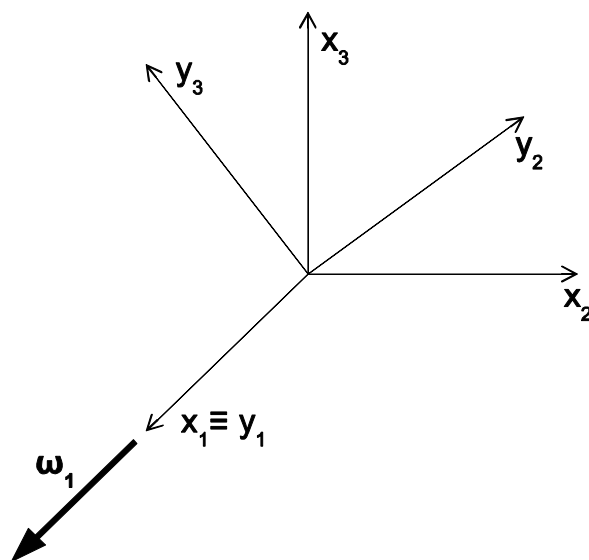
$\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{y})$ - má kolmý směr na okamžitou osu rotace. Jeho hodnota je rovna $r_0 \omega^2$; r_0 - je vzdálenost bodu od osy rotace

$2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{w}$ - Coriolisovo zrychlení - je rovno nule v následujících případech: - při $\mathbf{w} = \mathbf{0}$, při $\boldsymbol{\omega} = 0$, při $\mathbf{w} \parallel \boldsymbol{\omega}$. Jinak je vždy $\neq \mathbf{0}$.

$\frac{\delta \mathbf{w}}{\delta t}$ - zrychlení vzhledem k souřadnicovému systému (y_i) , derivace $\frac{\delta}{\delta t}$ se vztahuje k (y_i)

Předpokládejme:

1. Systémy (x_i) (y_i) mají totožný počátek, tj. $\mathbf{c}_0 = \mathbf{0} \wedge \mathbf{a}_0 = \mathbf{0}$.
2. Systém (y_i) rotuje kolem osy x_1 konstantní úhlovou rychlostí $\boldsymbol{\omega}_1 \neq \mathbf{0}$, $\boldsymbol{\omega}_2, \boldsymbol{\omega}_3 = \mathbf{0}$, $\dot{\boldsymbol{\omega}} = \mathbf{0}$.



Obr. 3.3 Předpokládaný souřadnicový systém

Odkud plyne:

$$\mathbf{c} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{y} + \mathbf{w} \quad (3.2.4)$$

$$\mathbf{a} = \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{y}) + 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{w} + \frac{\delta \mathbf{w}}{\delta t} \quad (3.2.5)$$

Ve složkách platí

$$c_i = \varepsilon_{ijk} \omega_j y_k + w_i \quad (3.2.6)$$

$$c_i = \varepsilon_{i1k} \omega_1 y_k + w_i \quad (3.2.7)$$

$$a_i = \varepsilon_{ijk} \omega_j \varepsilon_{klm} \omega_l y_m + 2\varepsilon_{ijk} \omega_j w_k + \frac{\delta w_i}{\delta t} \quad (3.2.8)$$

$$a_i = \varepsilon_{i1k} \omega_1 \varepsilon_{k1m} \omega_1 y_m + 2\varepsilon_{i1k} \omega_1 w_k + \frac{\delta w_i}{\delta t} \quad (3.2.9)$$

Položme: $\omega_1 = \omega$

$$c_i = \omega \varepsilon_{i1k} y_k + w_i \quad (3.2.10)$$

$$a_i = \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m + 2\omega \varepsilon_{i1k} w_k + \frac{\delta w_i}{\delta t} \quad (3.2.11)$$

Na základě 2. Newtonova zákona lze psát rovnici rovnováhy obecně ve tvaru

$$\mathbf{F}(y_i) = m\mathbf{a} \quad (3.2.12)$$

Po dosazení za $\mathbf{a}$ z rovnice (3.2.5) bude:

$$\mathbf{F}(y_i) = m \frac{\delta \mathbf{w}}{\delta t} + m\mathbf{a}_0 + m\dot{\boldsymbol{\omega}} \times \mathbf{y} + m\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{y}) + 2m\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{w} \quad (3.2.13)$$

$\mathbf{F}$ - vyjadřuje účinky vnějších objemových a plošných sil, které zadáváme v souřadnicích (y_i) .

Vzhledem k tomu, že $\mathbf{c}_0 = 0 \wedge \dot{\boldsymbol{\omega}} = \mathbf{0}$, $\omega_1 \neq 0$, $\omega_2, \omega_3 = 0$, ($\boldsymbol{\omega}_1 = (\omega, 0, 0)$), platí:

$$\mathbf{F}(y_i) = m \frac{\delta \mathbf{w}}{\delta t} + m\boldsymbol{\omega}_1 \times (\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{y}) + 2m\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{w} \quad (3.2.14)$$

$\mathbf{u} = \boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{y}$ - obvodová rychlost $\mathbf{u}$

a ve složkách:

$$F_i(y_i) = \rho \frac{\delta w}{\delta t} + \rho \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m + 2\rho \omega \varepsilon_{i1k} w_k \quad (3.2.15)$$

Z dynamiky tekutinových systémů je známo, že

$$F_i(y_i) = -\frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial y_j} + \frac{\partial p}{\partial y_i} - \rho R_i(y_j) \quad (3.2.16)$$

Sloučením (3.2.15) a (3.2.16) obdržíme:

$$\rho \frac{\delta w}{\delta t} + \rho \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m + 2\rho \omega \varepsilon_{i1k} w_k - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial y_j} + \frac{\partial p}{\partial y_i} = \rho R_i \quad (3.2.17)$$

Složka unášivé rychlosti

$$u_k = \varepsilon_{k1m} y_m \quad (3.2.18)$$

Obvodová rychlost $\mathbf{u}$:

$$\mathbf{u} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{y} \quad (3.2.19)$$

ve složkách

$$u_i = \varepsilon_{ijk} \omega_j y_k \quad (3.2.20)$$

Pro souřadný systém, který rotuje okolo osy x_1 je $\omega = \omega_1 \neq 0$, $\omega_2 = \omega_3 = 0$, platí:

$$u_i = \omega \varepsilon_{i1k} y_k \quad (3.2.21)$$

Z analogie posledního výrazu (3.2.21) plynou dva zajímavé důsledky, které využijeme při úpravě dalších rovnic.

$$u_k = \omega \varepsilon_{k1m} y_m \quad (3.2.22)$$

Analogicky plyne:

$$\frac{\partial u_k}{\partial y_i} = \omega \varepsilon_{k1m} \frac{\partial y_m}{\partial y_i} = \omega \varepsilon_{k1m} \delta_{mi} = \omega \varepsilon_{k1i} = -\omega \varepsilon_{i1k} \Rightarrow \frac{\partial u_k}{\partial y_k} = 0 \quad (3.2.23)$$

3.3 Zákon o zachování hmotnosti - rovnice kontinuity

Z fyziky je známo, že hodnota skalární veličiny se v rotujícím souřadnicovém systému zachovává. Platí tedy:

$$\Delta m = konst \Rightarrow \frac{\Delta m}{\delta t} = 0 \quad (3.3.1)$$

Změnu hmotnosti vyjádříme součinem změny objemu a hustoty

$$\Delta m = \rho \Delta V \quad (3.3.2)$$

Rozepíšeme derivaci součinu funkce

$$\frac{\delta(\rho \Delta V)}{\delta t} = \frac{\delta \rho}{\delta t} \Delta V + \rho \frac{\delta \Delta V}{\delta t} \quad (3.3.3)$$

Po sloučení rovnic (3.3.1), (3.3.3) a podělení změnou objemu ΔV bude:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \rho \frac{1}{\Delta V} \frac{\delta \Delta V}{\delta t} = 0, \quad (3.3.4)$$

Poměrnou objemovou změnu můžeme vyjádřit jako divergenci posunutí $\mathbf{u}$

$$\frac{\delta \Delta V}{\Delta V} = \frac{\partial u_i}{\partial y_i} = \text{div } \mathbf{u} \quad (3.3.5)$$

Jelikož

$$\mathbf{w} = \frac{\mathbf{u}}{\delta t} \quad (3.3.6)$$

pak lze psát rovnici (3.3.4) ve tvaru:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \rho \text{div } \mathbf{w} = 0 \quad (3.3.7)$$

Při stacionárním proudění nestlačitelné tekutiny můžeme rovnici kontinuity zapsat pomocí diferenciálního operátoru divergence

$$\text{div } \mathbf{w} = 0, \quad (3.3.8)$$

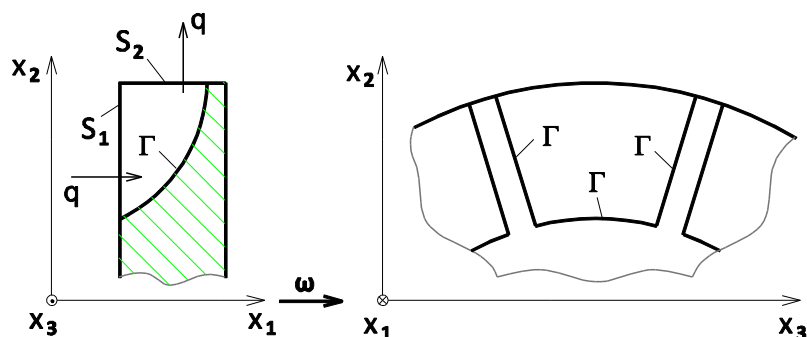
což je známá rovnice kontinuity, vyjádřená v rotujícím souřadném systému.

Nebo totožným zápisem v neinerciálním prostoru lze rovnici kontinuity vyjádřit jako

$$\frac{\partial w_i}{\partial y_i} = 0 \quad (3.3.9)$$

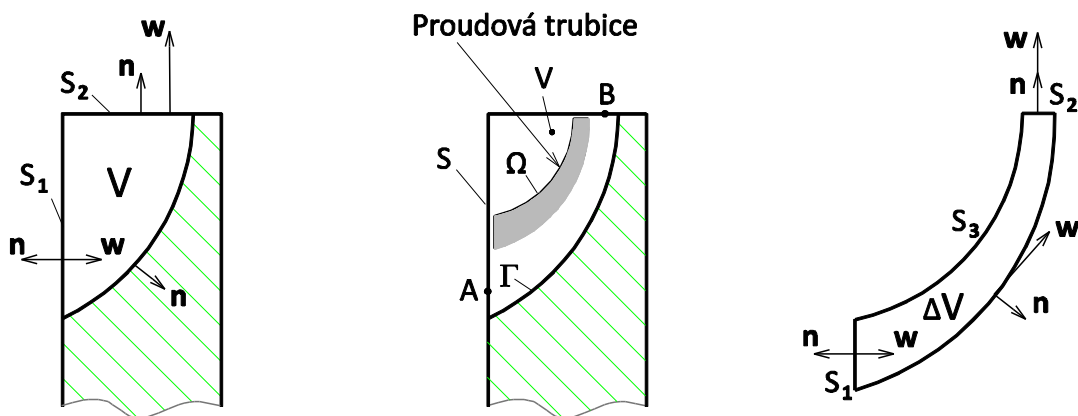
3.4 Bernoulliho rovnice v rotujícím souřadnicovém systému

Na obrázku je znázorněn tvar tekutiny, omezený pevnými a rotujícími povrchy Γ . Oblast V vyplněná tekutinou může být vícenásobně nebo jednoduše souvislá.



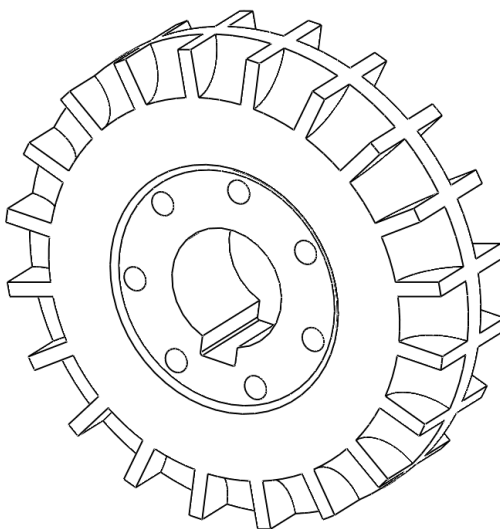
V - obor obsahující tekutinu
 S - povrch tvořený tekutinou
 Γ - povrch tvořený pevnými stěnami

Obr. 3.4 Vyznačení hranic tekutiny v kontrolním objemu



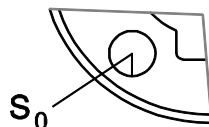
Obr. 3.5 Proudové trubice

Vícenásobně souvislou oblast tvoří např. oběžné kolo čerpadla, kde jsou jednotlivé podoblasti vyznačeny lopatkami oběžného kola nebo více rotujících kanálků.



Obr. 3.6 Oběžné kolo vířivého stroje uzavřeného typu

Jednoduše souvislou oblast může tvořit např. tekutina mezi rotačně pohyblivými disky nebo jediný kanálek sloužící k např. k mazání nebo otvory pro odlehčení tlaku v náboji oběžného kola.



Obr. 3.7 Otvor pro odlehčení tlaku v náboji oběžného kola

Východiskem pro odvození Bernoulliho rovnice budou rovnice rovnováhy (3.2.17) a kontinuity (3.3.8). Rovnici (3.2.17) upravíme za předpokladu, že vnější objemové síly mají v systému (y_i) potenciál Φ tak, že platí:

$$R_i = -\frac{\partial \Phi}{\partial y_i} \Rightarrow \Phi = -R_j y_j \quad (3.4.1)$$

Vezměme v úvahu platnost (3.4.1) a vynásobme rovnici (3.2.17) skalárně vektorem $\mathbf{w}$. Po integraci přes obor V obdržíme:

$$\begin{aligned} \int_V \rho \frac{1}{2} \frac{\delta}{\delta t} (w_i w_i) dV + \int_V \rho \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m w_i dV + \int_V 2\rho \omega \varepsilon_{i1k} w_k w_i dV \\ - \int_V \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial y_j} w_i dV + \int_V \frac{\partial p}{\partial y_i} w_i dV = - \int_V \rho \frac{\partial \Phi}{\partial y_i} w_i dV \end{aligned} \quad (3.4.2)$$

Účinek Coriolisových sil se neuplatní, neboť

$$\varepsilon_{i1k} w_k w_i = \varepsilon_{213} w_3 w_2 + \varepsilon_{312} w_2 w_3 = 0 \quad (3.4.3)$$

Vezmeme-li v úvahu (3.2.13), (3.2.14) lze psát:

$$\omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m = -u_k \frac{\partial u_k}{\partial y_i} = -\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y_i} (u_k u_k) \quad (3.4.4)$$

Uvážíme-li, že objem je na čase závislý a platí rovnice kontinuity, lze psát (3.4.2) ve vhodněji upraveném tvaru:

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{2} \int_V \frac{\delta}{\delta t} (w_i w_i) dV - \frac{\rho}{2} \int_V \frac{\partial}{\partial y_i} (u_k u_k w_i) dV \\ - \int_V \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial y_j} w_i dV + \int_V \frac{\partial}{\partial y_i} (p w_i) dV = -\rho \int_V \frac{\partial}{\partial y_i} (\Phi w_i) dV \end{aligned} \quad (3.4.5)$$

Poněvadž $w_i = w_i(y_j, t)$ závisí na y_j , t , je $\frac{\delta}{\delta t}$ operátorem substanční derivace v relativním prostoru.

Tedy

$$\frac{\delta}{\delta t} (w_i w_i) = \frac{\partial}{\partial t} (w_i w_i) + \frac{\partial (w_i w_i)}{\partial y_i} w_j \quad (3.4.6)$$

Upravíme-li na základě (3.4.5) rovnici (3.4.6) obdržíme:

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{\delta t} \frac{\rho}{2} \int_V w_i w_i dV + \frac{\rho}{2} \int_V \frac{\partial}{\partial y_i} [(w_j w_j) w_i] dV - \frac{\rho}{2} \int_V \frac{\partial}{\partial y_i} (u_k u_k w_i) dV \\ - \int_V \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial y_j} w_i dV + \int_V \frac{\partial}{\partial y_i} (p w_i) dV = -\rho \int_V \frac{\partial}{\partial y_i} (\Phi w_i) dV \end{aligned} \quad (3.4.7)$$

Využijeme-li v poslední rovnici věty Gauss-Ostrohradského, získáme následující jednodušší vztah:

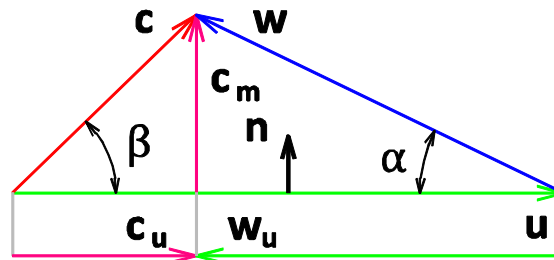
$$\begin{aligned} \frac{\delta}{\delta t} \frac{\rho}{2} \int_V w_i w_i dV + \frac{\rho}{2} \int_{S \cup \Gamma} (w_j w_j w_i n_i - u_k u_k w_i n_i) dS - \int_{S \cup \Gamma} \Pi_{ij} w_i n_j dV + \int_V \Pi_{ij} \frac{\partial w_i}{\partial y_j} dV \\ + \int_{S \cup \Gamma} p w_i n_i dV = -\rho \int_{S \cup \Gamma} \Phi w_i n_i dV \end{aligned} \quad (3.4.8)$$

Uvědomíme-li si, že na pevném povrchu je relativní rychlost $\mathbf{w} = \mathbf{0}$, lze psát poslední výraz následovně:

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{\delta t} \frac{\rho}{2} \int_V w_i w_i dV + \frac{\rho}{2} \int_S \frac{\delta}{\delta y_i} (w_j w_j w_i n_i - u_k u_k w_i n_i) dS - \int_S \Pi_{ij} w_i n_j dS + \int_V \Pi_{ij} \frac{\partial w_i}{\partial y_j} dV \\ + \int_S p w_i n_i dS = -\rho \int_S \Phi w_i n_i dS \end{aligned} \quad (3.4.9)$$

3.5 Rychlostní trojúhelník

Pokud máme relativní prostor, který se pohybuje vůči absolutnímu rychlostí $\mathbf{u}$, musíme uvažovat tři typy rychlostí: relativní $\mathbf{w}$, absolutní $\mathbf{c}$ a unášivou $\mathbf{u}$.



Obr. 3.8 Rychlostní trojúhelník

c_u - složka absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti

c_m - složka absolutní rychlosti do směru kolmého na unášivou rychlost (meridiální rychlost)

w_u - složka relativní rychlosti do směru unášivé rychlosti

α, β - úhly lopatek

Absolutní rychlost c :

$$\mathbf{c} = \mathbf{w} + \mathbf{u} \quad (3.5.1)$$

Relativní rychlost

$$w^2 = w_u^2 + c_m^2 \quad (3.5.2)$$

Absolutní rychlost, vyjádřená pomocí složek absolutní rychlosti

$$c^2 = c_m^2 + c_u^2 \quad (3.5.3)$$

Rozdíl rovnic (3.5.2) a (3.5.1)

$$c^2 - w^2 = c_u^2 - w_u^2 \quad (3.5.4)$$

Vyjádříme složku relativní rychlosti do směru unášivé rychlosti

$$|w_u| = |u| - |c_u| \quad (3.5.5)$$

a umocníme ji.

$$w_u^2 = u^2 + c_u^2 - 2u|c_u| \quad (3.5.6)$$

Umocnění dosadíme do rovnice (3.5.4)

$$c^2 - w^2 = c_u^2 - (u^2 + c_u^2 - 2u|c_u|) \quad (3.5.7)$$

a vztah upravujeme.

$$c^2 - w^2 = -u^2 + 2u|c_u| \quad (3.5.8)$$

Po úpravě

$$w^2 - c^2 = u^2 - 2u|c_u| \quad (3.5.9)$$

Pomocí kosinové věty lze z rychlostního trojúhelníku vyjádřit

$$w^2 - u^2 = c^2 - 2u|c_u| \quad (3.5.10)$$

Výraz pro složku absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti

$$|c_u| = u - |c_m| \cot g \beta \quad (3.5.11)$$

Zvolíme-li S_1, S_2 tak aby platilo $\mathbf{n}$ je kolmé na $\mathbf{u}$, zřejmě bude

$$w_i n_i = \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} = c_m \quad (3.5.12)$$

Meridiální rychlost nabývá v rovnici (3.5.12) hodnot

$$c_m = \pm |c_m| \quad (3.5.13)$$

3.6 Fyzikální význam jednotlivých členů výrazu (3.4.9)

Než přistoupíme k analýze výrazu (3.4.9), je nutno si uvědomit, že musíme zvlášť uvažovat proudovou trubici a zvlášť celou oblast V . To z toho důvodu, že člen obsahující $\Pi_{ij} w_i n_j$ bude v případě celé oblasti V různý od nuly pouze na S_1 a S_2 , kdežto u proudové trubice i na plášti S_3 . Uvažujeme nejdřív jednodušší případ, tj. celou oblast V .

Je zřejmé, že $w = 0 \forall y_i \in \Gamma$. Této skutečnosti využijeme při analýze jednotlivých členů (3.4.9).

$$\frac{\delta}{\delta t} \frac{\rho}{2} \int_V w_i w_i dV = \frac{\delta}{\delta t} W_k \quad (3.6.1)$$

Výraz (3.6.1) představuje okamžitou změnu kinetické energie vzhledem k rotujícímu souřadnicovému systému (y_i). Při stacionárním proudění je nulová.

Při úpravě následujících členů je nutno vzít v úvahu součin vektorů $\mathbf{w}$ a $\mathbf{n}$ na odpovídajících S_i .

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{2} \int_S (w_j w_j w_i n_i - u_k u_k w_i n_i) dS &= \frac{\rho}{2} \int_S (w \cdot w - u \cdot u) w \cdot n dS \\ &= \frac{\rho}{2} \left[\int_{S_2} (w^2 - u^2) c_m dS - \int_{S_1} (w^2 - u^2) c_m dS \right] \\ &= \frac{\rho}{2} \left[\int_{S_2} (w^2 - u^2) dQ - \int_{S_1} (w^2 - u^2) dQ \right] \end{aligned} \quad (3.6.2)$$

- snadno se přesvědčíme, že rozměr tohoto výrazu je watt. Každý z uvedených integrálů tedy představuje rozdíl změny kinetické energie a výkonu přenosových sil. Samotný výraz určuje rozdíl toků části kinetické a přenosové energie průřezy S_1 a S_2 . Uvedené integrály lze chápat jako definice zmíněných toků.

$$\int_{S=S_1 \cup S_2} p w_i n_i dS = \int_S p w \cdot n dS = \int_{S_2} p c_m dS - \int_{S_1} p c_m dS = \int_{S_2} p dQ - \int_{S_1} p dQ \quad (3.6.3)$$

Každý z integrálů představuje výkon tlakových sil neboli tok tlakových sil. Výraz tedy vyjadřuje rozdíl toků tlakové energie vstupující a vystupující z rotujícího kanálu.

Analogicky:

$$\rho \int_S \Phi w_i n_i dS \quad (3.6.4)$$

- určuje rozdíl toků energie vnějších silových polí.

$$- \int_{S=S_1 \cup S_2} \Pi_{ij} w_i n_j dS = - \int_{S_2} \Pi_{ij} w_i n_j dS - \int_{S_1} \Pi_{ij} w_i n_j dS \quad (3.6.5)$$

Určuje součet toků, vykonaných mechanickou prací viskozních sil na plochách S_1 a S_2 . Tento tok nelze zaměňovat za disipační funkci, spojenou s přeměnou části mechanické práce vnitřních sil za teplo. Výkon, vykonaný smykovými silami, potřebný na stlačení resp. vytlačení tekutiny z oboru V .

$$\int_V \Pi_{ij} \frac{\delta w_i}{\delta y_j} dV = 2\mathcal{D} \quad (3.6.6)$$

$2\mathcal{D}$ – disipační funkce - integrál je spojen s tokem entropie uvnitř oblasti V a určuje část energie, která se nevratně změní v teplo.

Proudová trubice v relativním systému ($\mathbf{y}_i$) - je takový obor tekutiny, na jehož plášti jsou vektory relativní rychlosti kolmé na normálový vektor tohoto pláště. Platí zde tedy $\mathbf{w} \cdot \mathbf{n} = 0 \forall \mathbf{y}_i \in S_3$. Viz. obr. 3.4.

Vzhledem k tomu, že platí $\mathbf{w} \cdot \mathbf{n} = 0 \forall \mathbf{y}_i \in S_3$, jsou výsledky (3.6.1), (3.6.4) a (3.6.5) zcela totožné. Výjimku tvoří tok viskozních sil, který je na S_3 nenulový. Platí tedy:

$$- \int_{S=S_1 \cup S_2 \cup S_3} \Pi_{ij} w_i n_j dS = - \int_{S_1} \Pi_{ij} w_i n_j dS - \int_{S_2} \Pi_{ij} w_i n_j dS - \int_{S_3} \Pi_{ij} w_i n_j dS \quad (3.6.7)$$

Výraz představuje součet toků, vzniklých mechanickou prací vnitřních viskozních sil na površích $S = S_1 \cup S_2 \cup S_3$. Nejedná se o síly disipativní. Disipaci energie určuje tvar disipační funkce $2\mathcal{D}$.

Zvolíme-li průřezy proudové trubice velmi malé, tak, že závislost proměnné $\mathbf{w}$ a p lze pokládat na těchto površích za neměnné, lze psát výraz (3.4.9) vzhledem k (3.6.1) - (3.6.7) ve tvaru:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\delta}{\delta t} W_k + \frac{\rho}{2} [w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2] \Delta Q + (p_2 - p_1) \Delta Q - (\Pi_{ij} w_i n_j)_1 \Delta S_1 - (\Pi_{ij} w_i n_j)_2 \Delta S_2 \\ - \int_{S_3} \Pi_{ij} w_i n_j \Delta S_3 + 2\mathcal{D} = -\rho(\Phi_2 - \Phi_1) \Delta Q \end{aligned} \quad (3.6.8)$$

Vydělíme-li celou rovnici průtokem ΔQ a označíme-li

$$\Delta h_k = \frac{2\mathcal{D}}{\Delta Q} \quad (3.6.9)$$

a

$$A_k = -(\Pi_{ij} w_i n_j)_1 \frac{\Delta S_1}{\Delta Q} - (\Pi_{ij} w_i n_j)_2 \frac{\Delta S_2}{\Delta Q} - \int_{S_3} \Pi_{ij} w_i n_j \Delta S_3 / \Delta Q \quad (3.6.10)$$

lze psát Bernoulliho rovnici v relativním prostoru ve tvaru:

$$\rho \frac{\delta w_k}{\delta t} + \frac{\rho}{2} (w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2) + (p_2 - p_1) + \Delta h_k + A_k = -\rho(\Phi_2 - \Phi_1) \quad (3.6.11)$$

3.7 Mazací kanálek malého průřezu

Předchozí rovnice platí s tím rozdílem, že A_k se změní neboť na stěnách kanálku (plášti S_0) je $\mathbf{w} = \mathbf{0}$. Tedy pro stacionární proudění lze psát viz. (Obr. 3.7) vztah mezi tlaky v průřezech S_1, S_2 ve tvaru:

$$p_2 = p_1 + \frac{\rho}{2}(u_2^2 - w_2^2 + w_1^2 - u_1^2) - \Delta h_k - A_k + \rho(\Phi_2 - \Phi_1) \quad (3.7.1)$$

3.8 Kanál velkého průřezu

Předpokládáme-li opět stacionární proudění, bude v tomto případě Bernoulliho rovnice zcela analogická výrazu (3.7.1) s tím rozdílem, že hodnoty p, u^2, w^2, Φ nahradíme na příslušných površích jejich středními hodnotami. Tak například bude (viz. (3.4.9)):

$$\int_{S_2} (w^2 - u^2) dQ = (w_B^2 - u_B^2)Q \quad (3.8.1)$$

$$\int_{S_1} p dQ = p_A Q \quad (3.8.2)$$

a podobně.

Hodnoty w_B^2, u_B^2, p_A jsou středními hodnotami v uvedených bodech na povrchu S_1, S_2 . Pro kanál velkého průřezu máme tedy tento výsledek:

$$p_B = p_A + \frac{\rho}{2}(u_B^2 - w_B^2 + w_A^2 - u_A^2) - \Delta h_k - A_k + \rho(\Phi_B - \Phi_A) \quad (3.8.3)$$

Z uvedených výsledků plyne následující důležitý závěr: Tlaková diference mezi povrchy S_1, S_2 je explicitně závislá pouze na hodnotách rychlostí u, w v těchto řezech. Vliv tvaru kanálu je zahrnut v disipaci $2\mathcal{D}$ a implicitně v určení w . Tvar kanálu bude tedy významně ovlivňovat zejména hydraulickou účinnost stroje.

3.9 Krouticí moment na hřídeli stroje

Vyjdeme opět z rovnice silové rovnováhy (3.2.17). Předpokládejme pro jednoduchost bez újmy na obecnosti řešení, že $R_i = 0$. Levá strana (3.2.17) představuje i -tou složku síly. Z mechaniky je známo, že moment vzhledem k ose rotace je definován vztahem:

$$\mathbf{M} = \mathbf{y} \times \mathbf{F} \quad (3.9.1)$$

jelikož síla je v našem případě představována levou stranou (3.2.17), tj. $\mathbf{F} = 0$, platí

$$\mathbf{y} \times \mathbf{F} = \mathbf{0} \quad (3.9.2)$$

Což je zástupce momentové rovnováhy. Pro l -tou složku momentu na základě definice platí

$$(\mathbf{y} \times \mathbf{F})_l = \varepsilon_{lni} y_n F_i = 0 \quad (3.9.3)$$

Dosadíme za F_i z (3.2.17).

$$\varepsilon_{lni} y_n \left[\rho \frac{\delta w}{\delta t} + \rho \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m + 2\rho \omega \varepsilon_{i1k} w_k - \frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k} + \frac{\partial p}{\partial y_i} \right] = 0 \quad (3.9.4)$$

Rovnice (3.9.4) představuje momentovou rovnováhu k počátku souřadnicových systémů. Nás zajímá pouze složka do směru $x_1 \equiv y_1$, která určuje krouticí moment. Dosadíme proto do poslední rovnice $l = 1$. Obdržíme:

$$\varepsilon_{1ni} y_n \left[\rho \frac{\delta w}{\delta t} + \rho \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m + 2\rho \omega \varepsilon_{i1k} w_k - \frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k} + \frac{\partial p}{\partial y_i} \right] = 0 \quad (3.9.5)$$

Jednotlivé členy nyní upravíme:

Krouticí moment od konvektivních sil

Uvažujeme pouze stacionární proudění. Za tohoto předpokladu lze psát:

$$\rho \varepsilon_{1ni} y_n \frac{\delta w}{\delta t} = \rho \varepsilon_{1ni} y_n \frac{\partial w_i}{\partial y_k} y_k \quad (3.9.6)$$

Uvážíme-li definici obvodové rychlosti (3.2.21)

$$u_i = \omega \varepsilon_{1ni} y_n = -\omega \varepsilon_{n1i} y_n = \omega \varepsilon_{i1n} y_n \quad (3.9.7)$$

odtud

$$\varepsilon_{1ni} y_n = \frac{u_i}{\omega} \quad (3.9.8)$$

takže

$$\rho \varepsilon_{1ni} y_n \frac{\delta w}{\delta t} = \frac{\rho}{\omega} u_i \frac{\partial w_i}{\partial y_k} y_k = \frac{\rho}{\omega} \frac{\partial (w_i w_k)}{\partial y_k} u_i \quad (3.9.9)$$

Krouticí moment od přenosových sil

$$\rho \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} \varepsilon_{l1i} y_n y_m \quad (3.9.10)$$

Vezměme zde v úvahu (3.2.22) a (3.2.23)

$$\omega \varepsilon_{k1m} y_m = u_k \quad (3.9.11)$$

$$\omega \varepsilon_{1ni} y_n = -\omega \varepsilon_{n1i} y_n = \omega \varepsilon_{i1n} y_n = u_i \quad (3.9.12)$$

$$-\omega \varepsilon_{i1k} = \frac{\partial u_k}{\partial y_i} \Rightarrow \varepsilon_{i1k} = -\frac{1}{\omega} \frac{\partial u_k}{\partial y_i} \quad (3.9.13)$$

Dosadíme tyto výrazy do předcházejícího vztahu:

$$\rho\omega^2\varepsilon_{i1k}\varepsilon_{k1m}\varepsilon_{l1i}y_ny_m = -\frac{\rho}{\omega}u_ku_i\frac{\partial u_k}{\partial y_i} = -\frac{\rho}{2\omega}\frac{\partial}{\partial y_i}(u_ku_k)u_i \quad (3.9.14)$$

ale

$$\frac{\partial u_k}{\partial y_i} = \omega\varepsilon_{kli} \quad (3.9.15)$$

(viz. (3.2.23)), tedy

$$\frac{\partial u_i}{\partial y_i} = \omega\varepsilon_{i1i} = 0 \quad (3.9.16)$$

takže lze psát

$$\rho\omega^2\varepsilon_{i1k}\varepsilon_{k1m}\varepsilon_{l1i}y_ny_m = -\frac{\rho}{2\omega}\frac{\partial}{\partial y_i}(u_iu_ku_k) \quad (3.9.17)$$

Krouticí moment od Coriolisových sil

$$2\rho\omega\varepsilon_{i1k}w_k\varepsilon_{1ni}y_n \quad (3.9.18)$$

$$\omega\varepsilon_{1ni}y_n = -\omega\varepsilon_{n1i}y_n = \omega\varepsilon_{i1n}y_n = u_i \quad (3.9.19)$$

$$\varepsilon_{i1k} = -\frac{1}{\omega}\frac{\partial u_k}{\partial y_i} \quad (3.9.20)$$

$$2\rho\omega\varepsilon_{i1k}w_k\varepsilon_{1ni}y_n = -\frac{2\rho}{\omega}u_iw_k\frac{\partial u_k}{\partial y_i} \quad (3.9.21)$$

Určen vztah mezi $\frac{\partial u_k}{\partial y_i}$ a $\frac{\partial u_i}{\partial y_k}$

$$u_i = \omega\varepsilon_{i1k}y_k \quad (3.9.22)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial y_l} = \omega\varepsilon_{i1k}\frac{\partial y_k}{\partial y_l} = \omega\varepsilon_{i1k}\delta_{kl} = \omega\varepsilon_{i1l} \quad (3.9.23)$$

Položme $l=k$

$$\frac{\partial u_i}{\partial y_k} = \omega\varepsilon_{i1k} \quad (3.9.24)$$

Z (3.2.23) plyne

$$\frac{\partial u_k}{\partial y_i} = -\omega \varepsilon_{i1k} \quad (3.9.25)$$

Odtud

$$\frac{\partial u_i}{\partial y_k} = -\frac{\partial u_k}{\partial y_i} \quad (3.9.26)$$

Dosadíme do (3.9.21) a vezmeme v úvahu rovnici kontinuity

$$2\rho\omega\varepsilon_{i1k}w_k\varepsilon_{1ni}y_n = \frac{2\rho}{\omega}u_iw_k\frac{\partial u_i}{\partial y_k} = \frac{\rho}{\omega}\frac{\partial}{\partial y_k}(u_iu_iw_k) \quad (3.9.27)$$

Krouticí moment viskozních sil

$$-\varepsilon_{1ni}y_n\frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k} = \varepsilon_{k1i}y_k\frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k} = -\varepsilon_{ilk}y_k\frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k} = -u_i\frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k}\frac{1}{\omega} \quad (3.9.28)$$

Krouticí moment tlakových sil

$$\varepsilon_{1ni}y_n\frac{\partial p}{\partial y_i} = u_i\frac{\partial p}{\partial y_i}\frac{1}{\omega} = \frac{1}{\omega}\frac{\partial}{\partial y_i}(pu_i) \quad (3.9.29)$$

Vezmeme-li v úvahu (3.9.9), (3.9.17) a (3.9.27 až 3.9.29) a dosadíme do (3.9.5), obdržíme:

$$\frac{\rho}{\omega}\frac{\partial}{\partial y_k}(w_iw_k)u_i - \frac{\rho}{2\omega}\frac{\partial}{\partial y_k}(u_iu_ku_k) + \frac{\rho}{\omega}\frac{\partial}{\partial y_k}(u_iu_iw_k) - u_i\frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k}\frac{1}{\omega} + \frac{1}{\omega}\frac{\partial}{\partial y_i}(pu_i) = 0 \quad (3.9.30)$$

Rovnice (3.9.30) představuje momentovou rovnováhu síly, vztažené na jednotku objemu tekutiny. Celkový moment získáme integrací přes obor V . Využitím věty Gauss-Ostrohradského v takto upravené rovnici (3.9.30) získáme:

$$\begin{aligned} & -\frac{\rho}{\omega}\int_V\frac{\partial u_i}{\partial y_k}w_iw_kdV + \frac{\rho}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}w_iw_ku_in_kdS - \frac{\rho}{2\omega}\int_{S\cup\Gamma}u_iu_ku_kn_idS + \frac{\rho}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}u_iu_iw_kn_kdS \\ & + \frac{1}{\omega}\int_V\Pi_{ik}\frac{\partial u_i}{\partial y_k}dV - \frac{1}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}\Pi_{ik}u_in_kdS + \frac{1}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}pu_in_idS = 0 \end{aligned} \quad (3.9.31)$$

$$w_iw_k\frac{\partial u_i}{\partial y_k} = -w_iw_k\omega\varepsilon_{1ik} = -\omega(w_2w_3\omega\varepsilon_{123} + w_3w_2\omega\varepsilon_{132}) \quad (3.9.32)$$

Uvážíme-li tento výsledek a (3.9.24) bude mít poslední rovnice tvar:

$$\begin{aligned} & +\frac{\rho}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}u_iw_i(\mathbf{w}\cdot\mathbf{n})dS - \frac{\rho}{2\omega}\int_{S\cup\Gamma}u^2(\mathbf{w}\cdot\mathbf{n})dS + \frac{\rho}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}u^2(\mathbf{w}\cdot\mathbf{n})dS \\ & + \frac{1}{\omega}\int_V\Pi_{ij}\varepsilon_{1ij}dV - \frac{1}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}\Pi_{ij}u_in_jdS + \frac{1}{\omega}\int_{S\cup\Gamma}p(\mathbf{u}\cdot\mathbf{n})dS = 0 \end{aligned} \quad (3.9.33)$$

Upravíme ještě výraz v objemovém integrálu:

$$\Pi_{ij} \varepsilon_{1ij} = \Pi_{23} \varepsilon_{123} + \Pi_{32} \varepsilon_{132} = \Pi_{23} (\varepsilon_{123} + \varepsilon_{132}) = 0 \quad (3.9.34)$$

Z rozdílu je zřejmé, že krouticí moment vyvolávají pouze síly na kontrolním povrchu $S \cup \Gamma$. Z rotoru hydraulického stroje je krouticí moment přenášen pouze tuhými stěnami. Krouticí moment přenášený z kapaliny na rotor turbíny má tedy hodnotu.

$$M_k = \frac{1}{\omega} \int_{\Gamma} p \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dS - \frac{1}{\omega} \int_{\Gamma} \Pi_{ij} u_i n_j dS + \frac{\rho}{\omega} \int_{\Gamma} u^2 \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS - \frac{\rho}{2\omega} \int_{\Gamma} u^2 \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS + \frac{\rho}{\omega} \int_{\Gamma} u_i w_i \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS \quad (3.9.35)$$

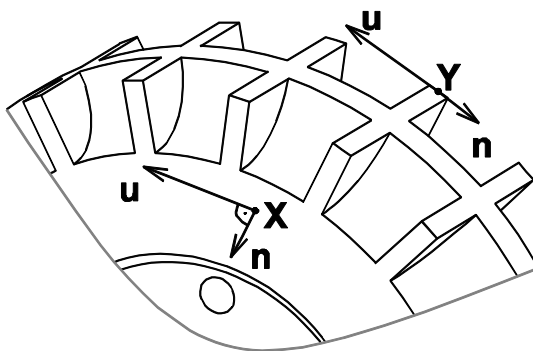
Na rotujícím povrchu Γ je ale $\mathbf{w} = \mathbf{0}$, takže platí

$$\int_{\Gamma} u^2 \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS = \int_{\Gamma} u_i w_i (\mathbf{w} \cdot \mathbf{n}) dS = 0 \quad (3.9.36)$$

Na rotačně symetrických plochách je $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0$

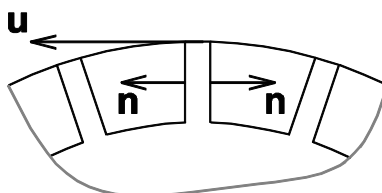
$$x: \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (3.9.37)$$

$$y: \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \neq 0 \quad (3.9.38)$$



Obr. 3.9 Lopatka oběžného kola

Krouticí moment je na rotačně symetrických plochách přenášen pouze smykovými silami (bod x). Na plochách, které nejsou rotačně symetrické (lopatky) je krouticí moment přenášen tlakovými a přenosovými silami (bod y).



Obr. 3.10 Lopatka konstantní tloušťky

Z názoru je zřejmé, že u lopatkového kola s tenkými lopatkami konstantní tloušťky i u symetrického kanálku je taktéž výslednice přenosových krouticích momentů rovna nule. (Viz. orientace vnější normály na sací a tlačnou stranu lopatky). Výsledný přenos krouticího momentu tudíž způsobují pouze síly tlakové a smykové.

$$M_k = \frac{1}{\omega} \int_{\Gamma} p \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dS - \frac{1}{\omega} \int_{\Gamma} \Pi_{ij} u_i n_j dS \quad (3.9.39)$$

Dosaďme (3.9.39) do (3.9.33):

$$\begin{aligned} M_k &= -\frac{\rho}{\omega} \int_S u_i w_i \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS + \frac{\rho}{2\omega} \int_S u^2 \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dS - \frac{\rho}{\omega} \int_S u^2 \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS + \frac{1}{\omega} \int_S \Pi_{ij} u_i n_j dS \\ &\quad - \frac{1}{\omega} \int_S p \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dS = 0 \end{aligned} \quad (3.9.40)$$

Zvolíme povrchy S_1, S_2 ; $S = S_1 \cup S_2$ tak, aby $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0$ na S ; pak platí:

$$M_k = \frac{\rho}{\omega} \left[\int_S (u_i w_i + u_i w_i) \mathbf{w} \cdot \mathbf{n} dS - \frac{1}{\rho} \int_S \Pi_{ij} u_i n_j dS \right] \quad (3.9.41)$$

Jelikož

$$c_i = u_i + w_i \quad (3.9.42)$$

a označíme-li

$$\mathbf{c} \cdot \mathbf{u} = u c_u \quad (3.9.43)$$

$$\mathbf{w} \cdot \mathbf{n} = w_n \quad (3.9.44)$$

lze psát

$$M_k = \frac{\rho}{\omega} \left[\int_S u c_u w_n dS - \frac{1}{\rho} \int_S \Pi_{ij} u_i n_j dS \right] \quad (3.9.48)$$

Označíme-li M_D krouticí moment vyvolaný smykovými silami

$$M_D = -\frac{1}{\omega} \int_S \Pi_{ij} u_i n_j dS \quad (3.9.46)$$

a využijeme-li větu o střední hodnotě integrálního počtu, lze psát:

$$\rho \int_{S=S_1 \cup S_2} u c_u w_n dS = \rho (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) q \quad (3.9.47)$$

Následující vztah vyjadřuje krouticí moment, který dostaneme pokud nebudeme uvažovat mechanické ztráty

$$M_k = \frac{\rho}{\omega} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) q + M_D \quad (3.9.48)$$

Na základě (3.9.48) určíme výkon, předaný od tekutiny rotujícímu kanálku.

$$P = M_k \omega \quad (3.9.49)$$

po dosazení (3.9.48) v následujícím tvaru

$$P = \rho (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) q + M_D \omega \quad (3.9.50)$$

Vyjádříme hydraulický příkon turbíny

$$P_T = \rho Q g H = M_k \omega + 2D \quad (3.9.51)$$

z toho měrná energie turbíny

$$Y = \frac{M_k \omega}{\rho Q} + \frac{2D}{\rho Q} \quad (3.9.52)$$

Příčemž disipační funkce $2D$ představuje disipovaný výkon v prostoru celé turbíny.

$$2D = \int_V \Pi_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} dV \quad (3.9.53)$$

Krouticí moment od užitečných viskózních sil (vyvolaný smykovými silami) působících na plochu oběžného kola můžeme rozepsat

$$M_D = M_{kt} + M_{kD} \quad (3.9.54)$$

Dle značení na (Obr. 3.4) krouticí moment M_{kt} působí na nefunkční plochy oběžného kola (boční, obvodové a mezilopatkové plochy). Dle způsobu proudění může nabývat buď kladné nebo záporné hodnoty. Vyjádřit jej můžeme jako

$$M_{kt} = -\frac{1}{\omega} \int_{\Gamma} \Pi_{ij} u_i n_j dS \quad (3.9.55)$$

Krouticí moment M_{kD} působí na plochách oběžného kola S_1 a S_2 (Obr. 3.11), ohraničujících kontrolní objem v mezilopatkovém prostoru a můžeme jej vyjádřit jako.

$$M_{kD} = -\frac{1}{\omega} \int_{S=S_1 \cup S_2} \Pi_{ij} u_i n_j dS \quad (3.9.56)$$

Po dosazení za krouticí moment M_k (3.9.48) a vykrácení, dostaneme vztah pro spád turbíny H .

$$H = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{gQ} - (M_{kt} \omega - M_{kD} \omega - 2D) \frac{1}{\rho Q g} \quad (3.9.57)$$

a nebo pro měrnou energii turbíny Y

$$Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{Q} - (M_{kt} \omega - M_{kD} \omega - 2D) \frac{1}{\rho Q} \quad (3.9.58)$$

Měrnou energii samotného oběžného kola lze zapsat ve tvaru

$$Y_k = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) - \frac{2D_k}{\rho q} \quad (3.9.59)$$

Přičemž disipační funkce $2D_k$ představuje disipovaný výkon v prostoru oběžného kola.

$$2D_k = \int_{V_k} \Pi_{ij} \frac{\partial w_i}{\partial y_j} dV \quad (3.9.60)$$

Pro měrnou energii vířivé turbíny lze potom psát

$$Y = Y_k \frac{q}{Q} + 2D_s \frac{1}{\rho Q} \quad (3.9.61)$$

Přičemž disipační funkce $2D_s$ představuje disipovaný výkon v prostoru spirály (bočních kanálů) vířivé turbíny.

$$2D_s = \int_{V_k} \Pi_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} dV \quad (3.9.62)$$

Z výrazu (3.9.61) je zřejmé, že měrná energie vířivé turbíny je podstatným způsobem ovlivněna průtokem přes oběžné kolo q , způsobeným lokálním vírem. Výraz (3.9.61) lze také vyjádřit pomocí hydraulické účinnosti η_h . Platí:

$$\eta_h = \frac{\rho Q Y - 2D}{\rho Q Y} \quad (3.9.63)$$

odtud

$$\frac{2D}{\rho Q} = Y - \eta_h Y \quad (3.9.64)$$

Měrná energie je obecně vyjádřena

$$Y = gH \quad (3.9.65)$$

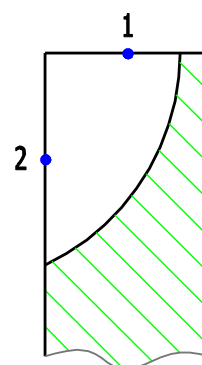
Po dosazení do (3.9.58) obdržíme:

$$\eta_h Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{Q} - (M_{kt} + M_{kD}) \frac{\omega}{\rho Q} \quad (3.9.66)$$

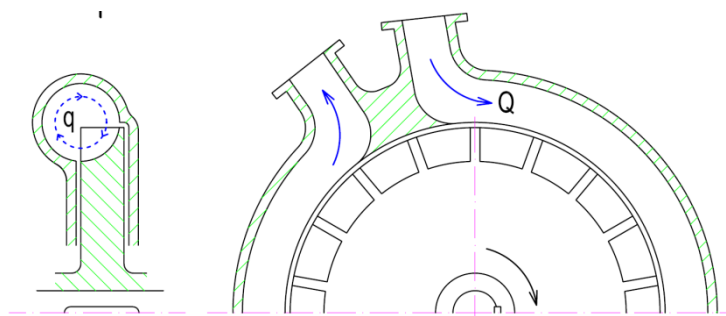
Z výrazu (3.9.66) je zřejmý zásadní rozdíl ve srovnání s výrazem (3.0.1) pro klasické typy vodních turbín.

Pro úspěšné vyřešení rovnice (3.9.66) je nutné zjistit následující závislosti:

- závislost průtoku přes oběžné kolo q na vnějším průtoku Q (Obr. 3.12) - určení průtoků pomocí CFD softwaru, průtok Q z hydraulického měření. Poměr q/Q pro $q > Q$ navyšuje měrnou energii vířivé turbíny či čerpadla 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. 3.11) 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 měření rychlostí metodou LDA.
- krouticí moment M_{kt} přenášený nefunkčními plochami oběžného kola a krouticí moment M_{kD} přenášený plochami 1 a 2 (Obr. 3.11) - oba nejlépe z CFD softwaru.

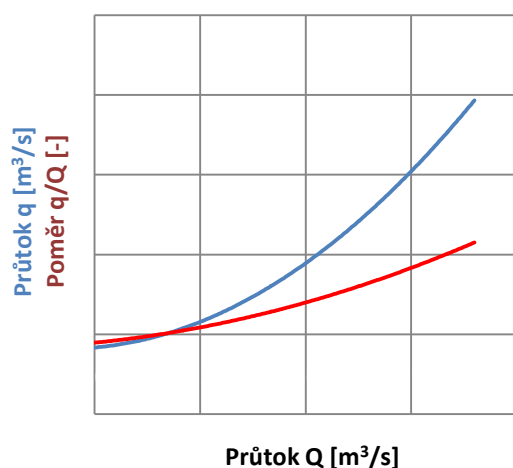


Obr. 3.11 Řez vířivým kolem

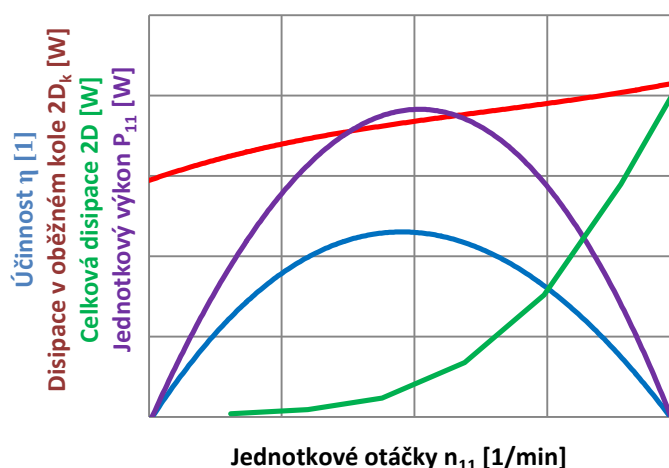


Obr. 3.12 Průtoky vířivou turbínou

Na (Obr. 3.13 a 3.14) jsou znázorněny ideální průběhy průtoků a energetických charakteristik vířivé turbíny, získané z měření a CFD výpočtů prováděných autorem této dizertační práce



Obr. 3.13 Graf průběhů průtoku přes oběžné kolo q u turbíny dle CFD



Obr. 3.14 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. Výsledky jsou porovnány s naměřenými a vypočítanými hodnotami.

3.10 Krouticí moment na hřídeli vířivého čerpadla

Při určení krouticího momentu vířivého čerpadla vycházíme z rovnice krouticího momentu turbíny (3.9.39), ale s opačným znaménkem z důvodu opačného smyslu rotace oběžného kola a uvažováním disipace.

$$M_k = - \left[\frac{1}{\omega} \int_{\Gamma} p \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dS - \frac{1}{\omega} \int_{\Gamma} \Pi_{ij} u_i n_j dS \right] \quad (3.10.1)$$

Označíme-li krouticí moment vyvolaný smykovými silami

$$M_D = - \frac{1}{\omega} \int_S \Pi_{ij} u_i n_j dS \quad (3.10.2)$$

a využijeme-li větu o střední hodnotě integrálního počtu, lze psát:

$$\rho \int_{S=S_1 \cup S_2} u c_u w_n dS = \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) q \quad (3.10.3)$$

Krouticí moment přenášený z rotoru čerpadla na kapalinu má tedy hodnotu.

$$M_k = \frac{\rho}{\omega} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) q + M_D \quad (3.10.4)$$

Určíme příkon čerpadla

$$P_{\dot{r}} = M_k \omega = \rho Q Y + 2D \quad (3.10.5)$$

po dosazení (3.10.4) do (3.10.5) a uvážení rovnice (3.9.54) v následujícím tvaru

$$P_{\dot{r}} = \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) q + M_{kt} \omega + M_{kD} \omega \quad (3.10.6)$$

Vyjádříme výkon čerpadla

$$P = \rho Q g H = M_k \omega - 2D \quad (3.10.7)$$

a vztah pro měrnou energii

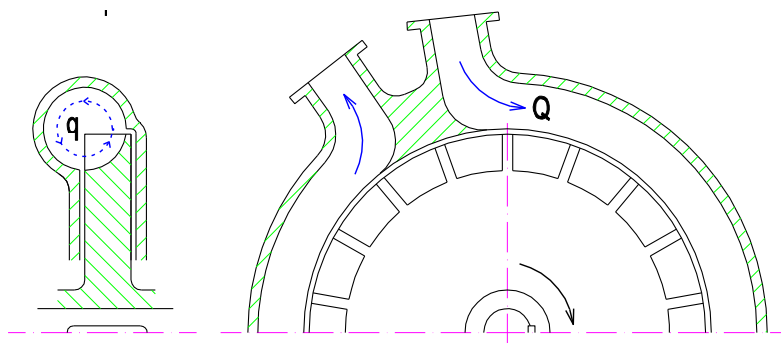
$$Y = \frac{M_k \omega}{\rho Q} - \frac{2D}{\rho Q} \quad (3.10.8)$$

Po dosazení za krouticí moment M_k (3.10.4) a vykrácení, dostaneme výsledný vztah pro měrnou energii.

$$Y = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \frac{q}{Q} + (M_{kt} + M_{kD}) \frac{\omega}{\rho Q} - \frac{2D}{\rho Q} \quad (3.10.9)$$

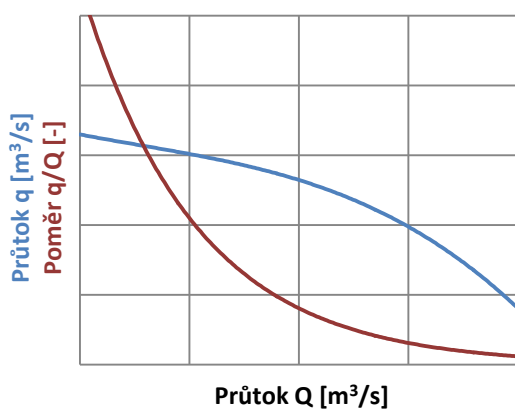
Poměr průtoků q/Q pro $q > Q$ navyšuje měrnou energii čerpadla vzhledem k měrné energii oběžného kola.

Pro úspěšné vyřešení rovnice měrné energie vířivého čerpadla (3.10.9) je nutné zjistit závislosti stejným způsobem jako u vířivé turbíny.

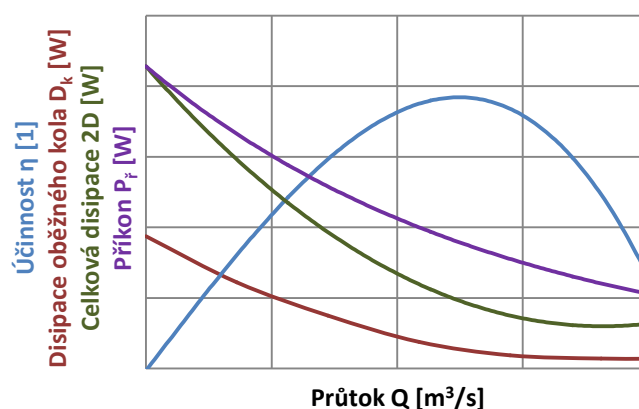


Obr. 3.15 Průtok vířivým čerpadlem (q – průtok přes oběžné kolo, Q – vnější průtok čerpadlem)

Na (Obr. 3.16 a 3.17) jsou znázorněny ideální průběhy průtoků a energetických charakteristik vířivého čerpadla, které jsou zjištěné pomocí CFD výpočtů prováděných autorem této dizertační práce.



Obr. 3.16 Graf průběhů průtoku přes oběžné kolo q u čerpadla dle CFD



Obr. 3.17 Graf průběhů energetických charakteristik u vířivého čerpadla

3.11 Porovnání odvozených vzorců s existující literaturou

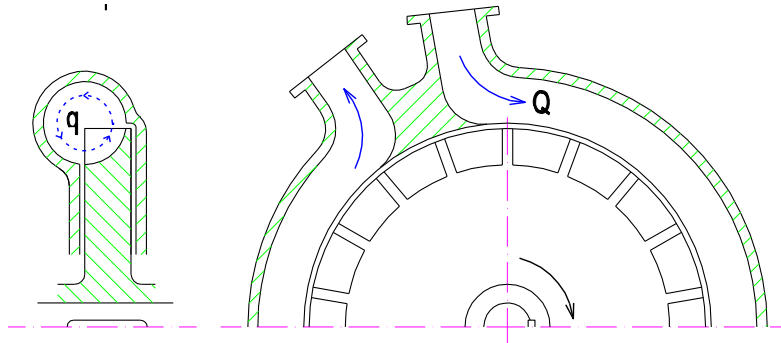
V diplomové práci *teoreticko-experimentální stanovení měrné energie vířivého čerpadla* [4] odvodil Ing. Zdeněk Dančák vzorec pro měrnou energii vířivého čerpadla významově totožný s rovnicí (3.9.58). Rovnice je pouze zapsána jiným zápisem, ale jinak je totožná s rovnicí (2.3.3).

3.12 Shrnutí kapitoly

Závěrem je vypracováno krátké a názorné shrnutí, této poměrně dlouhé kapitoly odvozující vzorce pro krouticí moment M_k a měrnou energii Y vířivé turbíny. U vodních turbín platí pro měrnou energii Y následující vztah

$$Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) - (M_{kt} \omega - M_{kD} \omega - 2D) \frac{1}{\rho Q} \quad (3.12.1)$$

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



Obr. 3.18 Průtok vířivou turbínou (q – průtok přes oběžné kolo, Q – vnější průtok čerpadlem)

Využijeme-li Navier-Stokesovu rovnici v inerciálním prostoru

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0 \quad (3.12.2)$$

s rozepsanou nevratnou složkou tenzoru napětí

$$\Pi_{ij} = 2 \cdot \mu \cdot v_{ij} + \lambda \cdot \delta_{ij} \cdot v_{kk} \quad (3.12.3)$$

a neinerciálním prostoru

$$\varepsilon_{lni} y_n \left[\rho \frac{\delta w}{\delta t} + \rho \omega^2 \varepsilon_{i1k} \varepsilon_{k1m} y_m + 2\rho \omega \varepsilon_{i1k} w_k - \frac{\partial \Pi_{ik}}{\partial y_k} + \frac{\partial p}{\partial y_i} \right] = 0 \quad (3.12.4)$$

Ize odvodit následující vztah pro měrnou energii vířivé turbíny.

$$Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{Q} - (M_{kt} \omega - M_{kD} \omega - 2D) \frac{1}{\rho Q} \quad (3.12.5)$$

Měrnou energii samotného oběžného kola lze zapsat ve tvaru:

$$Y_k = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) - \frac{2D_k}{\rho q} \quad (3.12.6)$$

Pro měrnou energii vířivé turbíny lze potom psát

$$Y = Y_k \frac{q}{Q} + 2D_s \frac{1}{\rho Q} \quad (3.12.7)$$

Z výrazu (3.12.7) je zřejmé, že měrná energie vířivé turbíny je podstatným způsobem ovlivněna průtokem přes oběžné kolo q , způsobeným lokálním vírem. Výraz (3.12.7) lze také vyjádřit pomocí hydraulické účinnosti η_h .

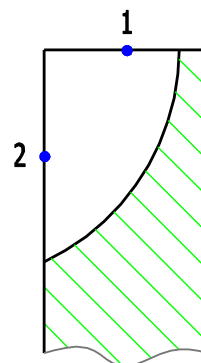
$$\eta_h Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{Q} - (M_{kt} - M_{kD}) \frac{\omega}{\rho Q} \quad (3.12.8)$$

Krouticí moment M_k na hřídeli vířivé turbíny je vyjádřen vztahem

$$M_k = \frac{\rho}{\omega} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) q + M_D \quad (3.12.9)$$

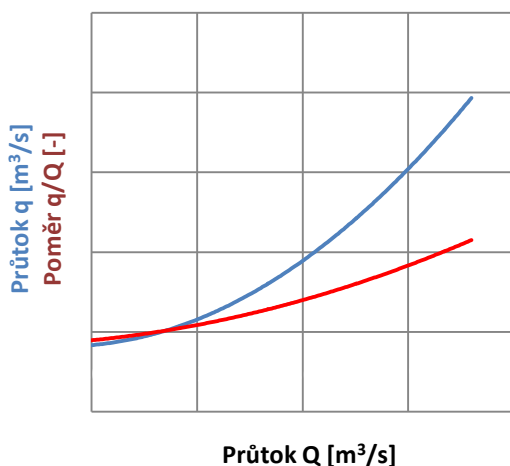
Z výrazu (3.12.8) je zřejmý zásadní rozdíl ve srovnání s výrazem (3.12.1) pro klasické typy vodních turbín. Pro úspěšné vyřešení rovnice (3.12.8) je nutné zjistit následující závislosti:

- závislost průtoku přes oběžné kolo q na vnějším průtoku Q (Obr. 3.18) - 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. 3.19) 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 měření rychlostí metodou LDA.
- krouticí moment M_{kt} přenášený nefunkčními plochami oběžného kola a krouticí moment M_{kD} přenášený plochami 1 a 2 (Obr. 3.19) - oba nejlépe z CFD softwaru.

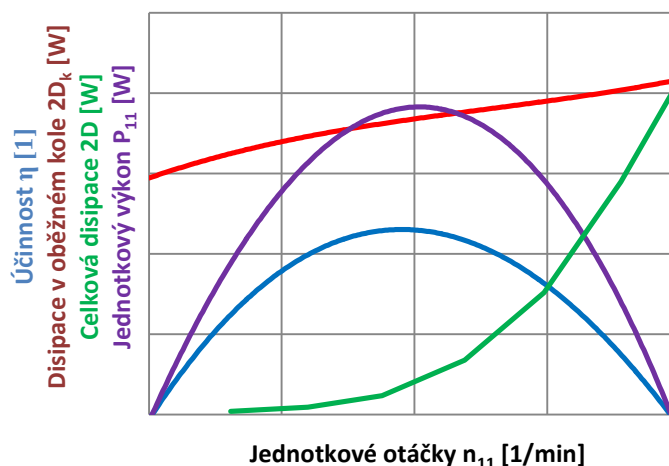


Obr. 3.19 Řez vířivým kolem

Na (Obr. 3.20 a 3.21) jsou znázorněny ideální průběhy průtoků a energetických charakteristik vířivé turbíny, které jsou zjištěné pomocí CFD výpočtů a měření, prováděných autorem této dizertační práce.



Obr. 3.20 Graf průběhů průtoku přes oběžné kolo q u turbíny dle CFD



Obr. 3.21 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. Výsledky jsou porovnány s naměřenými a vypočítanými hodnotami.

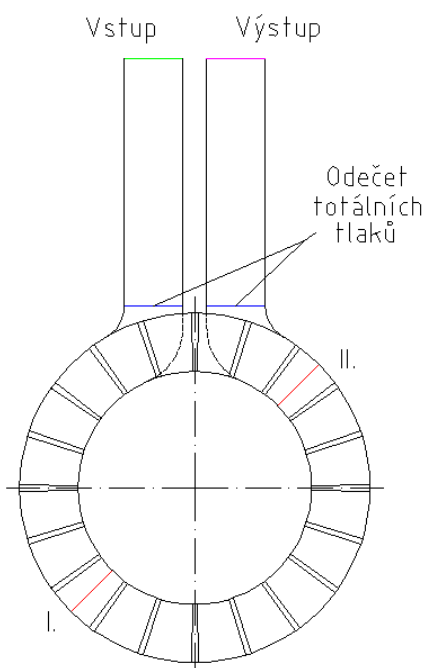
4 Studie turbíny s vířivým oboustranným oběžným kolem

Tato kapitola dokumentuje první pokus o vytvoření vířivé turbíny vlastní konstrukce, jejíž prvotní vize návrhu vznikla již v diplomové práci autora s názvem Studie turbíny s vířivým oběžným kolem [25] a dokončena byla v pozdější době. Celý vývoj vířivého hydraulického stroje je zdokumentován a zkráceně popsán. Přednostně je řešen turbinový režim. Na závěr je ze zajímavosti vyhodnocen čerpadlový režim.

4.1 Prvotní návrh a výpočet geometrie hydraulické části vířivé turbíny

Je proveden výpočet hydraulického profilu pro turbinový režim. Jsou stanoveny výsledné charakteristiky, rozbor tvorby víru a proudění v interiéru stroje. Na základě výše účinnosti je vybrán nejlepší hydraulický profil, který je dále propočítán.

Výpočetní síť je tvořena jako 3D těleso. Tvoří ji především prvky typu hex se schématem map, což jsou šestistěny. Pro jednoduchost a rychlejší výpočty je geometrie zjednodušena a neobsahuje boční spáru mezi oběžným kolem a tělesem skříně. Při výpočtu nejsou uvažovány mechanické ztráty. Je přidáno prodloužení sacího a výtlačného potrubí, aby nedocházelo k ovlivnění proudění v interiéru stroje vlivem okrajových podmínek. Dekompozice je vhodně volena dle jednotlivých tvarů konstrukce. Prvky sítě byly manuálně huštěny ke stěnám, aby bylo docíleno lepšího modelování mezní vrstvy. Definovány byly roviny pro vstupní a okrajové podmínky. Na vstupu je nastavena podmínka vstupní rychlosti a na výstupu podmínka výstupního tlaku. Na zbylých plochách je podmínka typu stěna. Dále byly vytvořeny dvě roviny I. a II. pro monitoring a vyhodnocení víření v mezilopatkových prostorech a v bočním kanálu (Obr. 4.1). Výpočetní síť má velikost zhruba 1 500 000 buněk s kvalitou zkosení nejhoršího prvku 0,54. Kvalitu výpočetní sítě lze zjistit z barvy jednotlivých prvků. Nejlepší prvky, ty které mají nejmenší zkosení, jsou na obrázcích výpočetních sítí zobrazeny modrou barvou. Nejhorší mají červené zbarvení (Obr. 4.2). Tvorba geometrie byla provedena v programu Gambit. Následný výpočet v programu Ansys - Fluent.



Obr. 4.1 Schéma geometrie

Při výpočtu bodů charakteristiky bylo počítáno s měnící se vstupní rychlostí (průtokem přepočteným na rychlost pomocí rovnice kontinuity pro vstupní průřez potrubí). Rychlost se měnila v rozmezí od 0 do 20 m/s. Následně byly body vyhodnoceny a dohledána optima turbínového režimu pro hodnoty otáček oběžného kola $n = 500, 750$ a 1500 1/min. Stacionární výpočet proudění v interiéru turbíny byl proveden v komerčním programu Ansys - Fluent se sítí exportovanou z Gambitu. Proudícím médiem je voda. Model turbulence k-epsilon, realizable a nerovnovážná stěnová funkce. Řešič byl nejprve nastaven na 1. řád přesnosti u hybnostních a turbulentních členů. Po konvergenci byl přepnut na 2. řád přesnosti a nechán opět zkonvergovat. Před vyhodnocením byla kontrolována hodnota stěnové funkce y^+ , zda leží v přípustných mezích. Výpočet byl proveden pouze pro jedno natočení oběžného kola. U vířivých strojů vzniká při proudění kapaliny oběžným kolem vír. Proto výpočet s jedním natočením oběžného kola pro studium víru v základním návrhu prozatím dostačuje. Dále jsou vyhodnoceny vypočítané výsledky. Vyhodnocujeme především hlavní charakteristiky turbíny pro jednotlivé hydraulické profily při konstantních otáčkách oběžného kola formou grafických závislostí.

Hodnoty veličin z CFD výpočtů jsou spočítány ze vztahů:

Měrná energie turbíny

$$Y = \frac{p_{1t} - p_{2t}}{\rho} \quad (4.1.1)$$

Spád H na turbínu lze vyjádřit z měrné energie Y

$$H = \frac{Y}{g} \quad (4.1.2)$$

Odečty totálních tlaků potřebné pro výpočet měrné energie jsou provedeny v příčných řezech přímo před vstupem a za výstupem z interiéru stroje (Obr. 4.1). Statické a dynamické tlaky potřebné pro výpočet totálního tlaku jsou vyhodnoceny funkcí *surface integrals*. Hodnoty tlaků jsou spočteny jako střední integrální hodnota přes hmotnostní průtok v označeném průřezu za pomoci funkce *mass weighted average*.

Výkon turbíny

$$P = M_k \cdot 2\pi \cdot n \quad (4.1.3)$$

Kroutící moment je určen z rozdílu tlaků na sací a tlačné ploše lopatky.

Účinnost turbíny

$$\eta = \frac{M_k \cdot 2\pi \cdot n}{\rho \cdot Q \cdot Y} \quad (4.1.4)$$

Hmotnostní Q_M průtok je zjištěn pomocí funkce *mass flow rate* a je následně přepočítán na objemový průtok Q a střední rychlost dle průtoku.

Specifické otáčky pro turbínu n_{st}

$$n_{st} = 3,65 \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q\eta}{\sqrt{H}}} \quad (4.1.5)$$

Jednotkové otáčky n_{11}

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (4.1.6)$$

Jednotkový průtok Q_{11}

$$Q_{11} = \frac{n}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (4.1.7)$$

Jednotkový výkon P_{11}

$$P_{11} = \frac{P}{D^2 \cdot \sqrt{H^3}} \quad (4.1.8)$$

Jednotkový moment M_{11}

$$M_{11} = \frac{M_k}{D^3 \cdot H} \quad (4.1.9)$$

Průtokový součinitel K_v - Průtokový součinitel je charakteristický součinitel potrubního prvku, který jednoznačně určuje jeho průtokové vlastnosti v daném stavu. Čím je průtokový součinitel vyšší, tím větší množství proteče prvkem nebo soustavou.

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\frac{\rho}{\rho_0}}{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}}} \quad (4.1.10)$$

Základní vztah pro ztrátový součinitel ξ

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \quad (4.1.11)$$

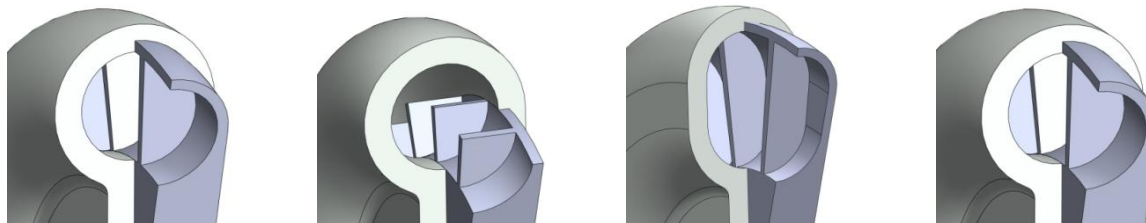
je možné po dosazení za rychlost v upravit na vztah pro ztrátový součinitel ξ turbíny s kruhovým průřezem hydraulické části d_k

$$\xi = \frac{\pi^2 \cdot d_k^4 \cdot Y}{8Q^2} \quad (4.1.12)$$

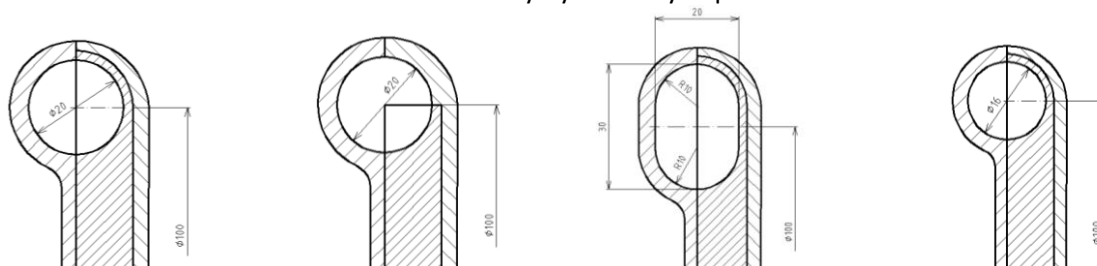
Hodnoty vypočítaných účinností (4.1.4), jednotkových veličin (4.1.7 až 4.1.9) a ztrátový a průtokový součinitel (4.1.10 a 4.1.12) jsou v grafech vynášeny v závislosti na jednotkových otáčkách (4.1.6). Dále je vyhodnocováno proudění v interiéru stroje. V bočním kanálu by měl vzniknout intenzivní vír. Existenci tohoto víru se pokusíme prokázat na dvou řezech vůči sobě pootočených o 180° (Obr. 4.1). Zobrazíme vektory relativní rychlosti proudící kapaliny a budeme moci porovnat rozdíly ve víření. Zda se vytvořil vír v celé délce kanálu a kolik lopatek překoná při jednom průchodu oběžným kolem lze zjistit z průběhu proudnic. Vyhodnocením dostaneme představu o vlastním průběhu proudění a tvorbě víru v bočním kanálu. U vířivých strojů nezávisí jen na dosažené účinnosti, ale i na vzniku víru. Pokud by se víření neutvořilo, nebylo by možné hydraulický stroj považovat za vířivý. V takovém případě by se daný hydraulický profil nedal použít. Radiální a axiální síly ani ohybové momenty působící na oběžné kolo nejsou prozatím vyhodnocovány. Jejich rozbor provedeme až v následující podkapitole, kde bude následovat výpočet nejlepšího návrhu se ztrátami.

Navržené tvary oběžných kol vycházejí z již existujících provedení čerpadel. Cílem výpočtu je najít a navzájem porovnat jejich parametry. Celkem jsou propočítány 4 návrhy oběžných kol (Obr. 4.2). Z nich bude vybrán jeden, který dosáhne nejvyšších hodnot účinnosti. Každé kolo má 20 lopatek. Úhel bočního kanálu je 330° . Vstupní a výstupní hrdlo je umístěno radiálně.

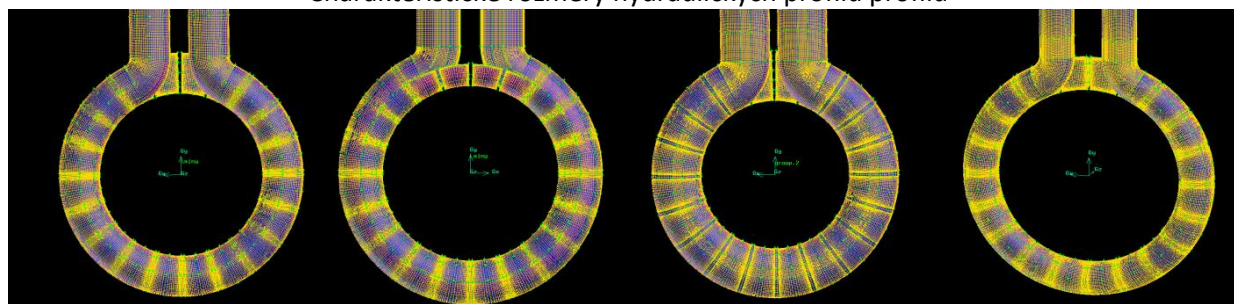
1. Půlkruhový $\varnothing 20$ mm 2. Čtvrtkruhový $\varnothing 20$ mm 3. Obdélníkový 4. Půlkruhový $\varnothing 16$ mm



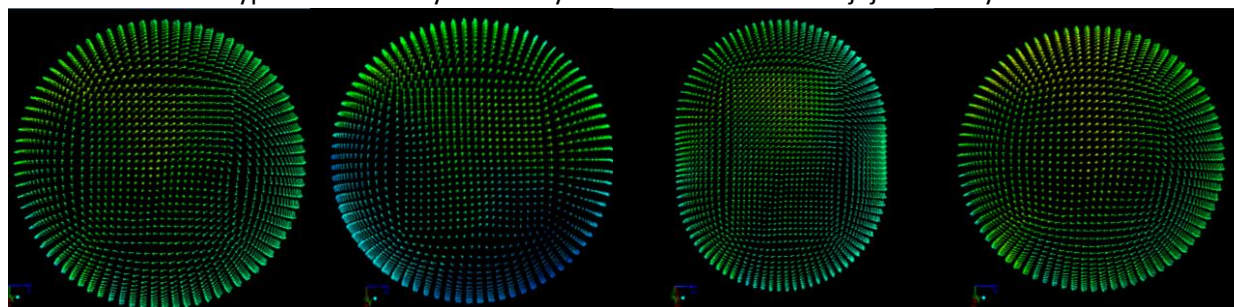
Geometrické tvary hydraulických profilů



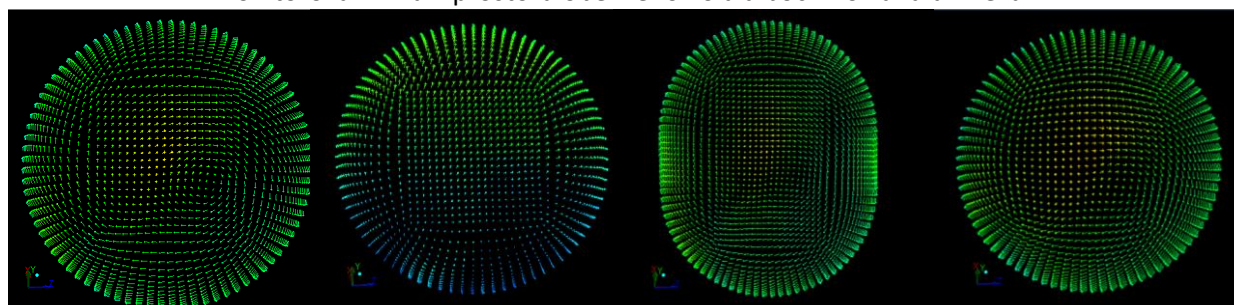
Charakteristické rozměry hydraulických profilů



Tvar výpočerní domény s barevným rozlišením buněk dle jejich kvality zkosení



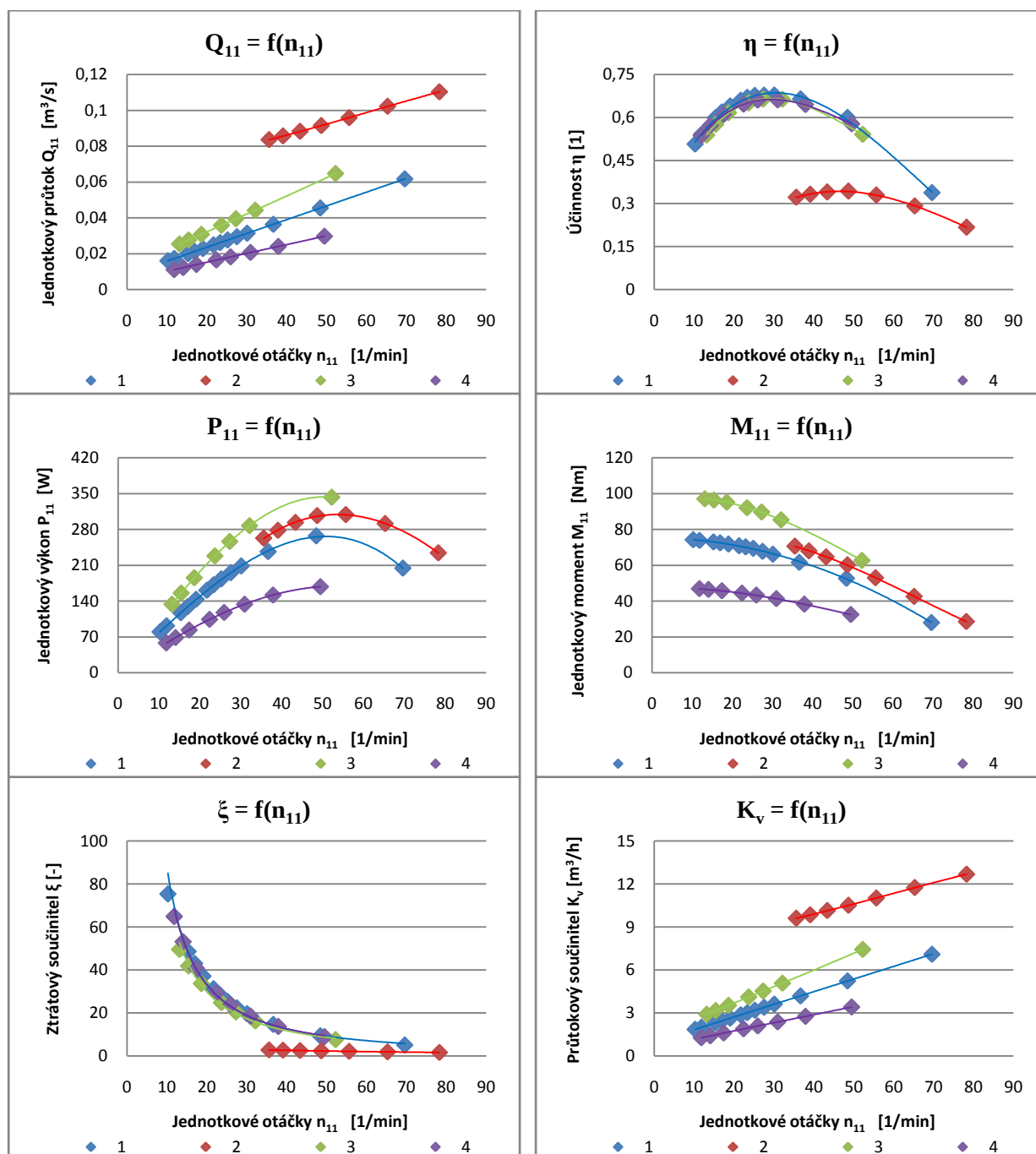
Monitorování víru v prostoru oběžného kola a bočního kanálu v řezu I.



Monitorování víru v prostoru oběžného kola a bočního kanálu v řezu II.

Obr. 4.2 Tvar geometrie hydraulických profilů návrhů vířivé turbíny

Charakteristiky turbínového režimu - jednotlivé návrhy jsou zhodnoceny při otáčkách oběžného kola $n = 1500$ 1/min dle nejvyšší dosažené účinnosti a je vybráno hydraulicky nejlepší řešení. Výsledky jsou vynášeny v závislosti na jednotkových otáčkách n_{11} .

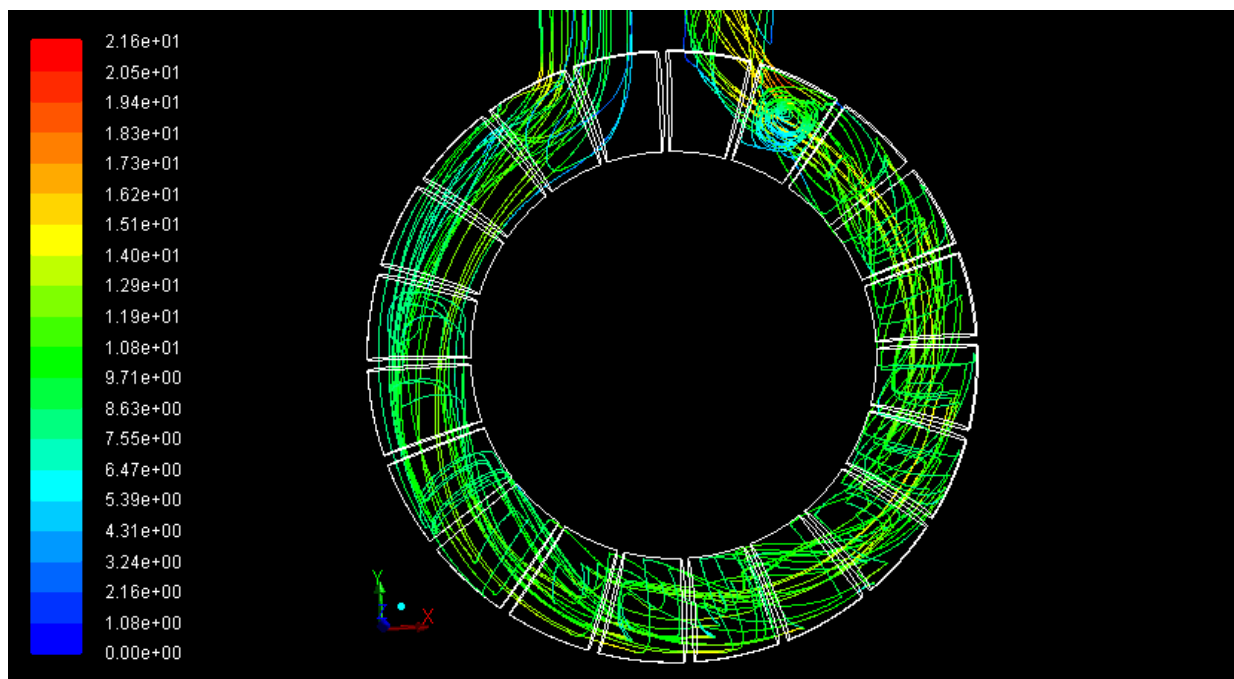


Obr. 4.3 Grafy závislostí

Obecně lze říci, že turbíny jsou vhodné k regulaci díky své lineární závislosti jednotkového průtoku Q_{11} nebo K_v na jednotkových otáčkách n_{11} . Body optima jsou přibližně při specifických otáčkách turbíny $n_{st} = 15$ min⁻¹. Vše spadá do intervalu vířivých strojů. Při posuzování se musí brát ohled i na to, že výpočty nezahrnují ztráty a přesnost CFD výpočtů bodů je menší, čím dále jsou vzdáleny od optima. Návrh číslo 1 s *půlkruhovým průřezem oběžného kola a půlkruhovým průřezem kanálu* dosáhl při srovnání nejlepších parametrů. V následující podkapitole je proveden jeho výpočet s uvažováním diskových ztrát, rozbořem působících sil a momentů.

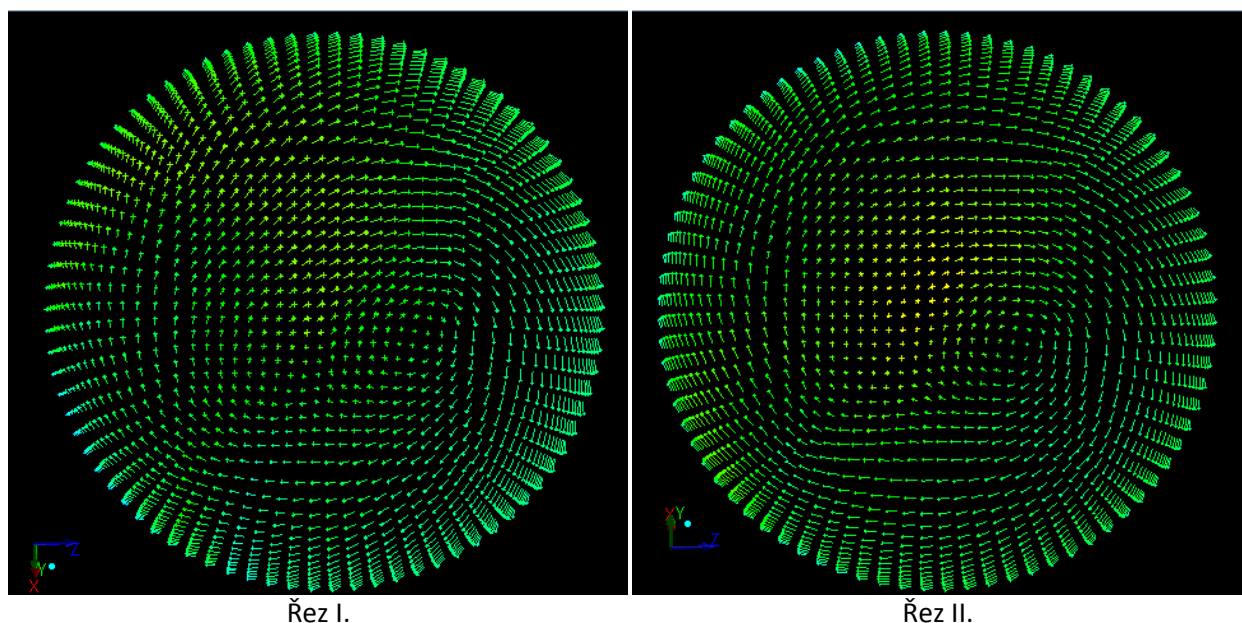
4.2 Návrh turbíny s půlkruhovým průřezem oběžného kola a půlkruhovým průřezem kanálu

Na proudnicích (Obr. 4.5) je patrné, že kapalina cirkuluje přes oběžné kolo a dochází k tvorbě víru téměř po celé délce kanálu. Částice kapaliny překoná při jednom zavíření přibližně 3 lopatky oběžného kola. Bíle zobrazené obrysy na pozadí proudnic vyznačují obrys mezilopatkových prostorů, v kterých dochází při proudění k víření.



Obr. 4.5 Průběh proudnic (stupnice rychlostí v m/s)

Z průběhu relativních rychlostí je zřejmé se vír ve dvou pozorovacích řezech vytvořil a má ideální tvar. Jádro víru je v oblasti oběžného kola (na pravé polovině monitorovacího řezu).

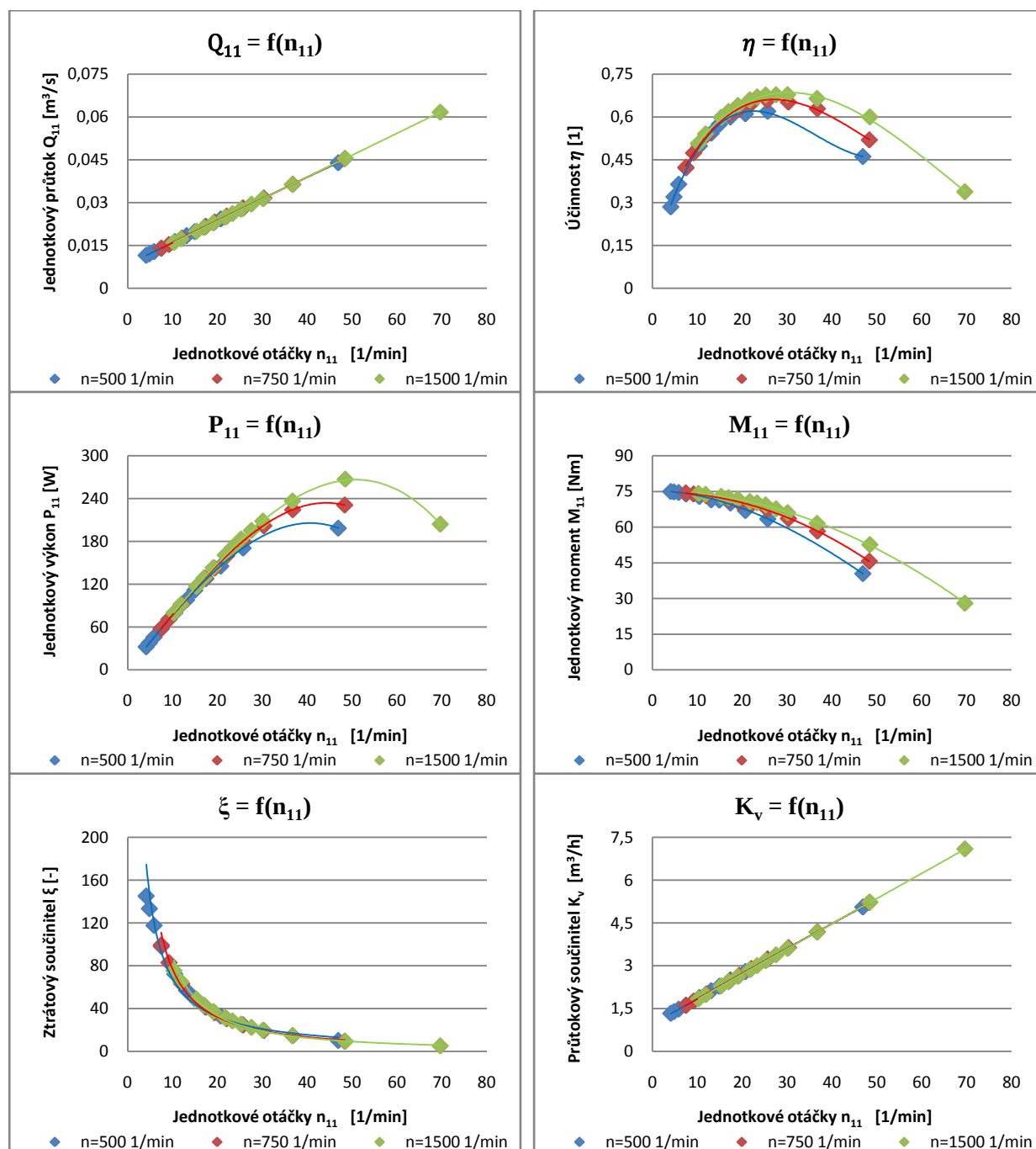


Řez I.

Řez II.

Obr. 4.6 Průběh tvorby víru v kanále

Charakteristiky turbínového režimu - jednotlivé návrhy jsou zhodnoceny a je vybráno hydraulicky nejlepší řešení. Návrh s *půlkruhovým průřezem oběžného kola a kanálu* dosáhl při srovnání nejlepších parametrů. Výsledky jsou vynášeny v závislosti na jednotkových otáčkách n_{11} .

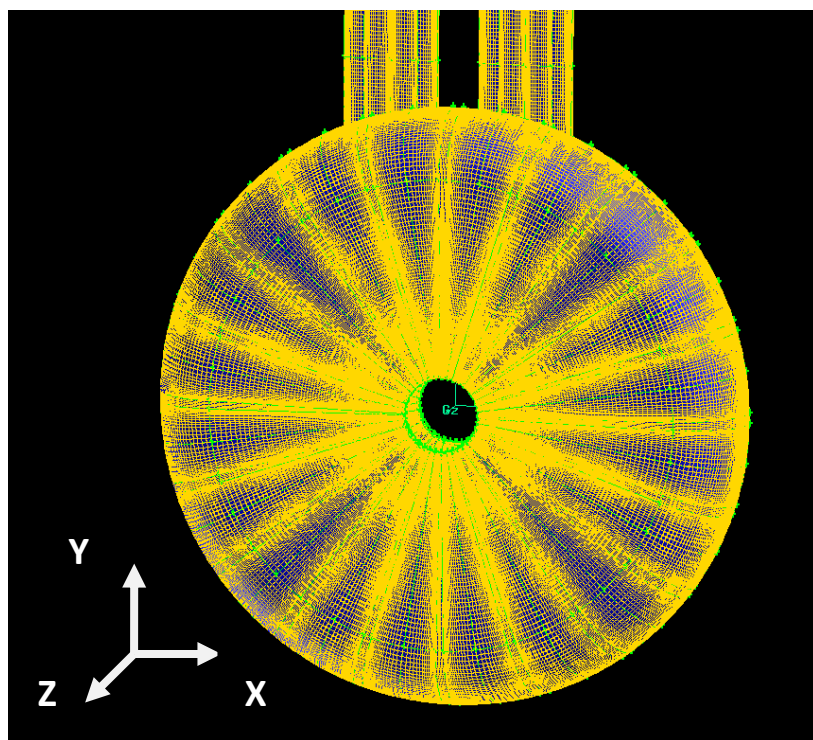


Obr. 4.7 Grafy závislostí

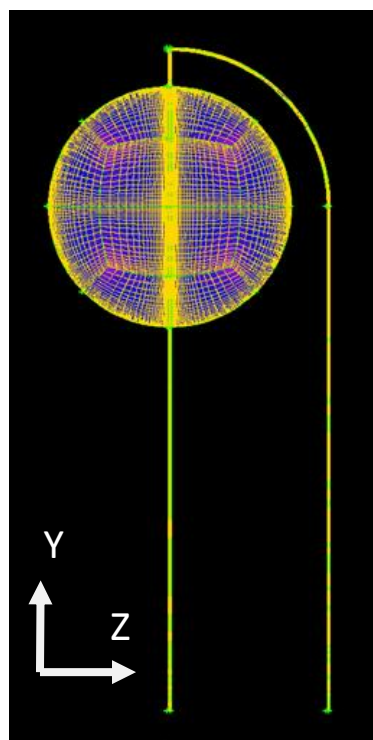
Závislost jednotkového průtoku Q_{11} na jednotkových otáčkách n_{11} je lineární. Maximální účinnost $\eta = 67,79\%$ dosažena při jednotkových otáčkách $n_{11} = 30,1 \text{ min}^{-1}$. Potřebný spád je $H = 24,84 \text{ m}$. Specifické otáčky $n_{st} = 16,02 \text{ min}^{-1}$. Křivka účinnosti má plochý průběh v oblasti optima. Víř se vytváří v celé délce kanálu a má ideální tvar.

4.3 Vliv boční spáry na výsledné charakteristiky vířivého stroje

V této podkapitole je proveden výpočet nejlepšího hydraulického profilu z předchozí kapitoly - jedná se o návrh s *půlkruhovým průřezem oběžného kola a kanálu*. Zde budeme již uvažovat i diskové ztráty a řešit vliv tloušťky boční spáry na výsledné charakteristiky a disipaci energie. Provedeme rozbor momentů a sil, které kapalina působí na oběžné kolo. Zobrazíme průběhy proudnic a vznik víru v kanále pro body s nejvyšší účinností. Výsledky budou vyhodnoceny pro turbínu i čerpadlo. Výpočet se pokusíme provést i pro variantu s nesmáčivým statorem, kde by měly být účinnosti ještě o něco vyšší.

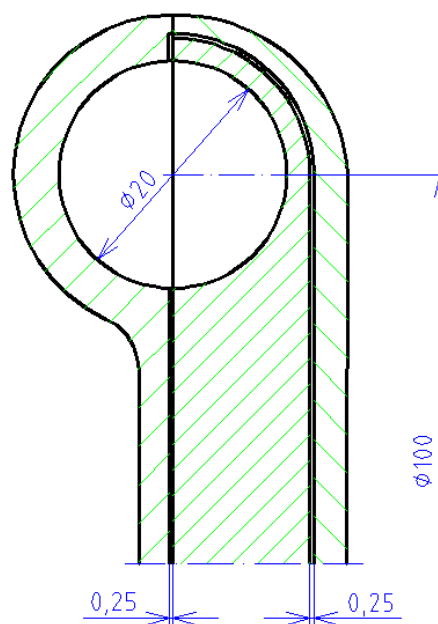


Obr. 4.8 Výpočetní síť



Obr. 4.9 Řez výpočetní sítě

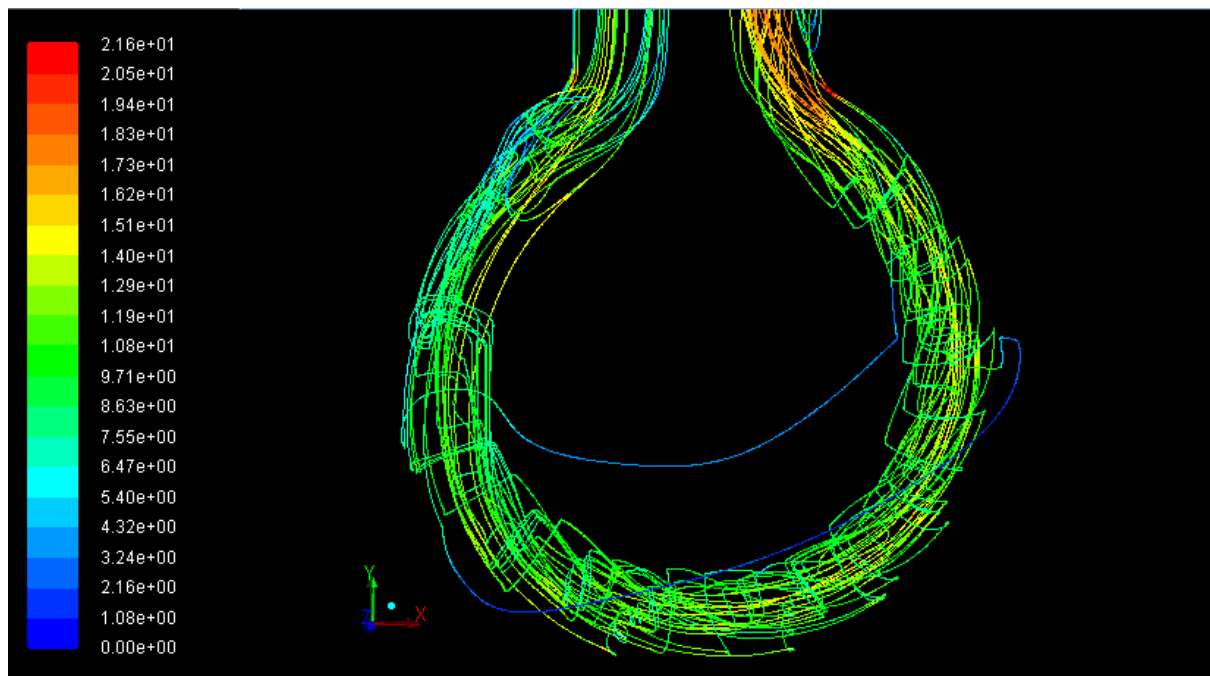
Tloušťka spáry mezi oběžným kolem a skříní $\delta = 0,25$ mm (Obr. 4.10). Aby byly výpočty dostatečně přesné, boční spára obsahuje na šířku 12 buněk. Výpočetní síť má velikost přibližně 10 000 000 buněk (Obr. 4.8 a 4.9), proto provedeme výpočet charakteristik pouze pro jednu otáčky. Nastavení v Ansys - Fluentu je téměř stejné jako v kapitole 4.1. Otáčky oběžného kola jsou nastaveny na 1500 min^{-1} , protože se při této hodnotě předpokládá budoucí provoz stroje. Výsledky jsou porovnány s verzí výpočtu, kde se ztráty zanedbaly, protože tloušťka boční spáry byla nulová. Souřadný systém je určen na (Obr. 4.8). Orientace os je důležitá pro správné určení směru výsledných momentů a sil působících na oběžné kolo. V polovině délky kanálu je definována rovina pro monitorování vzniklého víru.



Obr. 4.10 Spára kolem oběžného kola

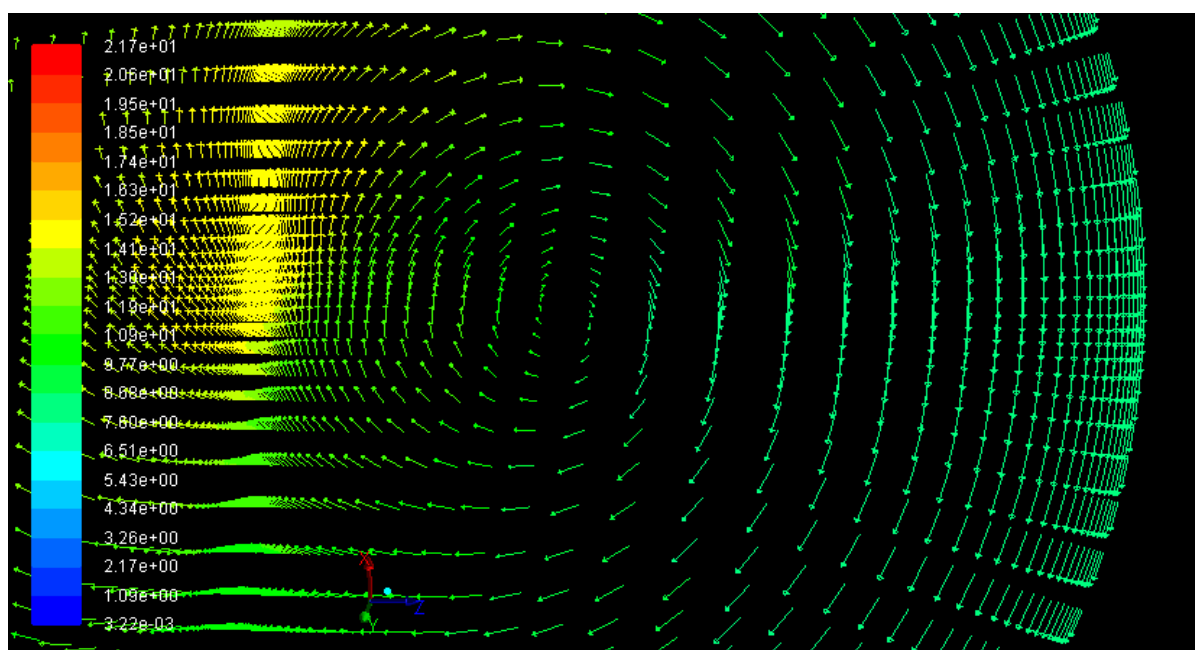
4.3.1 Vyhodnocení výpočtů turbíny s boční spárou

Z průběhu proudnic v interiéru turbíny je zřejmé, že částice kapaliny překoná při jednom zavíření (Obr. 4.11) přibližně 4 lopatky oběžného kola. Dvě modře zbarvené osamocené proudnice představují ztrátový průtok boční spárou. Jde o průtok, který není energeticky využit a snižuje hodnotu objemové a



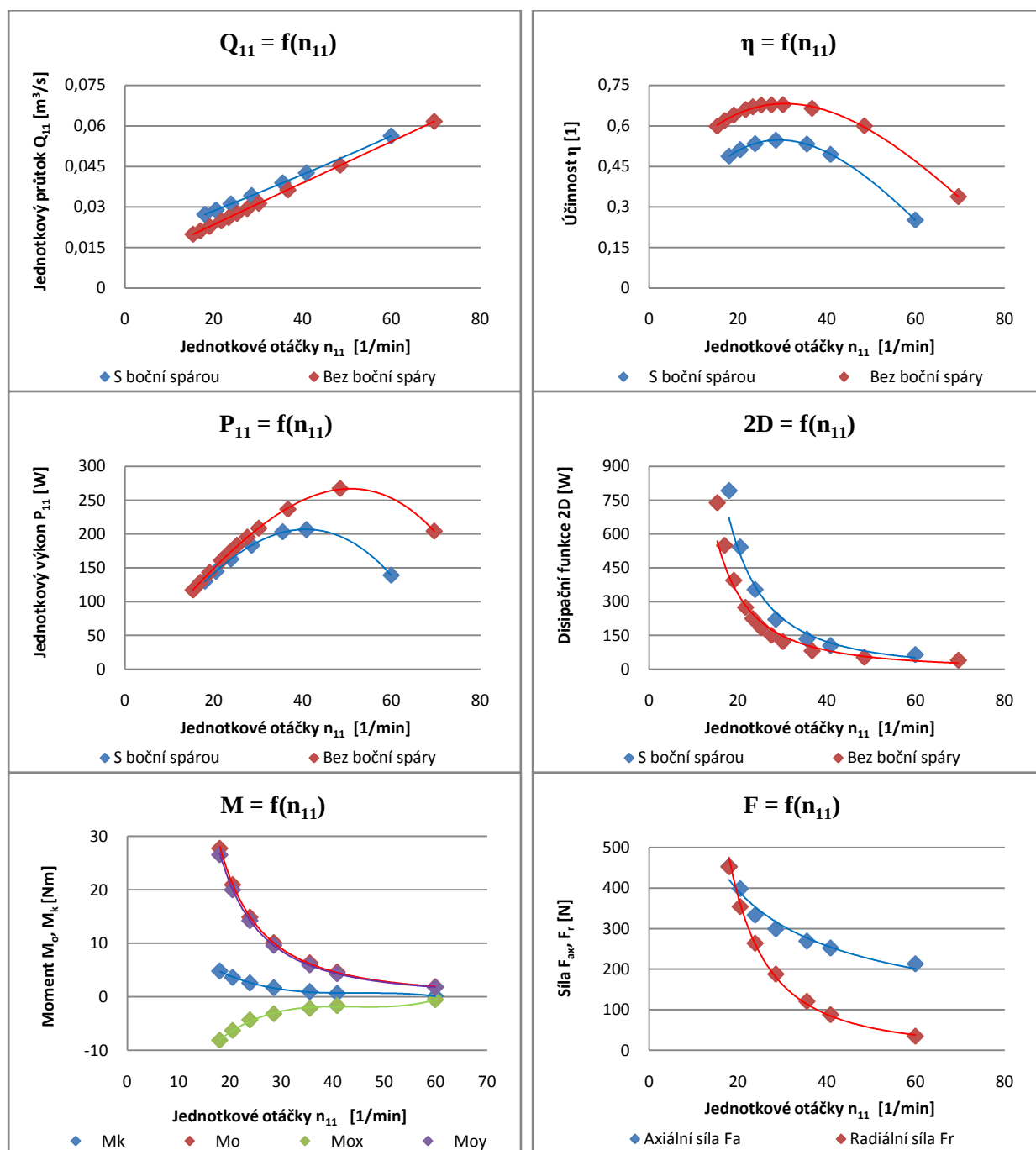
Obr. 4.11 Průběh proudnic u turbíny (stupnice rychlostí v m/s)

hydraulické účinnosti. Při zobrazení vektorů relativních rychlostí v polovině délky kanálu lze pozorovat správně vytvořený vír v oblasti oběžného kola. V dalších průřezech má vír podobný průběh. Rychlosti napravo od jádra víru jsou až ke stěně téměř konstantní.



Obr. 4.12 Víření v bočním kanále (stupnice rychlostí v m/s)

Charakteristiky vířivé turbíny - počítané při otáčkách oběžného kola $n = 1500$ 1/min s okrajovou podmínkou vstupní rychlosti (průtokem přepočteným na rychlost pomocí rovnice kontinuity pro vstupní průřez potrubí) a podmínkou výstupního tlaku na konci sacího potrubí.



Obr. 4.13 Grafy závislostí

Disipace je nevratný proces, při kterém dochází k přeměně energie na teplo. U turbíny ji můžeme také nazvat jako ztrátový výkon. Při provozu se vlivem tření přemění na teplo. Křivka disipace $2D$ by měla nabývat minima za optimem turbínového režimu. Z grafu (Obr. 4.13) je patrné, že tomu tak skutečně je.

$$2D = \rho Q Y \frac{1 - \eta}{\eta} \quad (4.3.1)$$

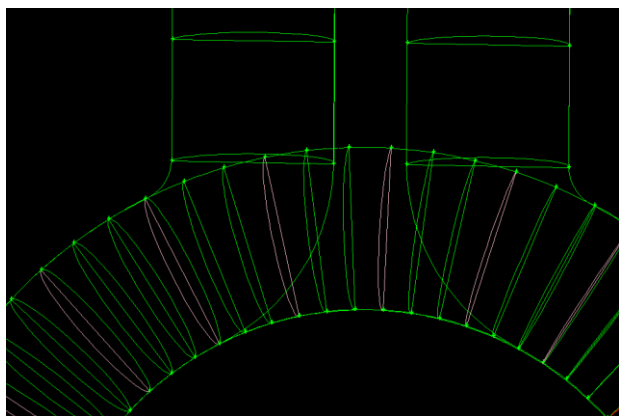
Kladnou axiální silou F_a v grafu (Obr. 4.13) je myšlena síla působící v záporném směru osy z (Obr. 4.8 a 4.9). V oblasti malých průtoků působí velké axiální i radiální síly. Při maximálních průtocích působí převážně jen axiální síla F_a . Z grafu (Obr. 4.13) je patrné, že na kolo působí ohybový moment především k ose y .

Turbína dosáhla nejlepších parametrů účinnosti $\eta = 54,7\%$ při jednotkových otáčkách $n_{11} = 28,5 \text{ min}^{-1}$. Křivka účinnosti je v okolí optima plochá. Optimální bod provozu se nachází na specifických otáčkách $n_{st} = 14,22 \text{ min}^{-1}$. Závislost jednotkového průtoku Q_{11} na jednotkových otáčkách n_{11} je opět lineární (Obr. 4.13). Disipace energie $2\mathcal{D}$ má minimum za bodem optima u turbíny. Víř se v bočním kanále utváří dle očekávání.

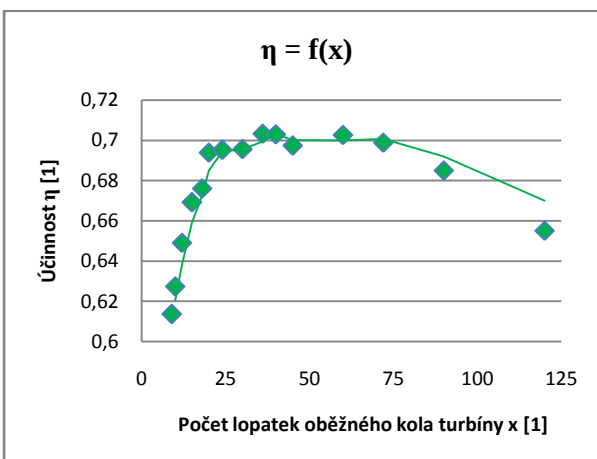
Vše nasvědčuje tomu, že tento hydraulický profil bude vhodné použít pro konstrukci vířivé turbíny nahrazující klasické tlakové redukční ventily. Jelikož je ale turbína založena na mohutném víru uvnitř pracovní oblasti, stálo by za zmínku dosažené výsledky porovnat s nestacionárním výpočtem se ztrátami. Je ovšem zřejmé, že takový výpočet je časově velmi náročný.

4.4 Studie optimálního počtu lopatek oběžného kola

U vířivých strojů se používají oběžná kola s různou hustotou lopatkové mříže. Zaměříme na řešení vlivu počtu lopatek na výslednou účinnost pomocí výpočtového modelování proudění CFD. Výpočetní síť (Obr. 4.14) je značně zjednodušena. Zjednodušení spočívá v tom, že lopatky jsou tvořeny vloženými plochami a mají nulovou tloušťku. Při výpočtu nejsou uvažovány diskové a mechanické ztráty. Je vyhodnocena účinnost na celkový počet lopatek oběžného kola. V následujícím grafu jsou zobrazeny závislosti počtu lopatek oběžného kola na účinnosti η pro turbínu (Obr. 4.15).



Obr. 4.14 Detail lopatkování ve výpočetní síti - červeně vyznačené plochy zobrazují lopatky



Obr. 4.15 Grafická závislost účinnosti η na počtu lopatek oběžného kola turbíny

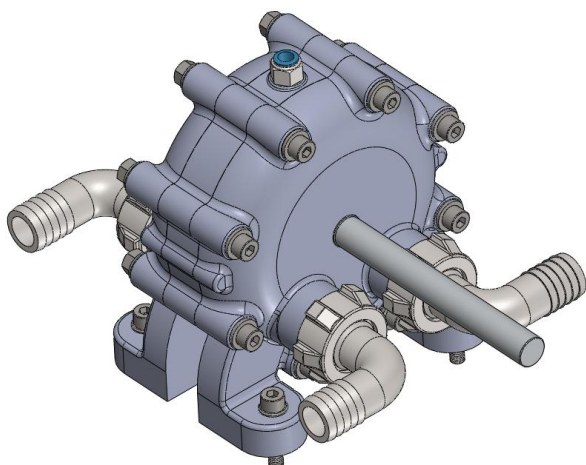
Optimální počet lopatek oběžného kola turbíny určíme z grafu (Obr. 4.15) tak, že uvažujeme oblast, kde hydraulický stroj dosahuje nejvyšších účinností ($\eta > 68\%$). Této oblasti odpovídá počet lopatek v rozmezí od 20 do 72. Vzhledem k tomu, že ve skutečnosti není tloušťka lopatky nulová, se přikláníme k nižšímu počtu. Nejvhodnější je tedy oběžné kolo s 20 lopatkami.

4.5 Konstrukční uspořádání modelu vířivé turbíny

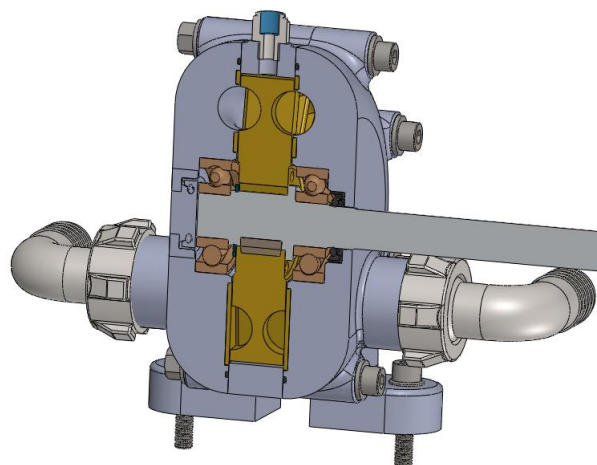
Na základě předchozích poznatků a výpočtů je navržena nová koncepce vířivého stroje, který by měl sloužit především jako turbína. Celkově byly propočítány čtyři návrhy oběžných kol a z nich vybráno nejlepší řešení, které dosahuje nejvyšší účinnosti. Nakonec je využito nejlepšího hydraulického profilu s půlkruhovým kanálem a průřezem oběžného kola $\varnothing 20$ mm (Obr. 4.2).

Následně byl vyroben plastový model vířivé turbíny hydraulického profilu s půlkruhovým kanálem a průřezem oběžného kola. Rozměry modelu jsou malé, aby bylo možné provést výrobu a měření v laboratoři. Vzhledem k potřebě minimálního tření v ložiskách vlivem axiálních sil, je zvolena varianta se symetrickým oběžným kolem. Turbína má na každé straně axiální přívod a odvod vody z kanálu. Oběžné kolo má 20 lopatek je nalisováno na hřídeli uložené v radiálních ložiskách z polymeru se skleněnými kuličkami, které mají minimálním třením a není třeba je mazat (Obr. 4.16 - 4.19).

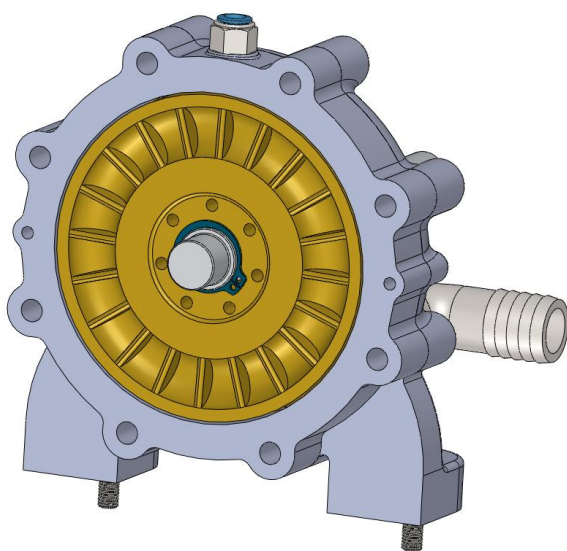
Je proveden nestacionární výpočet a měření vířivé turbíny s oboustranným oběžným kolem. Nestacionární výpočet nezahrnuje mechanické ztráty způsobené třením v ložiscích a mechanických ucpávkách. Počítaná turbína a měřený model mají totožné rozměry. Na závěr jsou srovnány výpočty s měřením a jsou zmíněny možné důvody nesrovnalostí charakteristik.



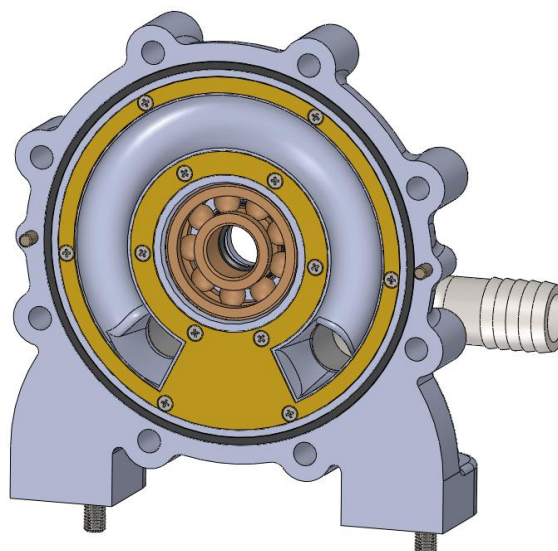
Obr. 4.16 Vířivá turbína



Obr. 4.17 Řez turbínou



Obr. 4.18 Stator turbíny s kolem

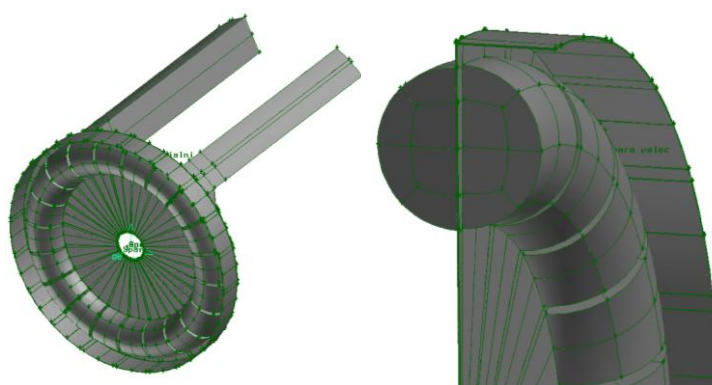


Obr. 4.19 Boční kanál v interiéru turbíny

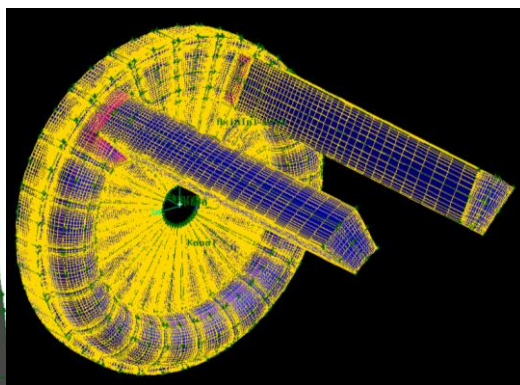
4.6 Nestacionární výpočet turbíny s rotující lopatkovou mříží

U vířivých strojů vzniká při proudění kapaliny oběžným kolem vír, určený rotorem rychlosti. Proto stacionární výpočet s jedním natočením oběžného kola nemusí pro studium víru dostačovat. Použijeme tedy nestacionární výpočet s rotující lopatkovou mříží. U tohoto typu výpočtu jsou vypočítané hodnoty závislé na časovém kroku. Velikost kroku je rovna času, za který se oběžné kolo natočí o 1° . Po 20 iteracích se vypočítané hodnoty přepočítají na společných plochách, dělících rotující mříž a stator. Tato metoda výpočtu se označuje jako sliding mesh. Takto propočítáme pootočení kola přibližně o 5 lopatek. Pomocí této metody jdou určit i tlakové a průtokové pulzace a další jevy, závislé na čase. Vypočítané hodnoty lze dosadit do rovnic, odvozených v předešlých kapitolách a porovnat tak shodu CFD výpočtů s teorií a měřením. Pro porovnání výsledků budou hodnoty získané z nestacionárního výpočtu zřejmě nejvhodnější. Nestacionární výpočet je časově velmi náročný, proto bude při výpočtu omezen počet proměnných parametrů charakteristik turbínového režimu.

Tvar výpočetní sítě představuje skutečný interiér turbíny (Obr. 4.22). Turbína je osově souměrná (Obr. 4.20), proto budeme počítat pouze jednu polovinu. Zjednodušeně je vstupní a výstupní potrubí. Není kruhového průřezu z důvodu lepší tvarové návaznosti na boční kanál.

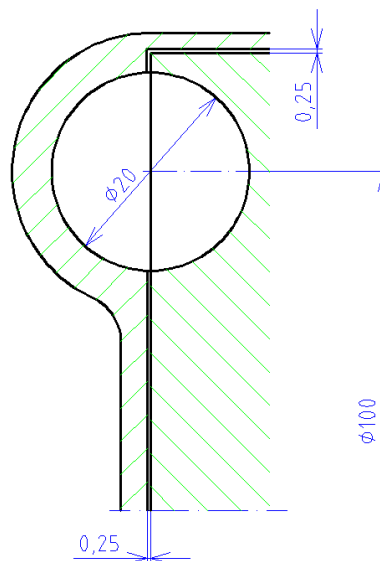


Obr. 4.20 Tvar kapaliny v interiéru turbíny



Obr. 4.21 Zobrazení kvality sítě

Výpočetní síť je prostorová 3D a má velikost přibližně 2 900 000 buněk s kvalitou zkosení nejhoršího prvku 0,65. Kvalitu výpočetní sítě lze zjistit z barvy jednotlivých prvků. Nejlepší prvky, ty které mají nejmenší zkosení, jsou na obrázcích výpočetních sítí zobrazeny modrou barvou (Obr. 4.21). Nejhorší mají červené zbarvení. Poměr nejdelší strany buňky k nejmenší straně, nazývaný jako aspekt ratio má maximální hodnotu 70. Na vstupu je nastavena okrajová podmínka vstupní rychlosti (průtokem přepočteným na rychlost pomocí rovnice kontinuity pro vstupní průřez potrubí) a na výstupu podmínka výstupního tlaku. Na zbylých plochách je podmínka typu stěna. Jsou definovány roviny pro odečet veličin a monitorování víru v mezilopatkových prostorech. Mesh je exportována z programu Ansys - Gambit a načtena do Ansys - Fluentu s použitím následujícího nastavení.



Obr. 4.22 Rozměry interiéru stroje

4.6.1 Nestacionární výpočet turbíny s podmínkou konstantní vstupní rychlosti

Nastavení stacionárního výpočtu v programu Ansys - Fluent

- Výpočet je prvně předpočítán stacionárně. Poté je výpočet přestaven na nestacionární.

Dimenze

- 3D
- Dvojnásobná přesnost

Řešič

- Tlakově orientované
- Stacionární
- Absolutní formulace rychlostí

Materiál

- Fluid - Voda H₂O

Model turbulence - Viskózní

- k-ε - Realizable, nerovnovážné stěnové funkce

Okrajové podmínky pro objemy

- Rotor - Materiál - Voda
 - Moving frame, otáčky oběžného kola
- Stator - Materiál - Voda

Okrajové podmínky pro stěny

- Vstup - Metoda specifikace rychlostí - Velikost, normála k hranici objemu
 - Referenční rám - Absolutní
 - Velikost rychlosti nebo tlaku
- Metoda specifikace - Intenzita a hydraulický poloměr
 - Intenzita turbulence - 10 %
 - Hydraulický průměr - 0,3 m
- Výstup - Přetlak - 0 Pa
 - Metoda specifikace - Intenzita a hydraulický poloměr
 - Intenzita turbulence - 20 %
 - Hydraulický průměr - 0,3 m
- Lopatky - Pohyb stěny - Pohybující se stěna
 - Pohyb - Relativní vzhledem k vedlejšímu objemu, Rotační
- Ostatní - Pohyb stěny - Nehybná stěna

Řešení

- Metoda SIMPLE, Pressure - Standart
- Relaxační faktory - Pressure - 0,3
 - Momentum - 0,7
- Standardní metoda inicializace - na vstupu

Nastavení nestacionárního výpočtu

- změny provedené v nastavení stacionárního výpočtu na nestacionární

Řešič

- Nestacionární

Okrajové podmínky pro objemy

- Rotor - Moving mesh, otáčky oběžného kola

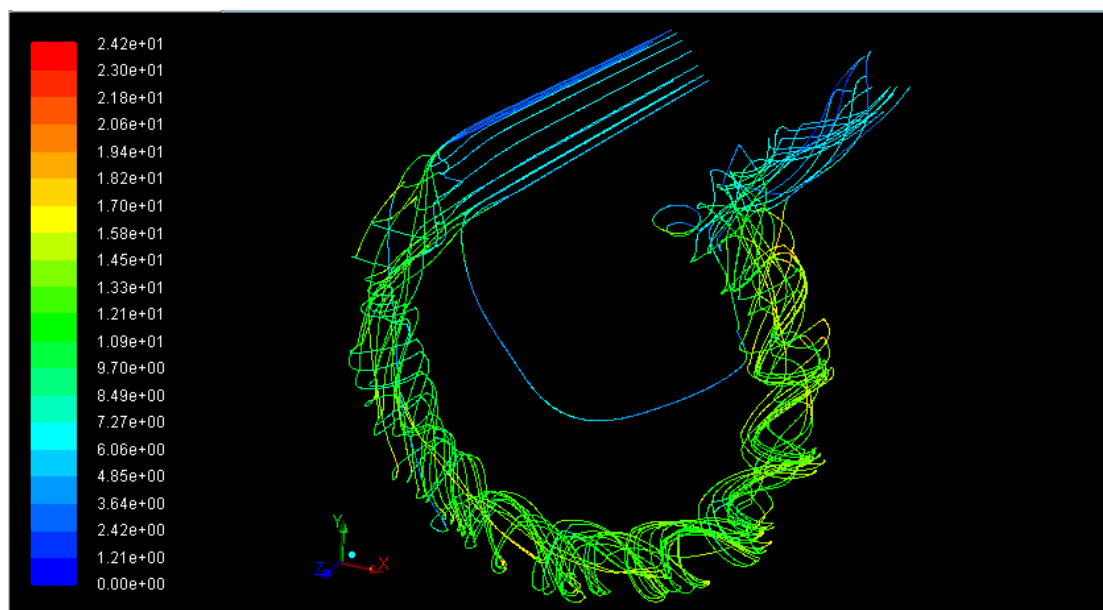
Řešení

- Metoda SIMPLE

Řešič je nejprve nastaven na 1. řád přesnosti u hybnostních a turbulentních členů. Po konvergenci je přepnut na 2. řád přesnosti a nechán opět zkonvergovat. Poté je přestaven výpočet na nestacionární a propočítáno pootočení lopatkové mříže o několik otáček kola. Současně jsou ukládány hodnoty

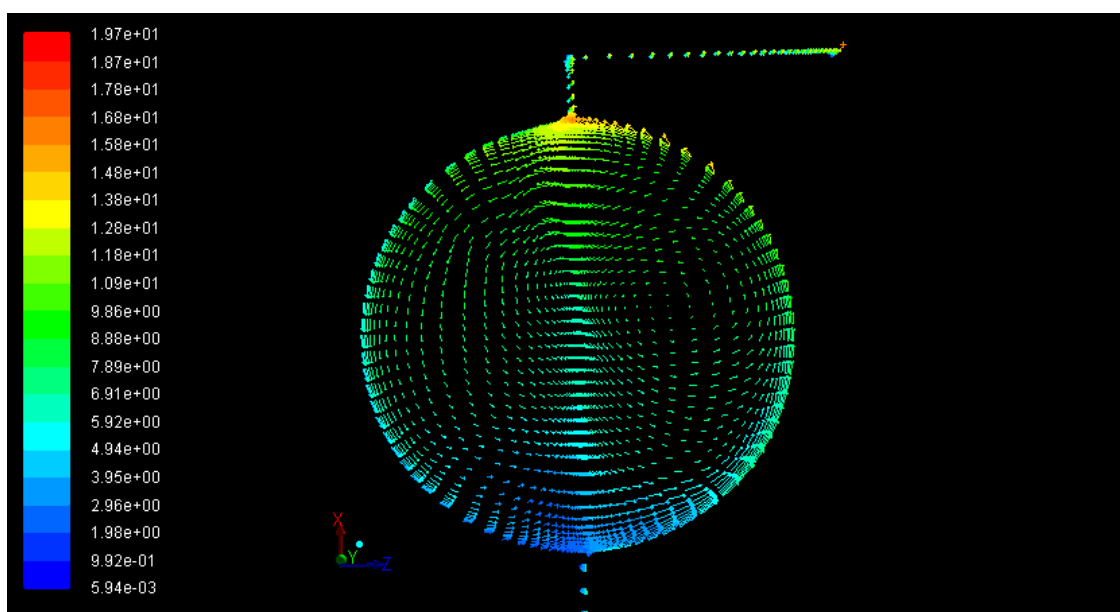
průtoku, tlaků na vstupu a výstupu a krouticí moment na lopatkách oběžného kola a následně zprůměrovány. Ostatní veličiny jsou odečteny na konci výpočtu. Před vyhodnocením je kontrolována hodnota stěnové funkce y^+ , zda leží v přípustných mezích hodnot 30 - 120. Při výpočtu bodů charakteristiky je počítáno s měnící se vstupní rychlostí (průtokem přepočteným na rychlost pomocí rovnice kontinuity pro vstupní průřez potrubí). Rychlost se mění v rozmezí od 0 do 10 m/s. Následně jsou body vyhodnoceny a dohledána optima turbínového režimu pro hodnotu otáček 1500 1/min.

Na proudnicích (Obr. 4.23) je patrné, kapalina cirkuluje přes oběžné kolo a dochází k tvorbě víru téměř po celé délce kanálu. Částice kapaliny překoná při jednom zavíření přibližně 3 lopatky oběžného kola. Proudnice spojující vstup s výstupem představuje průtok boční spárou.



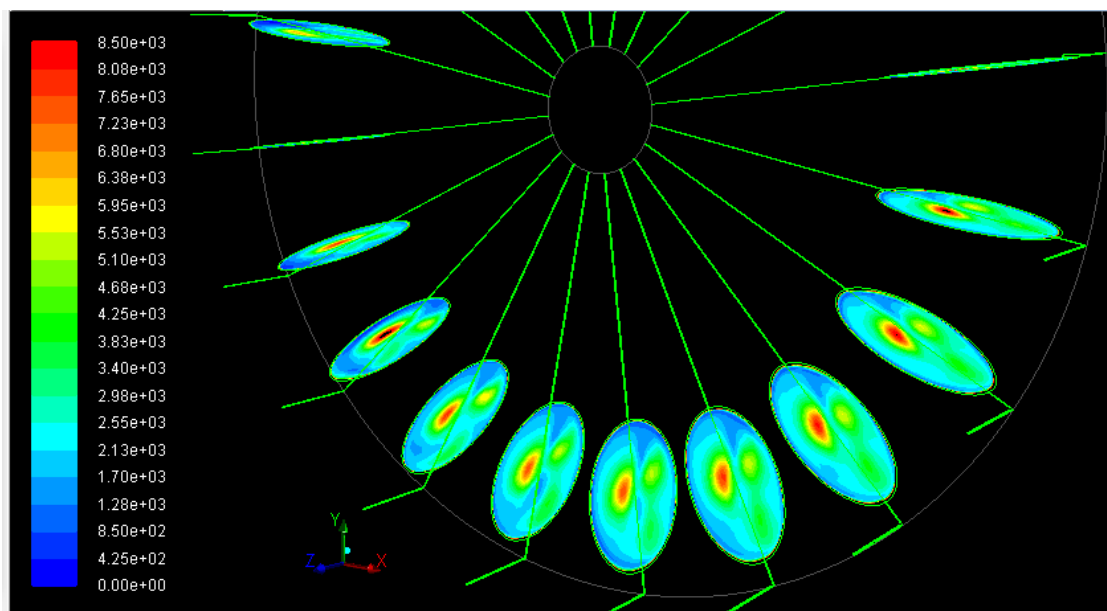
Obr. 4.23 Průběh proudnic u turbíny (stupnice rychlostí v m/s)

Z průběhu relativních rychlostí (Obr. 4.24) je zřejmé, že se v pozorovaném řezu na konci kanálu vytváří vír, jehož jádro se nachází v prostoru rotujícího oběžného kola.



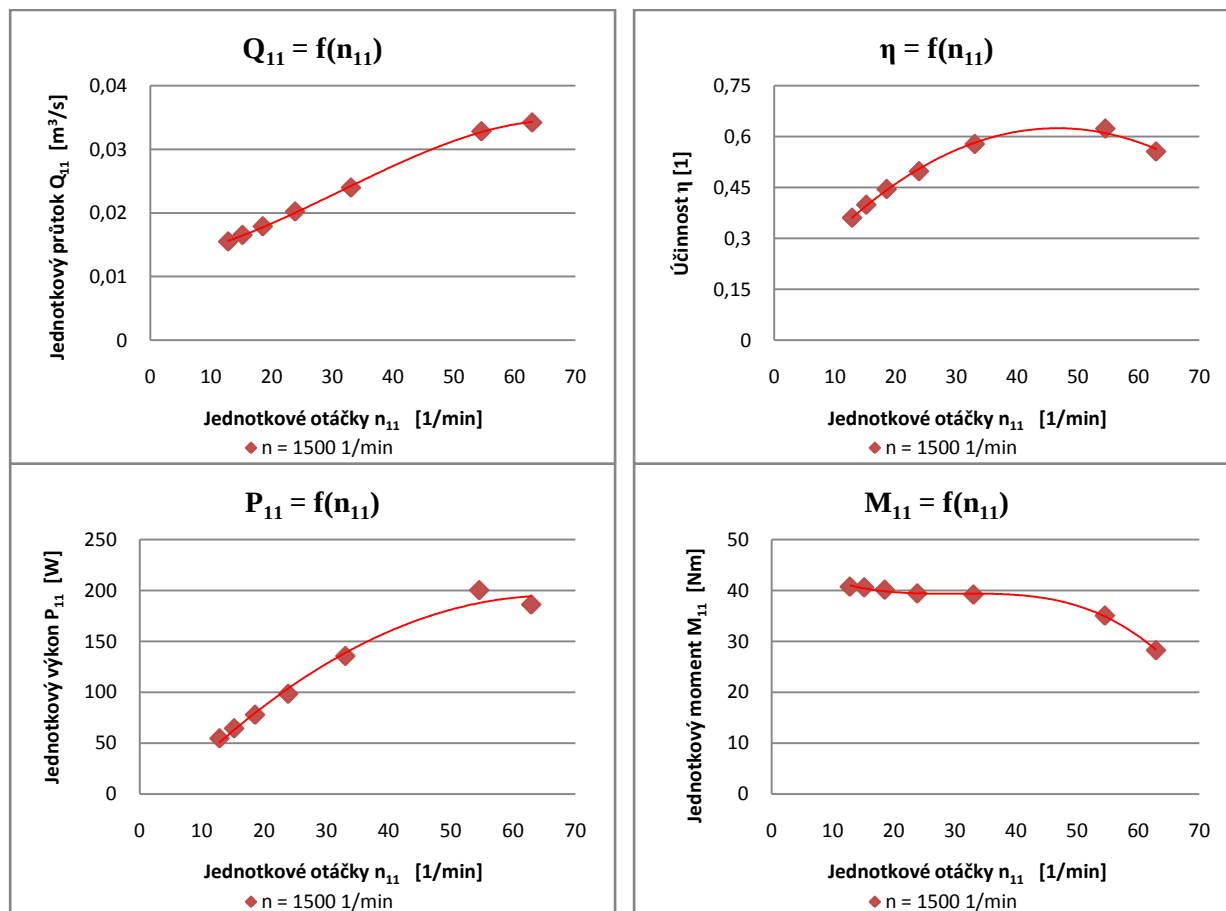
Obr. 4.24 Tvorba víru v bočním kanále (stupnice rychlostí v m/s)

Z průběhu vířivosti v řezech mezilopatkových prostorů interiéru stroje (Obr. 4.25) je zřejmé, že se vír vytváří po celé délce bočního kanálu.



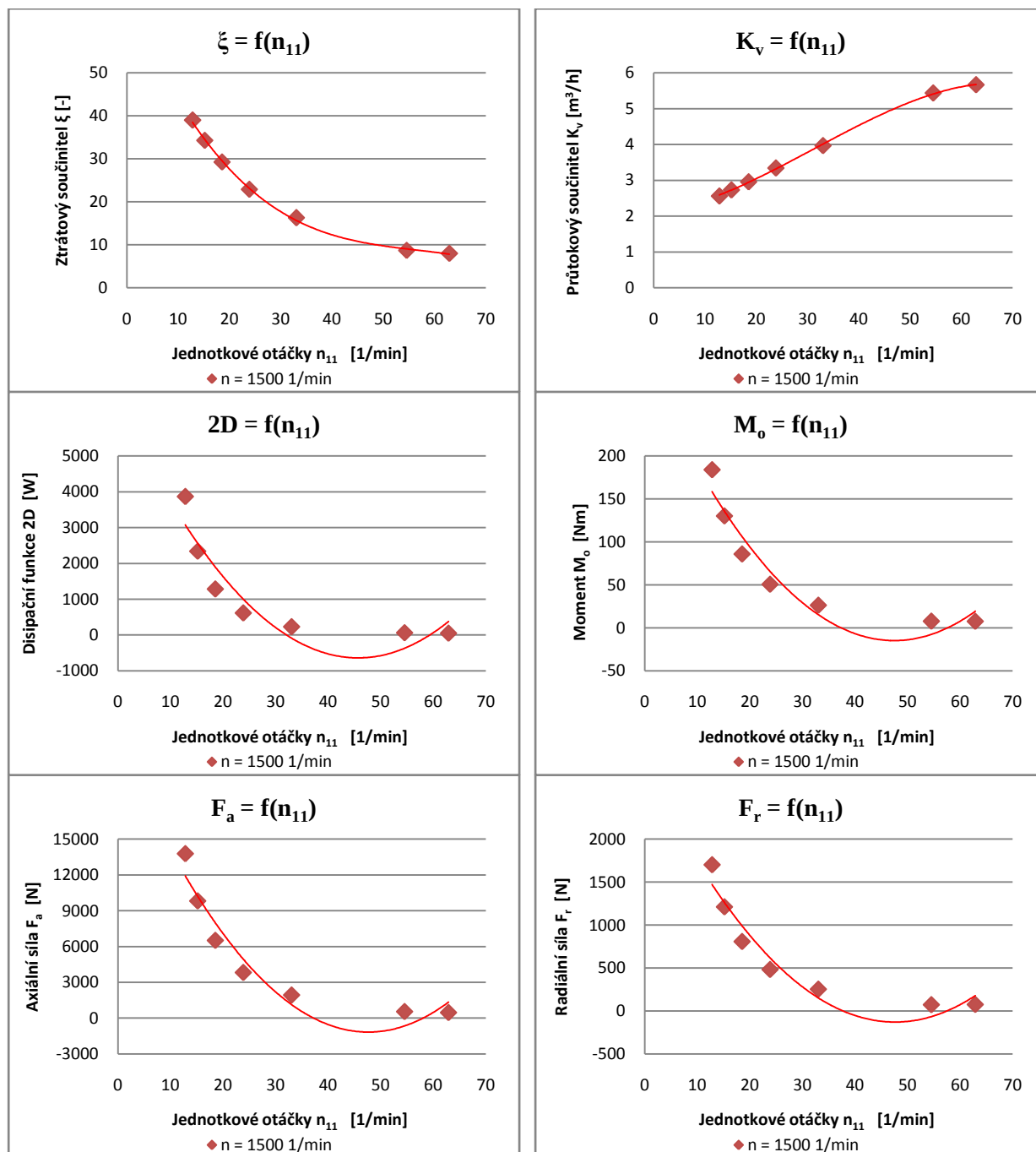
Obr. 4.25 Vířivost v interiéru turbíny (stupnice vířivosti v 1/s)

Charakteristiky turbínového režimu - počítané s podmínkou konstantní vstupní rychlosti na vstupu turbíny.



Obr. 4.26 Vypočítané grafy závislostí turbíny při konstantních otáčkách

Výpočet vířivé turbíny s nastavením okrajových podmínek konstantní vstupní rychlosti na vstupu pro jednotlivé body charakteristiky a konstantních otáček oběžného kola po celou charakteristiku. Nastavení je stejné jako při funkci turbínového ventilu redukujícího odpovídající hodnoty tlaků.



Obr. 4.27 Vypočítané grafy závislostí turbíny při konstantních otáčkách

Turbína při výpočtu dosáhla nejlepších parametrů účinnosti $\eta = 62,31\%$ při jednotkových otáčkách $n_{11} = 54,5 \text{ min}^{-1}$. Křivka účinnosti je v okolí optima plochá. Vypočítaný optimální bod provozu se nachází na specifických otáčkách $n_{st} = 28,46 \text{ min}^{-1}$. Závislost jednotkového průtoku Q_{11} na jednotkových otáčkách n_{11} je lineární (Obr. 4.26). Je potřebný spád $H = 10,89$ m. Disipace energie $2\mathcal{D}$ má minimum za bodem optima turbíny. Vír se utváří v celé délce kanálu a má ideální tvar. Vypočítané hodnoty silového a momentového zatížení oběžného kola v mimo optimální pásmo provozu jsou velmi vysoké. Kladné hodnoty axiálního zatížení oběžného kola jsou uvažovány ve směru od strany s bočním kanálem.

4.6.2 Nestacionární výpočet turbíny s podmínkou konstantní tlakové difference

Po úspěšném výpočtu charakteristiky vířivé turbíny, počítané s okrajovou vstupní podmínkou konstantní vstupní rychlosti z podkapitoly 4.6.1 jsou v této podkapitole počítány charakteristiky s podmínkou konstantní tlakové difference. Takové charakteristiky mají v praxi větší uplatnění, protože postup vzniku odpovídá metodice měření turbíny na zkušebně a lze tak jednoduše porovnat výpočet s měřením.

Nastavení stacionárního výpočtu v programu Ansys - Fluent

- Nastavení a postup výpočtu jsou totožné jako v podkapitole 4.6.1. Pouze jsou aplikovány následující změny.

Okrajové podmínky pro objemy

Rotor - Materiál - Voda

- Moving frame, otáčky oběžného kola

Stator - Materiál - Voda

Okrajové podmínky pro stěny

Vstup - Přetlak - definován

- Metoda specifikace - Intenzita a hydraulický poloměr

- Intenzita turbulence - 10 %

- Hydraulický průměr - 0,3 m

Výstup - Přetlak - 0 Pa

- Metoda specifikace - Intenzita a hydraulický poloměr

- Intenzita turbulence - 20 %

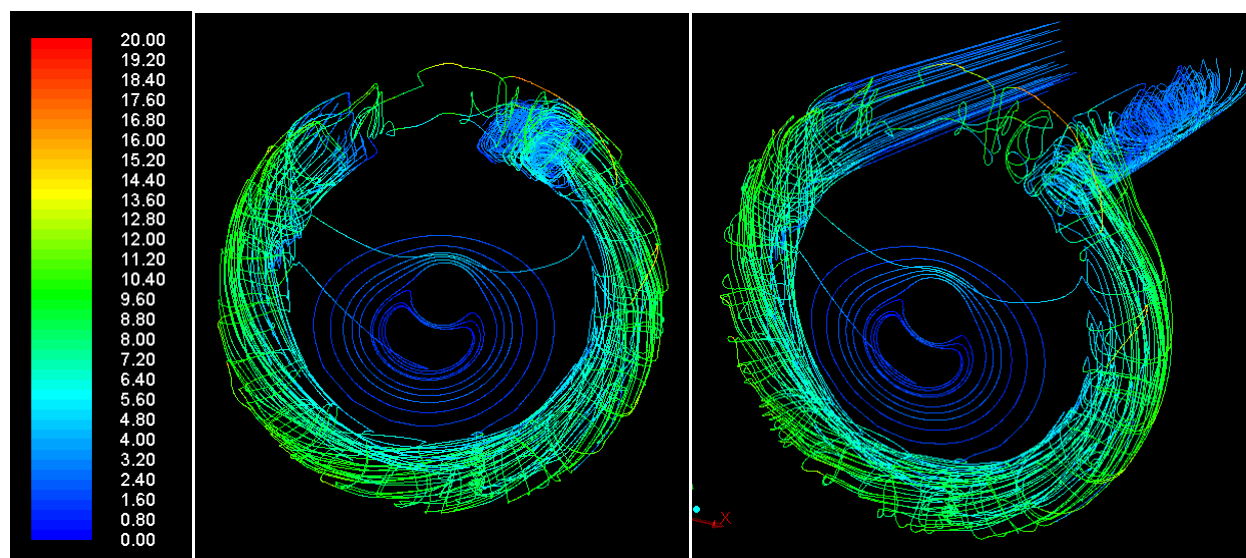
- Hydraulický průměr - 0,3 m

Lopatky - Pohyb stěny - Pohybující se stěna

- Pohyb - Relativní vzhledem k vedlejšímu objemu, Rotační

Ostatní - Pohyb stěny - Nehybná stěna

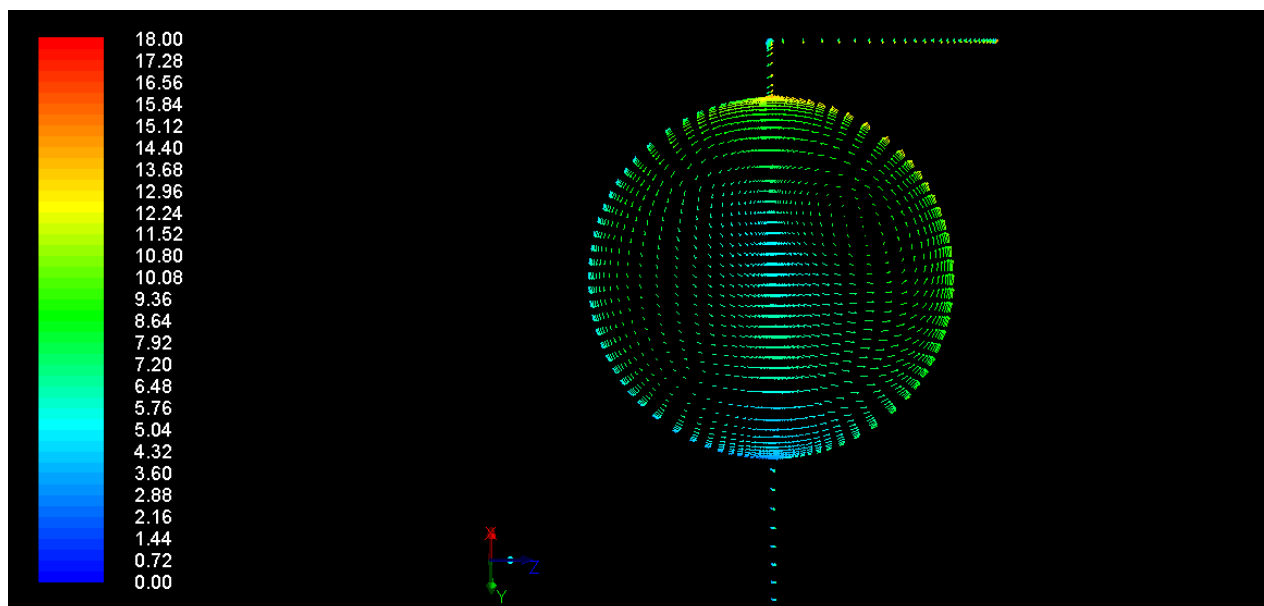
Při výpočtu bodů charakteristiky je počítáno s konstantní tlakovou diferencí. Otáčky oběžného kola se mění v rozmezí od 750 do 2250 1/min. Následně jsou body vyhodnoceny a dohledána optima turbínového režimu. Pro bod s jmenovitou hodnotou spádu $H = 25$ m a otáček oběžného kola $n = 2000$ 1/min je proudění graficky vyhodnoceno.



Obr. 4.28 Průběh proudnic u turbíny (stupnice rychlostí v m/s)

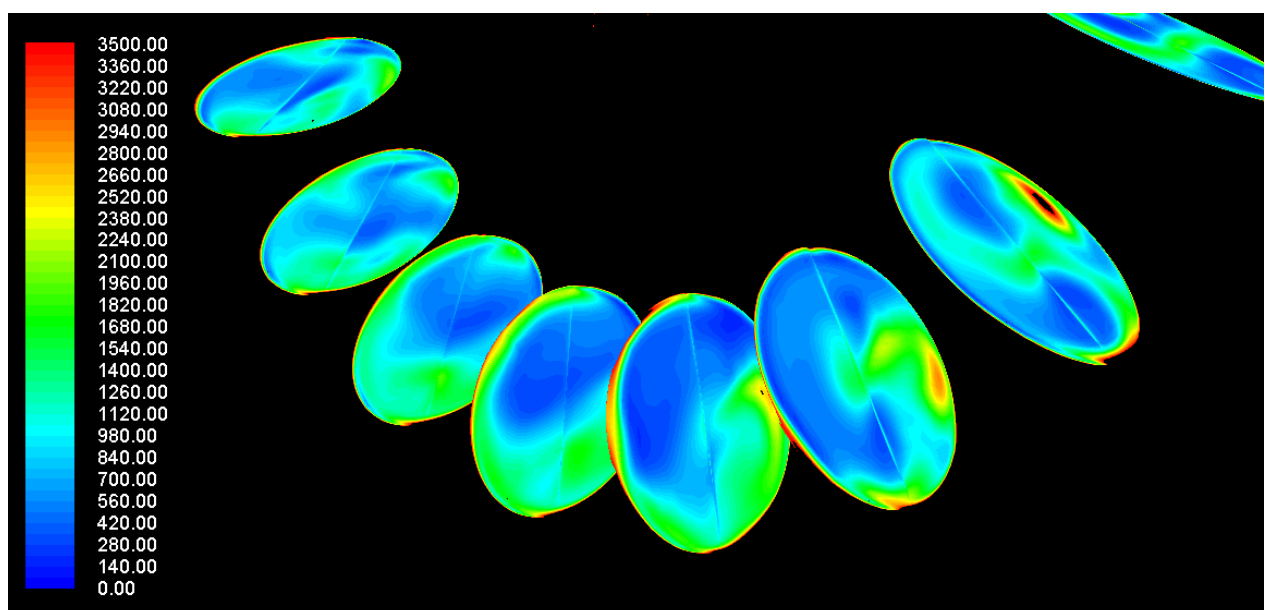
Na proudnicích (Obr. 4.28) je patrné, kapalina cirkuluje přes oběžné kolo a dochází k tvorbě víru téměř po celé délce kanálu. Částice kapaliny překoná při jednom zavíření přibližně 3 až 4 lopatky oběžného kola. Proudnice spojující vstup s výstupem představuje průtok boční spárou.

Nejzajímavější na (Obr. 4.28) je osamocená proudnice od částice, která proudí od vstupu zhruba do poloviny délky kanálu. Dostane se do boční spáry, kde rotuje společně s oběžným kolem. Celkem proběhne 6-krát nad prostorem hřídele a 4-krát pod hřídelí. Nakonec se dostane zpět do prostoru vířivé pracovní oblasti stroje a vířivým pohybem odchází do sání. Zde jde nejlépe pozorovat neblahý vliv bočních spár na objemové ztráty a objemovou účinnost.



Obr. 4.29 Tvorba víru v bočním kanále (stupnice rychlostí v m/s)

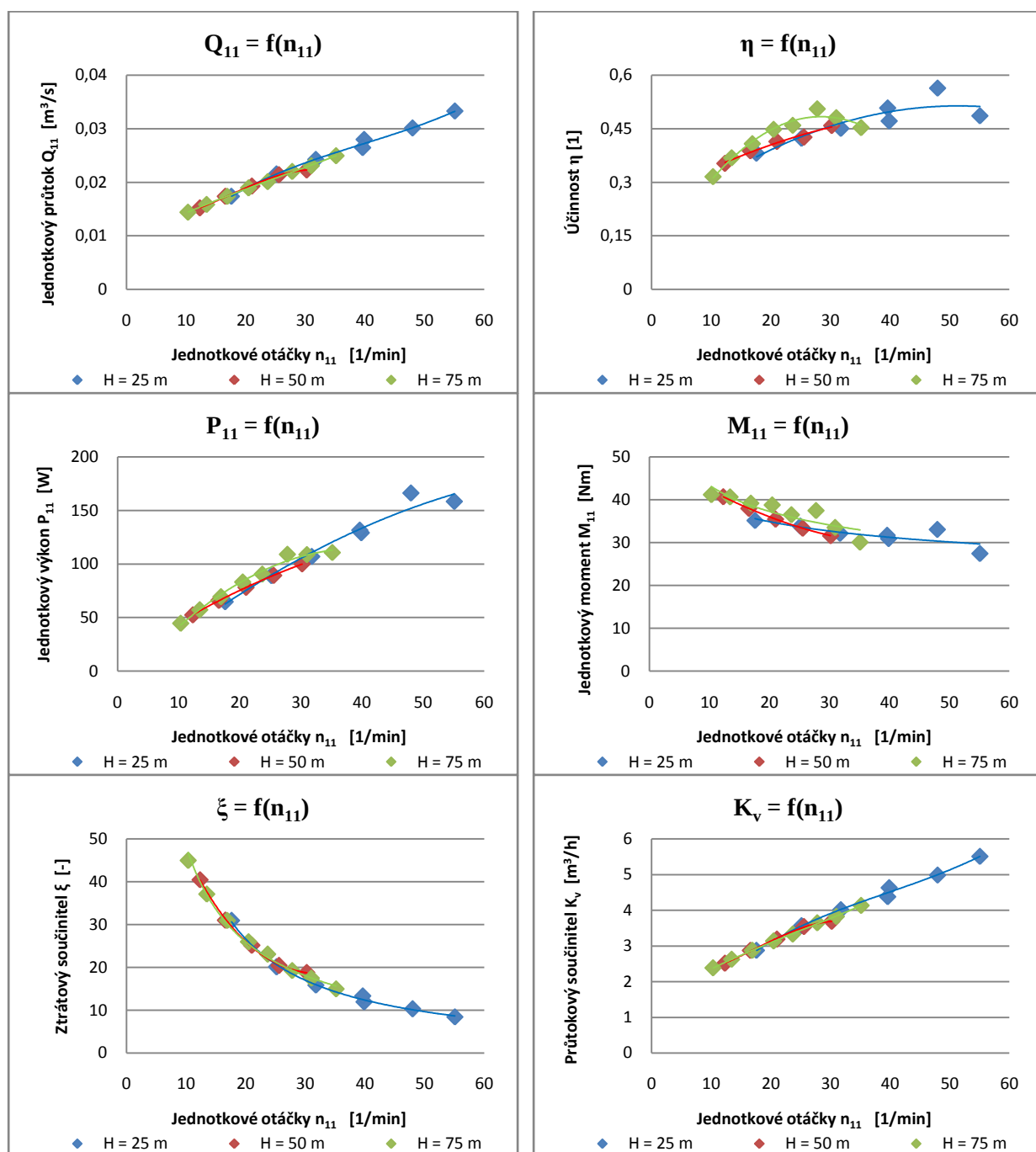
Z průběhu relativních rychlostí (Obr. 4.29) je zřejmé, že se v pozorovaném řezu na konci kanálu vytváří vír, jehož jádro se nachází v prostoru rotujícího oběžného kola.



Obr. 4.30 Vířivost v interiéru turbíny (stupnice vířivosti v 1/s)

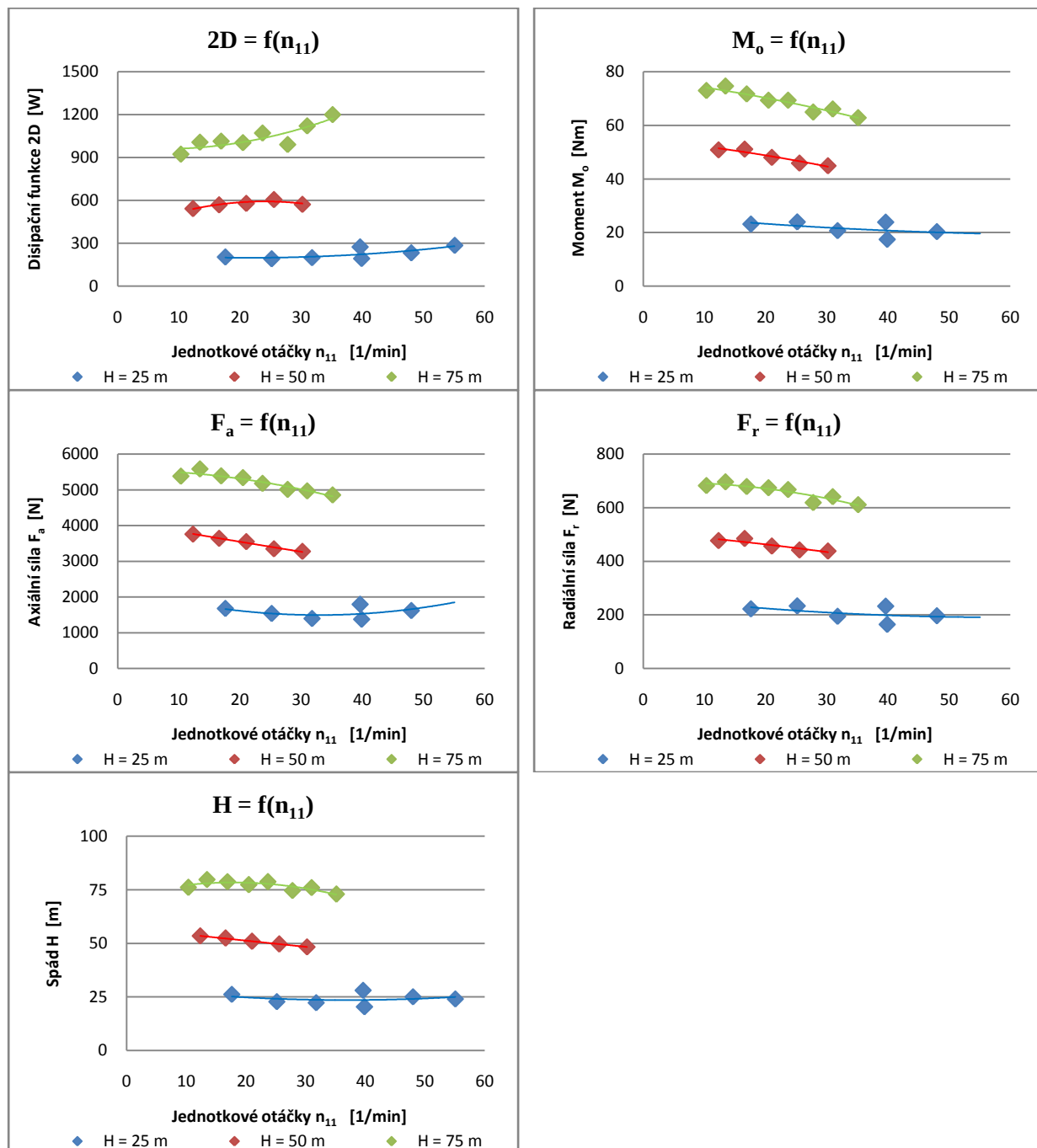
Z průběhu vířivosti v řezech mezilopatkových prostorů interiéru stroje (Obr. 4.30) je zřejmé, že se vír vytváří po celé délce bočního kanálu.

Charakteristiky turbínového režimu - jsou počítané s podmínkou konstantní tlakové difference pro 3 různé spády $H = 25, 50$ a 75 m. Výpočet s těmito okrajovými podmínkami nejvíce odpovídá postupu měření turbíny, kdy je při měření charakteristik udržován konstantní spád a mění se pouze otáčky oběžného kola. Ke grafům (Obr. 4.28 až 4.30) jsou vyhotoveny obrázky výpočtů proudění v interiéru vířivého stroje. Na (Obr. 4.32) je znázorněna odchylka vypočítaného spádu turbíny vůči spádu jmenovitému. Výpočty s okrajovou podmínkou konstantní tlakové difference provázela horší konvergence řešení.



Obr. 4.31 Vypočítané grafy závislostí turbíny při konstantní tlakové difference

Výpočet turbína při spádu $H = 25,03$ m dosáhl 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. Vypočítaný optimální bod provozu se nachází na specifických otáčkách $n_{st} = 22,81 \text{ min}^{-1}$. Závislost jednotkového průtoku Q_{11} na jednotkových otáčkách n_{11} je lineární (Obr. 4.31).



Obr. 4.32 Vypočítané grafy závislostí turbíny při konstantní tlakové diferenci

Výpočty s podmínkou konstantní tlakové difference provázela horší konvergence a delší doba řešení. Na charakteristikách (Obr. 4.32) je znát, že se v jednotlivých grafech mezi sebou mírně liší, přitom by měly být měřítkově podobné. Např. křivka disipace pro spád $H = 75$ m nebo axiální zatížení při spádu $H = 25$ m mají od ostatních charakteristik svého druhu odlišný průběh. U charakteristik na (Obr. 4.31) není deformace poznat.

4.7 Nestacionární výpočet čerpadla s rotující lopatkovou mříží

Pro zajímavost je u vířivého stroje propočítán i čerpadlový režim. Nastavení a postup výpočtu jsou totožné jako v podkapitole 4.6.1. Při výpočtu bodů charakteristiky bylo počítáno s měnící se vstupní rychlostí (průtokem přepočteným na rychlost pomocí rovnice kontinuity pro vstupní průřez potrubí). Rychlost se měnila v rozmezí od 0 do 4 m/s. Následně byly body vyhodnoceny a dohledána optima čerpadlového režimu. Hodnota otáček oběžného kola je při výpočtu pro všechny body charakteristiky konstantní $n = 1500 \text{ 1/min}$.

Hodnoty veličin z CFD výpočtů jsou spočítány ze vztahů:

Měrná energie čerpadla

$$Y = \frac{p_{2t} - p_{1t}}{\rho} \quad (4.7.1)$$

Příkon čerpadla

$$P_{\dot{Y}} = M_k \cdot 2\pi \cdot n \quad (4.7.2)$$

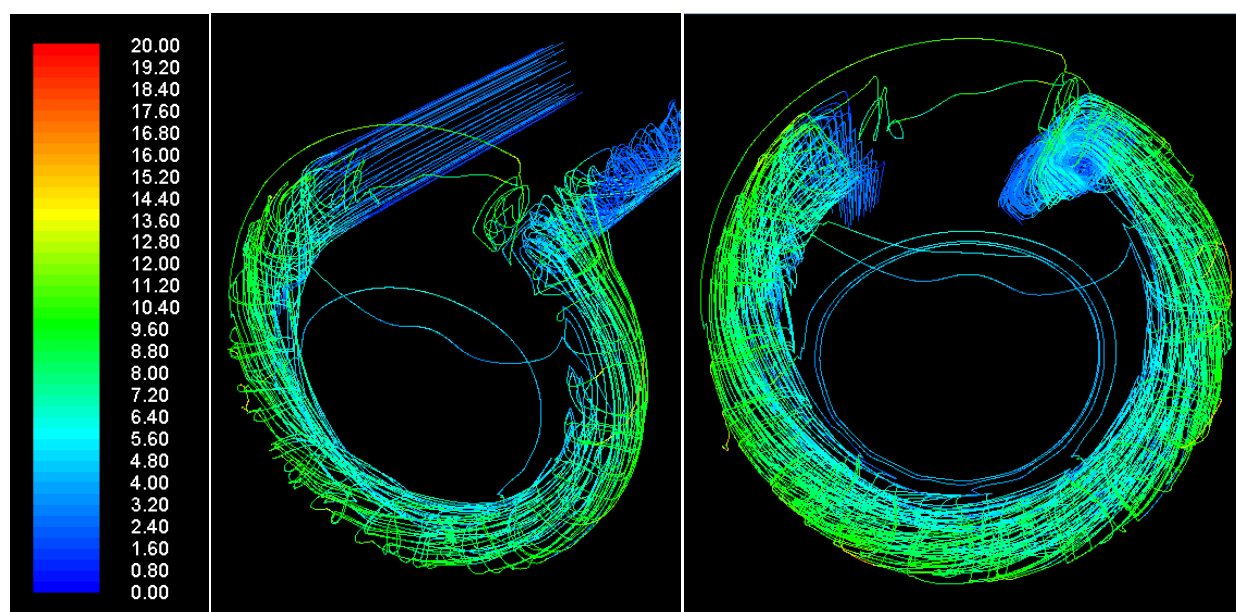
Účinnost čerpadla

$$\eta = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{M_k \cdot 2\pi \cdot n} \quad (4.7.3)$$

Specifické otáčky pro čerpadlo $n_{s\check{c}}$

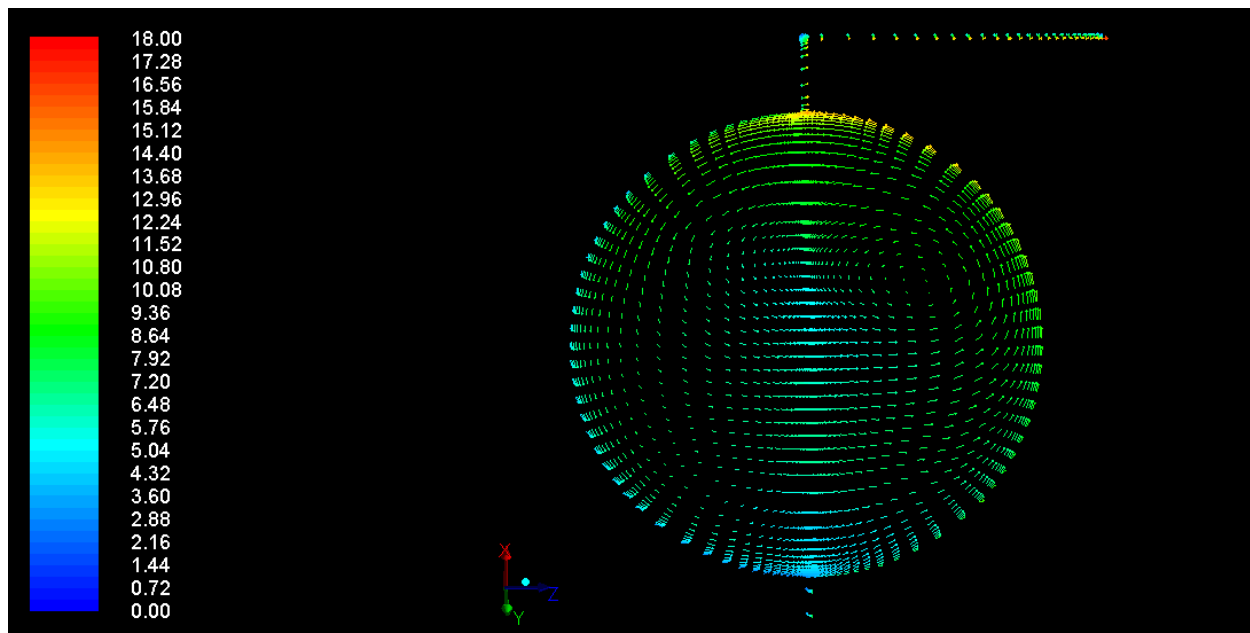
$$n_{s\check{c}} = 3,65 \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (4.7.4)$$

Graficky je vyhodnocen optimální bod provozu vířivého čerpadla s okrajovou podmínkou vstupní rychlosti $v = 3 \text{ m/s}$ a otáčkami oběžného kola $n = 1500 \text{ 1/min}$.



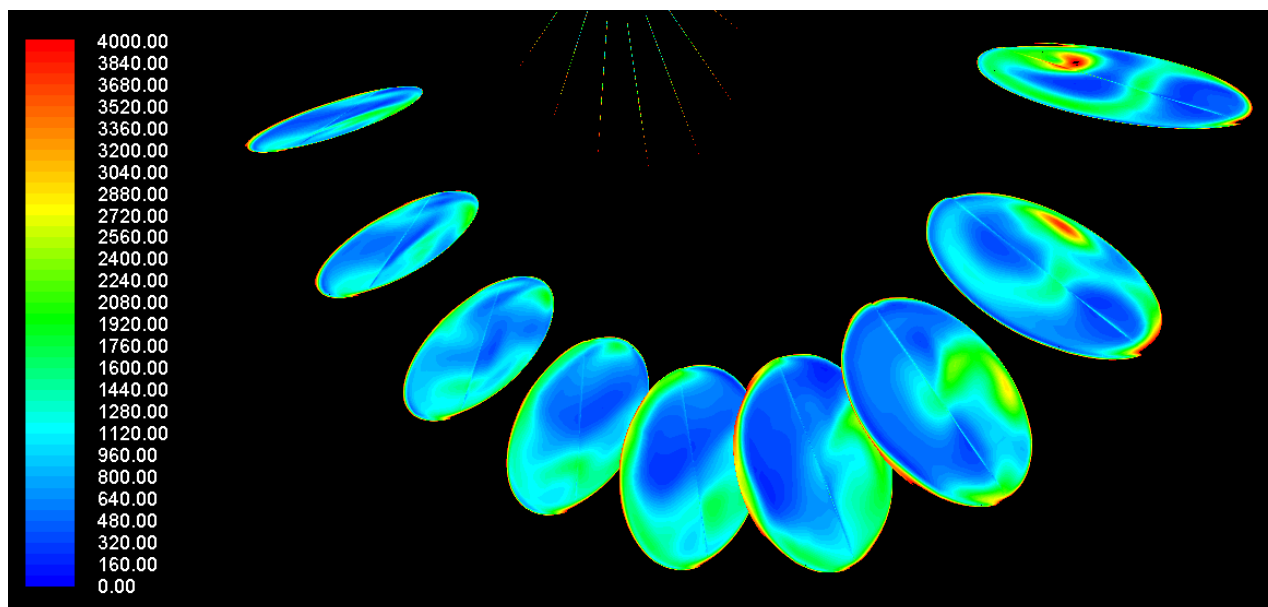
Obr. 4.33 Průběh proudnic u turbíny (stupnice rychlostí v m/s)

Na proudnicích (Obr. 4.33) je patrné, že kapalina cirkuluje přes oběžné kolo a dochází k tvorbě víru téměř po celé délce kanálu. Částice kapaliny překoná při jednom zavíření přibližně 2 až 3 lopatky oběžného kola. Proudnicе spojující vstup s výstupem představuje průtok boční spárou. Na proudnicích lze pozorovat, jak se částice kapaliny pohybují z oblasti vyššího tlaku do oblasti s nižším tlakem skrze boční spáru.



Obr. 4.34 Tvorba víru v bočním kanále (stupnice rychlostí v m/s)

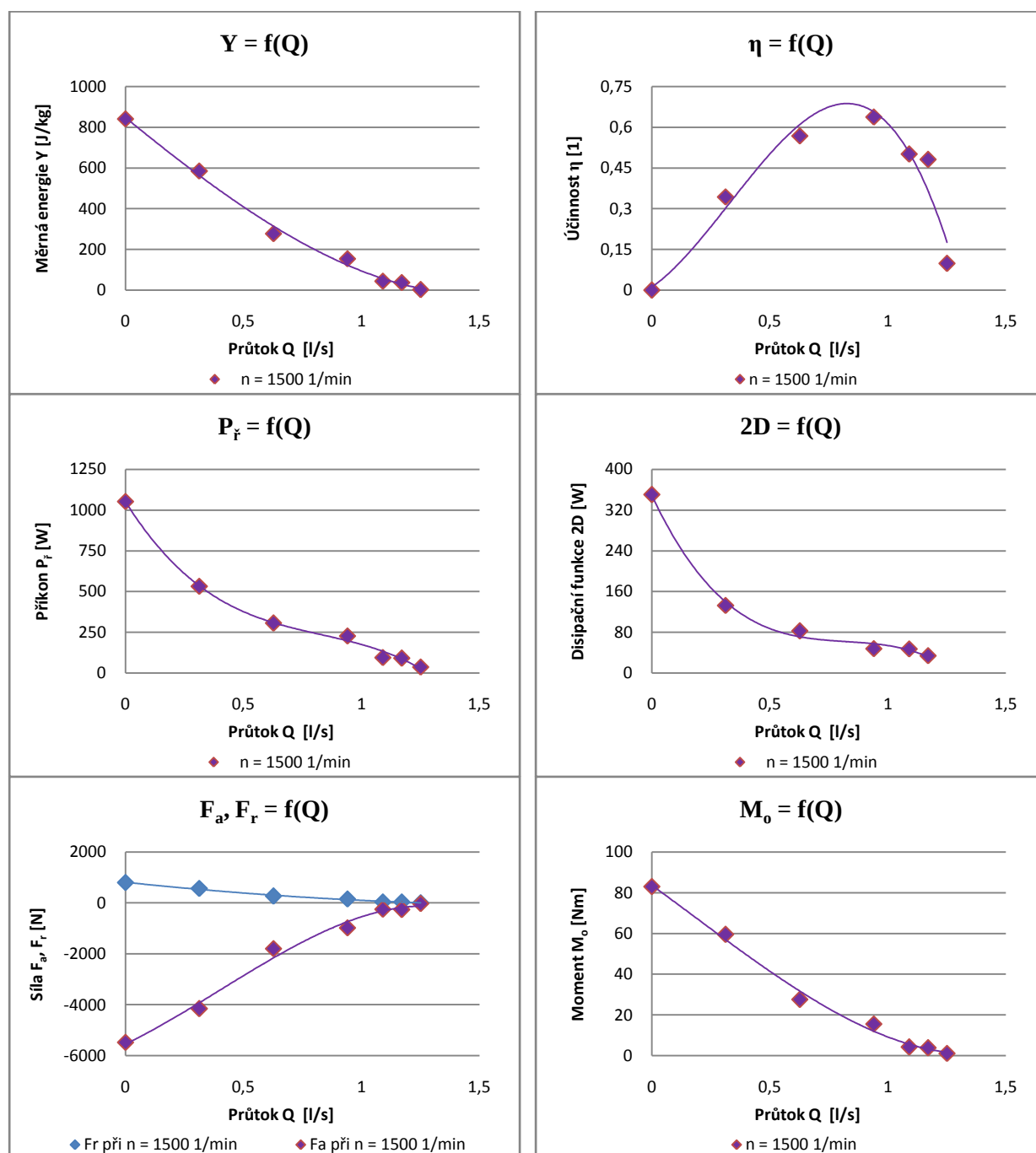
Z průběhu relativních rychlostí (Obr. 4.34) je zřejmé, že se v pozorovaném řezu na konci kanálu vytváří vír, jehož jádro se nachází v prostoru rotujícího oběžného kola.



Obr. 4.35 Vířivost v interiéru turbíny (stupnice vířivosti v 1/s)

Z průběhu vířivosti v řezech mezilopátkových prostorů interiéru stroje (Obr. 4.35) je zřejmé, že se vír vytváří po celé délce bočního kanálu v oblasti oběžného kola, které se nachází v levých polovinách zobrazených řezů.

Charakteristiky čerpadlového režimu - jednotlivé body charakteristiky jsou počítané s podmínkou konstantní vstupní rychlosti. Bod charakteristiky s nulovou vstupní rychlostí na vstupu je u čerpadel označován jako závěrný bod. Otáčky oběžného kola vířivého čerpadla jsou skrze celou charakteristiku konstantní. Výpočet s těmito okrajovými podmínkami odpovídá postupu měření čerpadla.



Obr. 4.36 Vypočítané grafy závislostí čerpadla při konstantních otáčkách

Při výpočtech vířivého čerpadla bylo dosaženo nejlepších parametrů účinnosti $\eta = 63,76\%$ při průtoku $Q = 0,94 \text{ l/s}$. Optimální bod provozu se nachází na specifických otáčkách $n_{sc} = 21,2 \text{ min}^{-1}$. Závislost měrné energie Y na průtoku Q je po celou charakteristiku stabilní (Obr. 4.36). Disipace energie $2D$ u čerpadla má minimum za bodem optima u čerpadla. Kladné hodnoty axiálního zatížení oběžného kola jsou uvažovány ve směru od strany s bočním kanálem. Vír se v utváří dle očekávání v prostoru oběžného kola a má požadovaný tvar.

4.8 Měření turbíny

Soustrojí měřeného modelu bylo poháněno elektromotorem s možností regulace otáček v rozmezí 0 - 1750 1/min. Aby se předešlo zpětnému průtoku v protějším kanálu, bylo sací potrubí rozděleno na dvě samostatné větve (Obr. 4.38). Na straně vyvedení hřídele je kanál s označením B, na levé straně modelu je kanál s označením A (Obr. 4.37). Průtok se měřil v každé větvi zvlášť. Krouticí moment se dělil ve stejném poměru, jako byl poměr jednotlivých průtoků. Účinnost se počítala samostatně pro každý kanál. Protože je turbína vyrobena z plastu, z důvodu možného poškození byl spád omezen na maximální hodnotu 20 m.

Hodnoty veličin z měření jsou počítány ze vztahů:

Poměrná část krouticího momentu připadající na kanál A

$$M_{kA} = M_k \cdot \frac{Q_A}{Q_C} = M_k \cdot \frac{Q_C - Q_B}{Q_C} = M_k \cdot \left(1 - \frac{Q_B}{Q_C}\right) \quad (4.8.1)$$

Poměrná část krouticího momentu připadající na kanál B

$$M_{kB} = M_k - M_{kA} \quad (4.8.2)$$

Měrná energie turbíny (index i v následujících vzorcích (4.8.3 až 4.8.8.) nabývá hodnot A - pro kanál A a B - pro kanál B)

$$Y_i = \frac{p_1 - p_{2i}}{\rho} + \frac{c_{1i}^2 - c_{2i}^2}{2} + g \cdot H_{di} = \frac{p_1 - p_{2i}}{\rho} + \frac{Q_i^2}{2} \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_2^2} \right) + g \cdot (h_1 - h_{2i}) \quad (4.8.3)$$

hodnota výšky mezi tlakovými snímači $H_{di} = h_1 - h_{2i}$ byla stanovena při odstavené turbíně a odvzdušněných snímačích ze statického tlaku dle vztahu

$$H_{di} = -\frac{p_1 - p_{2i}}{\rho \cdot g} \quad (4.8.4)$$

Spád na turbínu

$$H_i = \frac{Y_i}{g} \quad (4.8.5)$$

Výkon turbíny

$$P_i = \omega \cdot M_{ki} = 2\pi n \cdot M_{ki} \quad (4.8.6)$$

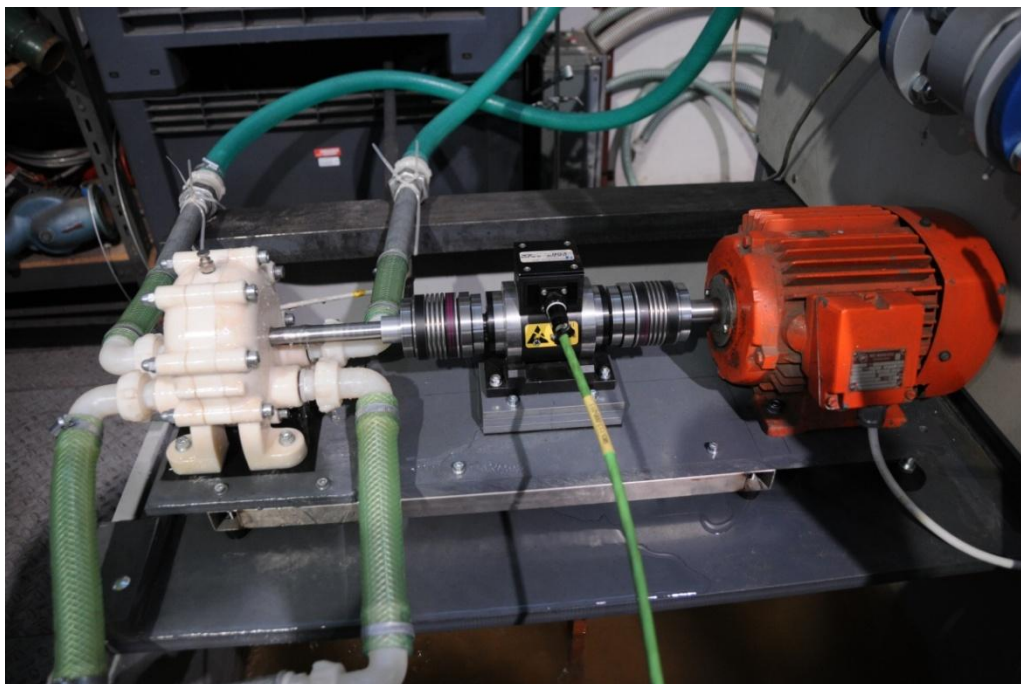
Účinnost turbíny

$$\eta_i = \frac{P_i}{\rho \cdot Q_i \cdot Y_i} = \frac{2\pi n \cdot M_{ki}}{\rho \cdot Q_i \cdot g \cdot H_i} \quad (4.8.7)$$

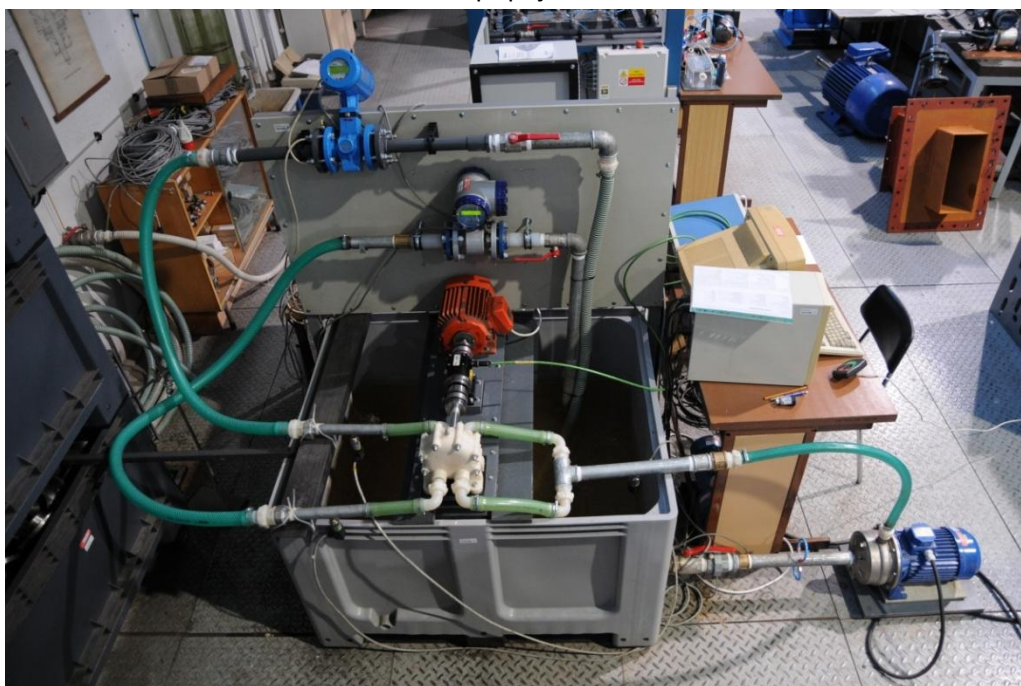
Specifické otáčky turbíny

$$n_{sti} = 3,65 \frac{n}{\sqrt{H_i}} \sqrt{\frac{Q_i \eta_i}{\sqrt{H_i}}} \quad (4.8.8)$$

Měřicí okruh pro měření vířivé turbíny s rozděleným sáním umístěný v těžké hydraulické laboratoři Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana.



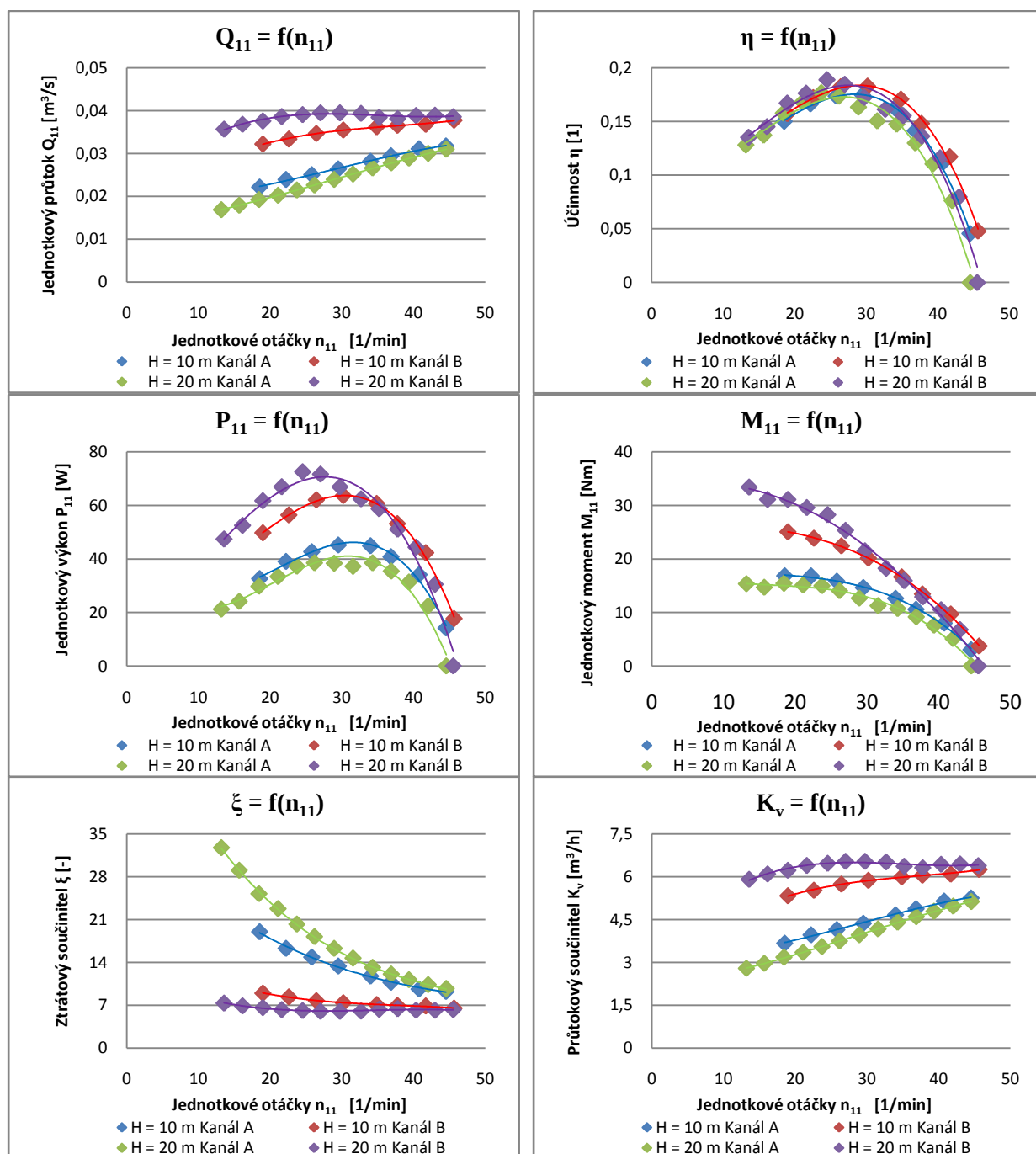
Obr. 4.37 Měrná hřidel připojená mezi turbínu a motor



Obr. 4.38 Měřicí okruh pro turbínu s rozděleným sáním

Při měření docházelo k axiálním vibracím oběžného kola, zřejmě z důvodu rozdílného odporu v jednotlivých sacích větvích. Což mělo za následek tlakové a průtokové pulzace v kanálech, které nepříznivým způsobem ovlivnily výsledné hodnoty. Tento jev je zřejmý na všech grafických závislostech. Hodnoty kanálu B jsou při stejných otáčkách vždy vyšší, než u kanálu A. Měly by být přibližně stejné. Charakteristiky měření při spádu $H = 20$ m by měly mít vyšší hodnoty než pro spád $H = 10$ m, ale mají pro kanál A nižší. Měření neprokázalo předchozí předpoklady získané výpočtovým modelováním.

Charakteristiky turbínového režimu - měřené při konstantních otáčkách oběžného kola



Obr. 4.39 Grafy energetických a průtokových charakteristik turbíny

Závislost jednotkového průtoku Q_{11} na jednotkových otáčkách n_{11} je v celém průběhu téměř lineární. Maximální účinnost $\eta = 18,9\%$ dosažena při jednotkových otáčkách $n_{11} = 24,5 \text{ min}^{-1}$ a při spádu $H = 20 \text{ m}$. Tvorbu víru v bočním kanále nelze objektivně posoudit bez změření rychlostního profilu v interiéru stroje. Aby nedocházelo k deformacím, které ovlivňují vlastnosti stroje, je nutné turbínu vyrobit z kovového materiálu. Poté je možné objektivně porovnat výsledky měření s hodnotami získanými výpočtovým modelováním.

4.9 Měření čerpadla

Při měření čerpadlových charakteristik nedocházelo k axiálním vibracím, jako při měření turbíny a mohlo být využito společného výtlačného potrubí. Pro měření jednotlivých charakteristik čerpadla byly nastaveny konstantní otáčky oběžného kola $n = 500, 1000$ a 1500 1/min a postupně byl škrcen průtok na výtlačném potrubí. Současně bylo využito podávacího čerpadla ke krytí hydraulických ztrát zkušební okruhu a byla proměřena celá čerpadlová charakteristika u vířivého čerpadla. Měřený plastový model vířivého stroje byl po předchozím měření ve funkci turbíny již částečně opotřeбенý a vykazoval vyšší nepřesnosti v uložení rotoru a vůle v bočních spárách.

Hodnoty veličin z měření jsou počítány ze vztahů:

Měrná energie čerpadla

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot H_d = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{Q^2}{2} \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) + g \cdot (h_1 - h_2) \quad (4.9.1)$$

hodnota výšky mezi tlakovými snímači $H_d = h_1 - h_2$ byla stanovena při odstaveném čerpadle a odvzdušněných snímačích ze statického tlaku dle vztahu:

$$H_d = -\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \quad (4.9.2)$$

Dopravní výška čerpadla

$$H = \frac{Y}{g} \quad (4.9.3)$$

Výkon čerpadla

$$P = \rho \cdot Q \cdot Y \quad (4.9.4)$$

Příkon čerpadla

$$P_{\text{ř}} = \omega \cdot M_k = 2\pi n \cdot M_k \quad (4.9.5)$$

Účinnost čerpadla

$$\eta = \frac{P}{P_{\text{ř}}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{2\pi n \cdot M_k} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{2\pi n \cdot M_k} \quad (4.9.6)$$

Specifické otáčky čerpadla

$$n_{s\check{c}} = 3,65 \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (4.9.7)$$

Disipační funkce $2D$ u čerpadla

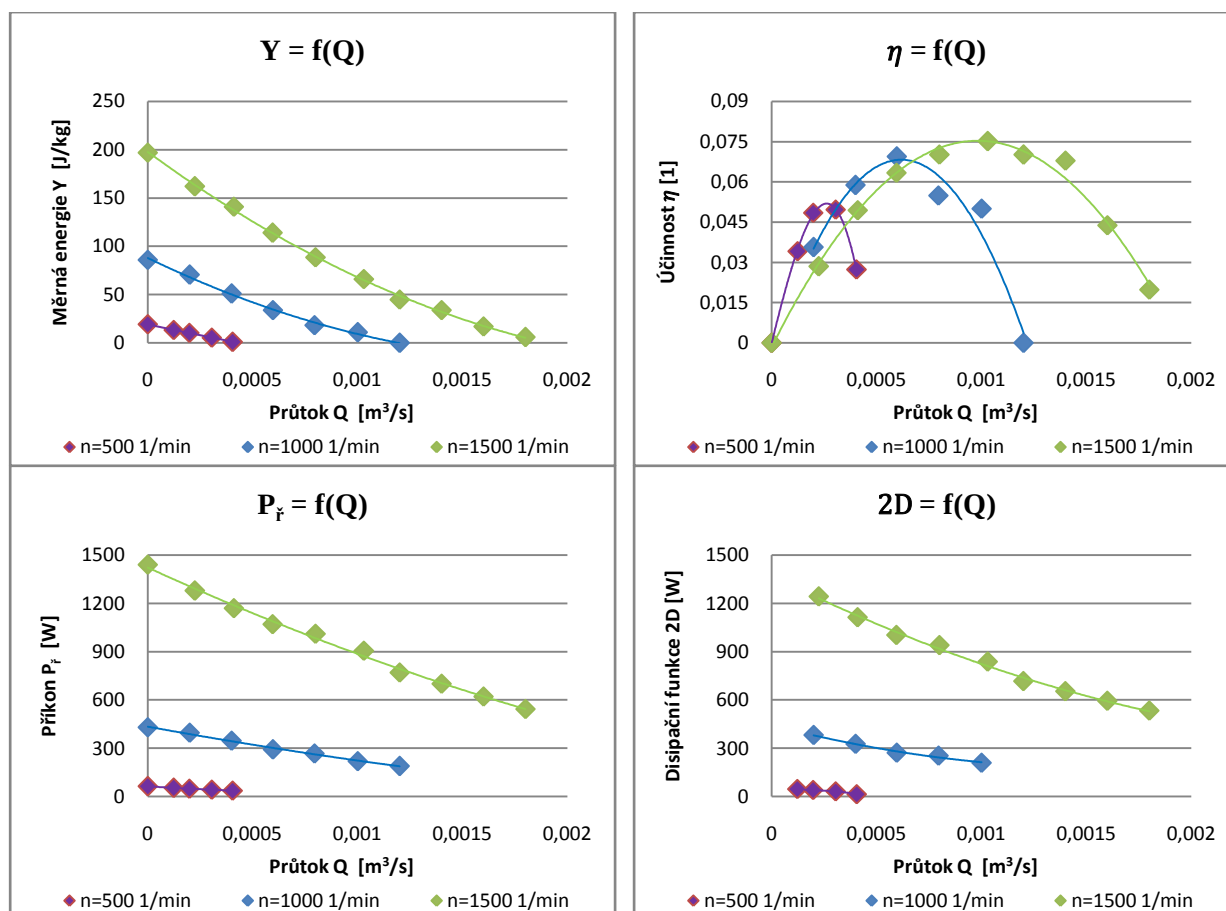
$$2D = \rho \cdot Q \cdot Y \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (4.9.8)$$

Měřicí okruh pro měření vířivého čerpadla se společným výtlačkem.



Obr. 4.40 Měřicí okruh vířivého čerpadla se společným výtlačkem

Charakteristiky čerpadlového režimu - měřené při konstantních otáčkách oběžného kola



Obr. 4.41 Vypočítané grafy charakteristik vířivého čerpadla

Charakteristika měrné energie Y je stabilní v celém průběhu. Maximální účinnost $\eta = 7,51\%$ je dosažena při průtoku $Q = 0,00103 \text{ m}^3/\text{s}$, měrné energii $Y = 114 \text{ J/kg}$ a otáčkách kola $n = 1500 \text{ 1/min}$. Závěrnému bodu s měrnou energií $Y = 197 \text{ J/kg}$ odpovídá příkon $P_f = 1440 \text{ W}$. Specifické otáčky čerpadla v optimálním bodě $n_{sc} = 27,92 \text{ 1/min}$. Disipační funkce $2\mathcal{D}$ klesá. Účinnost je poněkud nízká.

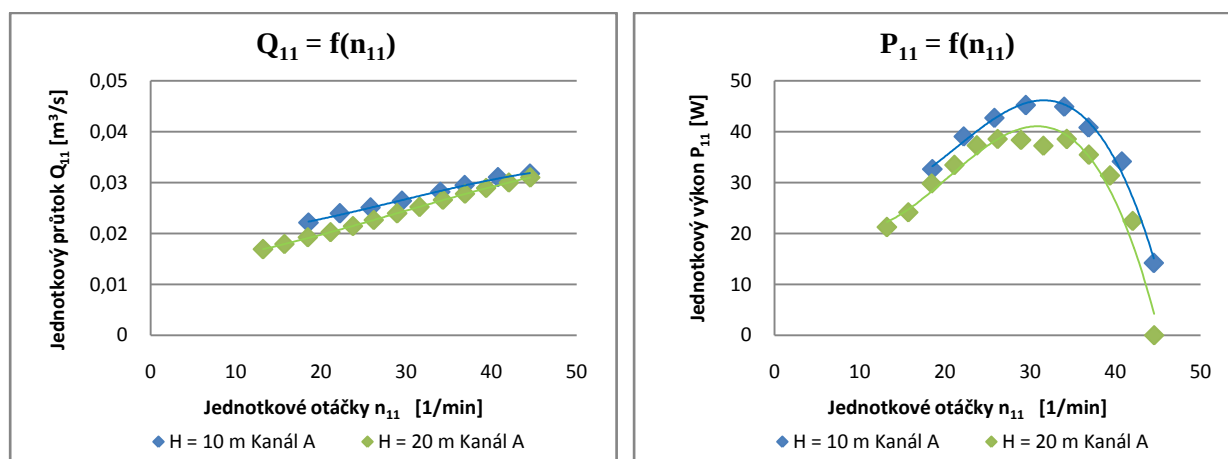
4.10 Ověření přesnosti afinních vztahů u vířivých strojů

Charakteristika turbíny je většinou určena při konstantním spádu H a proměnných otáčkách. Proto u turbíny nepřečítáme otáčkově jednotlivé body charakteristiky, ale využíváme jednotkových veličin pro porovnání charakteristik různých typů turbín. Při přepočtu vířivého čerpadla je výsledkem přepočtená charakteristika určená při konstantních otáčkách. Účinnost se nepřečítává.

4.10.1 Přepočet na spád dle jednotkových veličin

Využívá se především u turbín, které mají definovanou charakteristiku při konstantním spádu. Přepočet veličin na spád se provádí pomocí vztahů jednotkových veličin n_{11} , Q_{11} , P_{11} , M_{11} (4.1.6 - 4.1.9), kdy jsou veličiny charakteristiky turbíny přepočítány při spádu $H = 1 \text{ m}$ a průměru kola $D = 1 \text{ m}$. Takové charakteristiky jednotkových veličin různých typů turbín lze již mezi sebou plnohodnotně porovnávat.

Charakteristiky přepočtů turbinového režimu - pro přepočet na spád je využito afinních vztahů jednotkových veličin n_{11} , Q_{11} , P_{11} , M_{11} (4.1.6 - 4.1.9). Jako referenční údaje pro kontrolní přepočet jsou použity hodnoty z měření kanálu A u vířivé turbíny při spádu $H = 10$ a 25 m , vyhodnocené v grafech na (Obr. 4.39). Pro názornost a porovnání je vyhodnocena pouze průtočná a výkonová charakteristika. Průběhy přepočítaných charakteristik se přibližně shodují.



Obr. 4.42 Přepočet naměřených charakteristik vířivé turbíny

4.10.2 Přepočet na otáčky dle afinních vztahů

V podkapitole je ověřována přesnost afinních vztahů pro přepočet charakteristik vířivého čerpadla. Afinní vztahy (4.10.10 - 4.10.15) se běžně používají pro přepočet u odstředivých čerpadel, kde jsou výsledky velmi přesné. Uvedené vztahy platí především pro $0,5 \leq n/n_0 \leq 2$, mimo interval nemusí být přepočet tak přesný. U vířivých strojů bývají afinní vztahy přesné méně.

Změní-li se počet otáček $n_0 \rightarrow n$, změní se obvodové rychlosti, ale rychlostní trojúhelníky zůstávají podobné, při platnosti Eulerovy čerpadlové rovnice. Protože se nemění průtočné průřezy oběžného kola a úhly lopatek ($\beta_{1,2} = \text{konst.}$) [26].

$$\frac{n}{n_0} = \frac{u_2}{u_{20}} = \frac{c_{u2}}{c_{u20}} = \frac{c_{m2}}{c_{m20}} \quad (4.10.9)$$

Přepočet průtoku Q - přepočet je lineární

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0} \quad (4.10.10)$$

Přepočet měrné energie Y

$$\frac{Y}{Y_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \quad (4.10.11)$$

a krouticího momentu M_k - přepočítávají se s druhou mocninou poměru otáček

$$\frac{M_k}{M_{k0}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \quad (4.10.12)$$

Příkon P_r

$$\frac{P_r}{P_{r0}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^3 \quad (4.10.13)$$

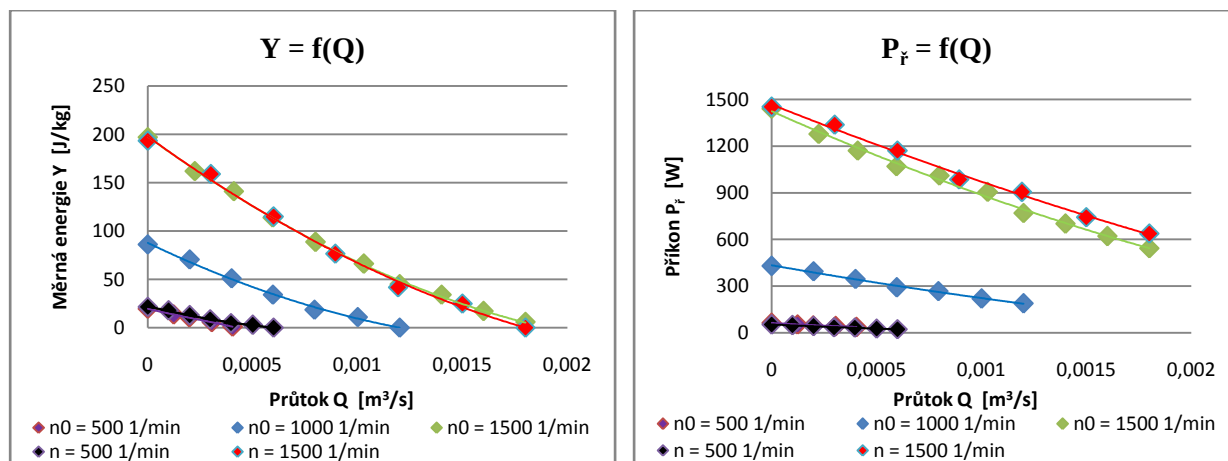
a disipace energie $2D$ - se přepočítávají se třetí mocninou poměru otáček

$$\frac{2D}{2D_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^3 \quad (4.9.14)$$

Přepočet účinnosti η - účinnost se nepřepočítává

$$\eta = \eta_0 \quad (4.10.15)$$

Charakteristiky přepočtů čerpadlového režimu - pro přepočet na otáčky je využito afinních vztahů (4.10.10 a 4.10.13). Jako referenční údaje pro kontrolní přepočet jsou použity hodnoty z měření vířivého čerpadla při otáčkách oběžného kola $n_0 = 1000$. Přepočty veličin jsou provedeny pro hodnoty otáček oběžného kola $n = 500$ a 1500 1/min. Přepočty charakteristik vířivého čerpadla dle afinních vztahů, se téměř shodují s měřením a lze je tedy považovat za velmi přesné.

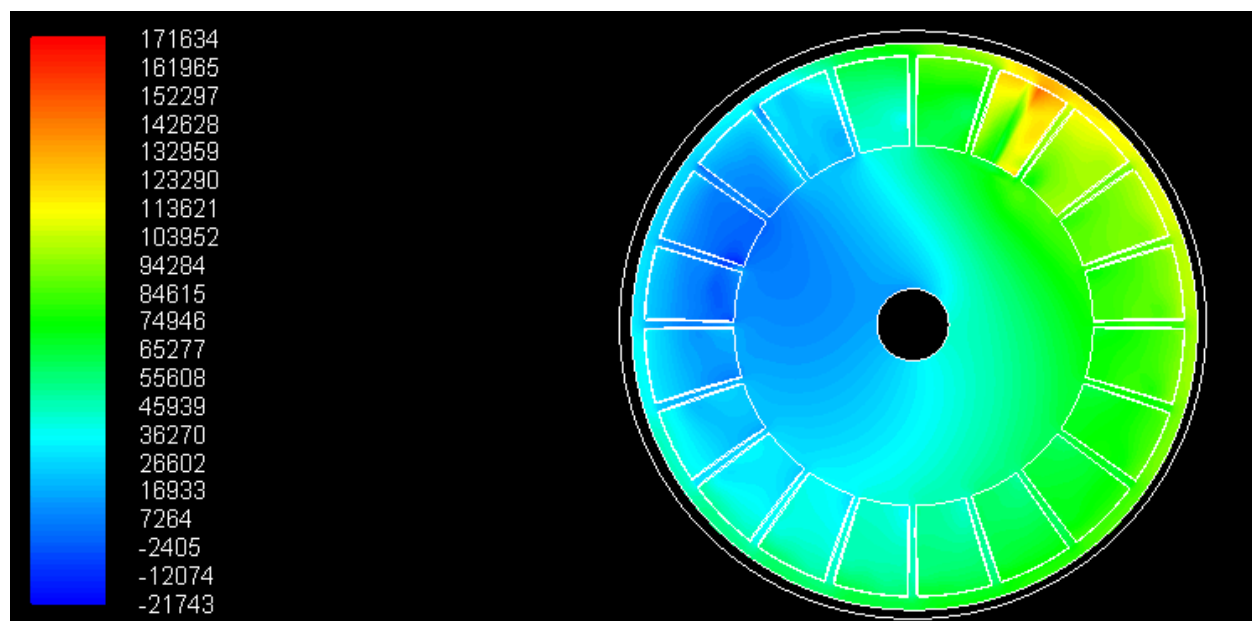


Obr. 4.43 Přepočet naměřených charakteristik vířivého čerpadla

4.11 Proudění v boční spáře

U vířivých strojů je celková a objemová účinnost silně závislá na tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a skříni statoru. Pro výpočet je použita výpočetní síť (Obr. 4.20 - 4.21), tak aby bylo možné modelovat tloušťku boční spáry (Obr. 4.22) v rozměru $\delta = 0,25$ mm. Nastavení nestacionárního výpočtu s rotující lopatkovou mříží je ponecháno z optimálního provozního bodu vířivé turbíny z kapitoly 4.6.2, který dosahuje maximální účinnosti $\eta = 56,34\%$ při spádu $H = 25,03$ m.

Na následujícím obrázku (Obr. 4.44) je zobrazeno pole relativního tlaku, vykreslené na rovině uprostřed tloušťky boční spáry, při referenčním tlaku 101325 Pa.



Obr. 4.44 Pole relativního tlaku, vykreslené uprostřed boční spáry s tloušťkou 0,25 mm (stupnice v Pa)

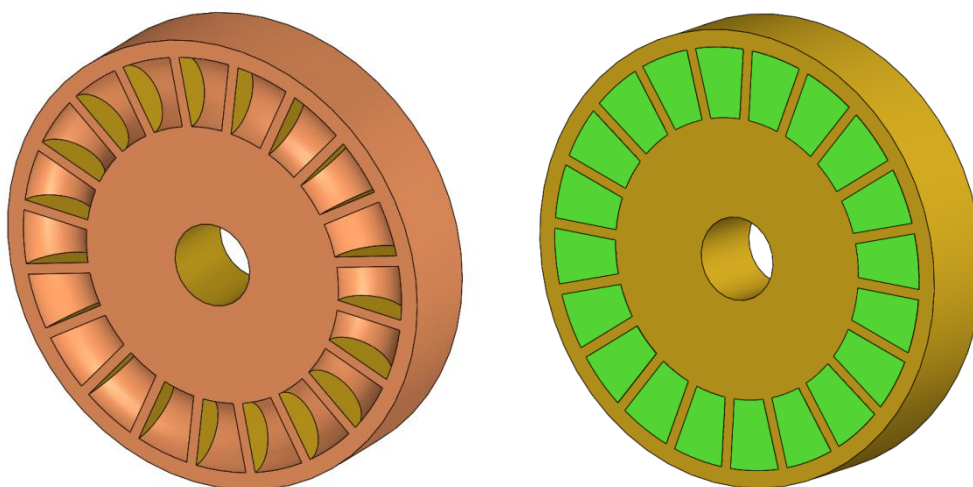
4.12 Analýza vířivé turbíny s oboustranným oběžným kolem

Úkolem této podkapitoly je zpřesnění jednotlivých členů teoreticky odvozené rovnice pro krouticí moment (3.9.48) a měrnou energii Y vířivé turbíny (3.12.8). Pro výpočet je upravena výpočetní síť (Obr. 4.20 a 4.21), tak aby bylo možné na barevně vyznačených kontrolních plochách jednotlivě monitorovat a odečítat potřebné hydraulické veličiny. Výpočetní síť je počítána s nastavením z kap. 4.6.2 a s okrajovými podmínkami odpovídajícími pracovnímu bodu z tab. 4.1, naměřenému při spádu $H = 20$ m.

$$\eta_h Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{Q} - (M_{kt} - M_{kD}) \frac{\omega}{\rho Q} \quad (4.12.1)$$

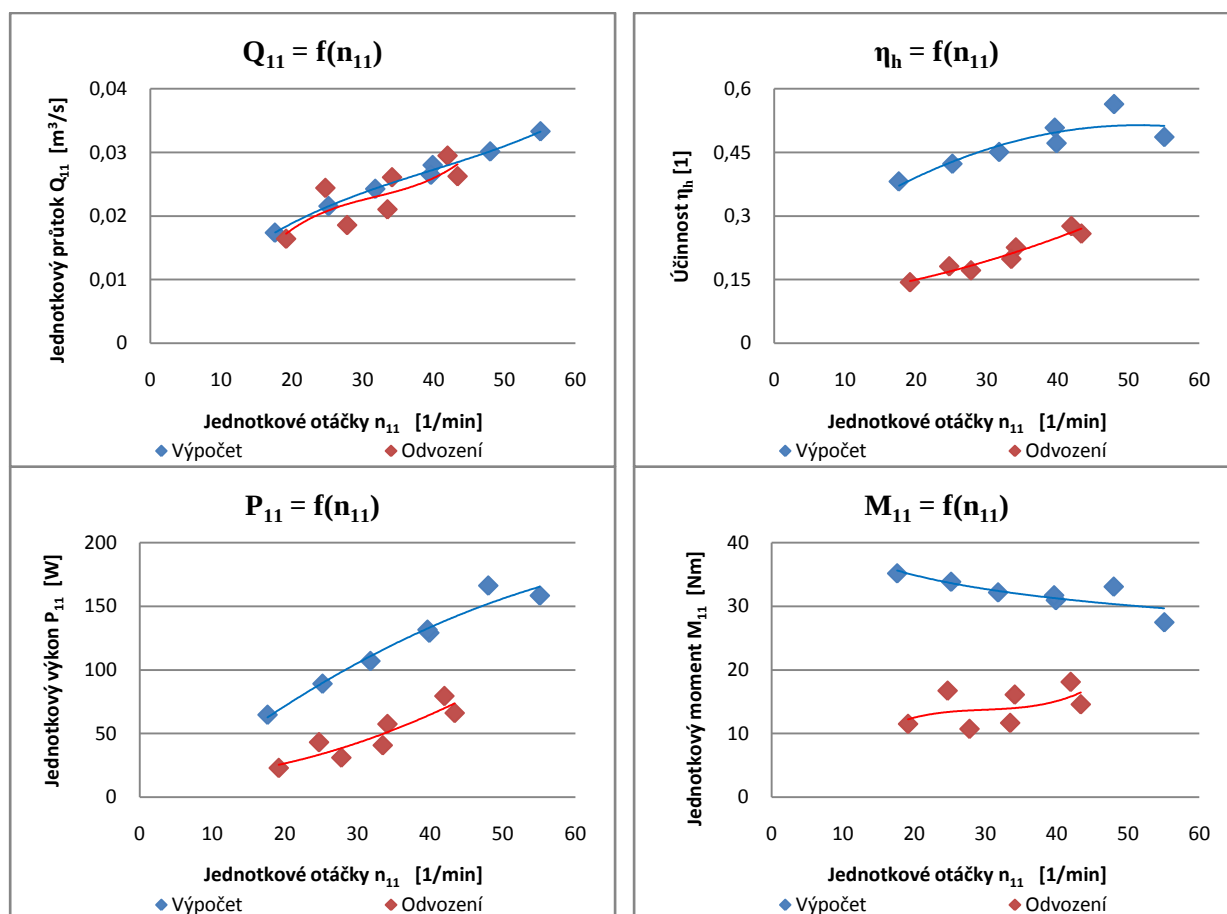
Pro připomenutí je zde opět zobrazen výsledný teoreticky odvozený vzorec pro měrnou energii vířivé turbíny (4.12.1) ze 3. kapitoly (3.12.8). Pro jeho úspěšné vyřešení je nyní potřeba zjistit následující závislosti barevně označených ploch na vířivém oběžném kole dle (Obr. 4.45). Na červeně vyznačené ploše oběžného kola je k ose rotace odečten moment M_{kt} a na boční zelené a obvodové fialové ploše jsou odečteny momenty M_{kD} , průtoky a střední hodnoty rychlostního pole unášivé rychlosti. Momenty M_{kD} v softwaru Ansys - Fluent není možné vypsát. Velikost momentů M_{kD} je však

malá a jejich absence na výslednou hodnotu měrné energie tak bude mít minimální vliv. Pro zjednodušení odečtu a práce při zpracování dat jsou na oběžném kole vybrány všechny korečky (mezilopatkové prostory) a v jejich kontrolních plochách jsou odečteny požadované veličiny.



Obr. 4.45 Barevně vyznačené kontrolní plochy na vířivém oběžném kole

Charakteristiky turbinového režimu - určené při konstantním spádu $H = 25$ m z dat CFD výpočtů a pomocí odvozených vzorců ze 3 kapitoly.



Obr. 4.46 Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik vířivé turbíny

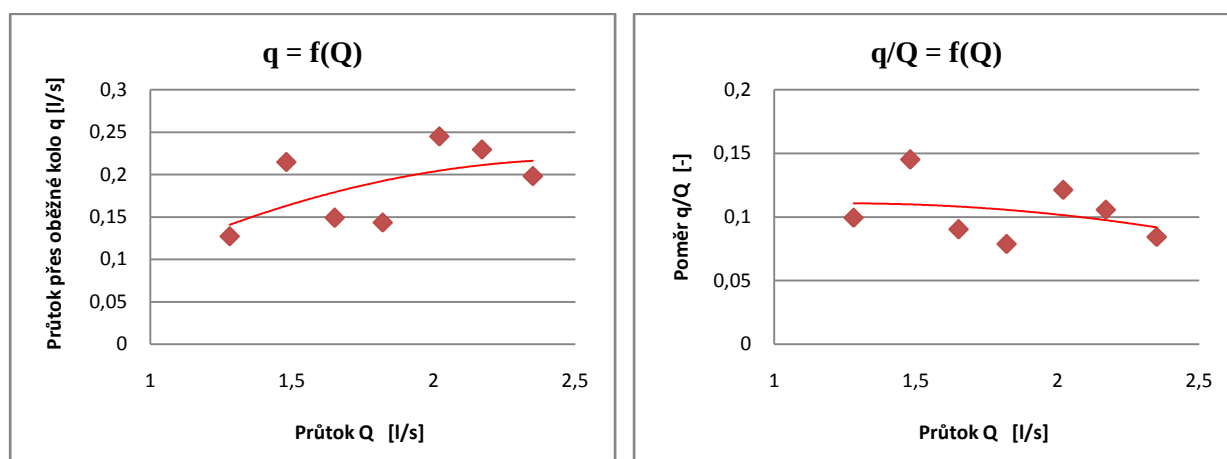
Průtočnost je přibližně stejná. Ostatní vypočítané charakteristiky z CFD výpočtů se poněkud liší od charakteristik vypočítaných pomocí odvozených rovnic (Obr. 4.46). Podle výpočtů dle odvozených vztahů, jsou zbylé hodnoty nižší, než u přímo vyhodnocených CFD výpočtů.

Porovnání hodnot nejlepších provozních bodů charakteristik získaných pomocí z dat CFD výpočtů a dle odvozených vztahů ze 3. kapitoly při spádu $H = 25$ m. Spád $H = 25$ m je v CFD výpočtu definován z okrajové podmínky, ale spád ve výpočtech z odvození je počítán z rovnice (4.12.1) a z dat CFD výpočtu.

Veličiny	Hodnoty CFD výpočtů	Hodnoty výpočtů z odvození
Jednotkové otáčky $n_{11, \text{opt}}$	47,97 1/min	41,96 1/min
Jednotkový průtok $Q_{11, \text{opt}}$	0,03 m ³ /s	0,029 m ³ /s
Jednotkový moment $M_{11, \text{opt}}$	33,07 Nm	18,09 Nm
Jednotkový výkon $P_{11, \text{opt}}$	166,11 W	79,53 W
Spád H_{opt}	25,03 m	18,39 m
Účinnost $\eta_{h\text{max}, \text{opt}}$	56,34 %	27,57 %
Specifické otáčky $n_{s, \text{opt}}$	22,81 1/min	13,8 1/min

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

Vířivá turbína s oboustranným kolem má velmi vysoký moment M_{kt} , způsobený třením kapaliny na nefunkčních plochách oběžného kola - červené plochy na (Obr. 4.45) a poměrně malý cirkulační průtok přes oběžné kolo q ve srovnání s průtokem turbínou Q .



Obr. 4.47 Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik vířivé turbíny

Výpočet dle odvozených vztahů vychází podstatně hůře, než při vyhodnocení z výpočtů. Účinnostně je výpočet pomocí odvozených vzorců horší a měrná energie je podhodnocená. Krouticí moment vychází ve srovnání s výpočtem přibližně poloviční. Krouticí moment M_{kt} od užitečných viskózních sil na nefunkčních plochách oběžného kola je příliš velký a má v celé charakteristice přibližně poloviční hodnotu krouticího momentu M_k (jednotkového momentu M_{11}).

V nejlepším pracovním bodě při spádu $H = 25$ m a otáčkách oběžného kola $n = 1500$ 1/min je průtok přes oběžné kolo $q = 0,143$ l/s vůči průtoku turbínou $Q = 1,82$ l/s příliš malý a nenavýšuje měrnou energii turbíny, vzhledem k měrné energii oběžného kola. Bylo by vhodné vylepšit hydraulický návrh tak, aby průtok přes oběžné kolo byl vyšší, než průtok turbínou a docházelo k navýšování měrné energie vzhledem k měrné energii oběžného kola.

4.12 Porovnání výpočtů a měření

Na úvod kapitoly jsou představeny 4 základní hydraulické profily 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 počítání 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 v interiéru vířivého stroje. 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%. V navazující části je proveden výpočet vybraného profilu pro několik nastavení otáček oběžného kola a rozbor působících sil a momentů.

V následující podkapitole je proveden výpočet s uvažováním diskových ztrát a řešen vliv tloušťky boční spáry na výsledné charakteristiky a disipaci energie. 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. Výsledky jsou vyhodnoceny pro turbínu i čerpadlo. Turbína dosáhla 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 současná účinnost více než o 13% nižší než v základním návrhu. Na závěr je provedena krátká studie ideálního počtu lopatek vířivého oběžného kola. Nejvýhodnější je oběžné kolo se 20 lopatkami.

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.

Následně je proveden nestacionární výpočet s rotující lopatkovou mříží skutečné poloviny nově navrženého interiéru vířivého stroje. Charakteristika turbínového chodu je počítána se dvěma variantami okrajových podmínek. První se vstupní rychlostí a výstupním tlakem a druhá varianta s konstantní tlakovou diferencí definovanou v místech před a za turbínou. Charakteristiky čerpadlového chodu jsou taktéž propočítány.

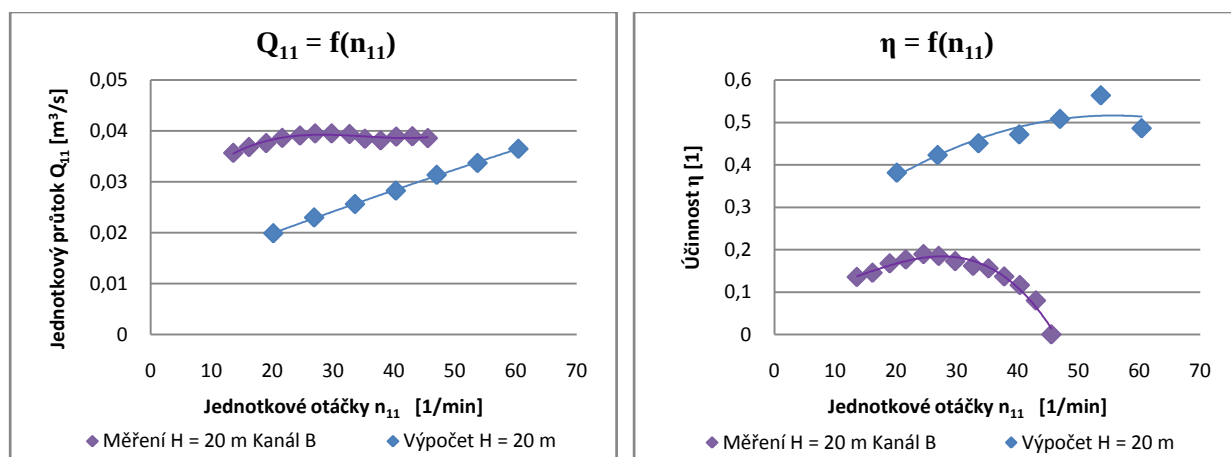
Měření plastového modelu turbíny provázely axiální vibrace oběžného kola. Proto bylo rozděleno sací potrubí na samostatná sání pro jednotlivé kanály. Zřejmě z důvodu odlišných odporů v sacích větvích a kanálech byly nepříznivým způsobem ovlivněny výsledné charakteristiky jednotlivých kanálů. Tento jev je zřejmý na všech grafických závislostech (Obr. 4.39). Hodnoty kanálu B jsou vždy vyšší, než kanálu A, ale měly by být přibližně stejné. Měření také neprokázalo předchozí předpoklady získané výpočtovým modelováním. Z důvodu 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.

Turbína s 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 ověřených afinních vztahů jednotkových veličin. Hodnoty v tab. 4.2 z měření turbíny platí pro kanál B při spádu $H = 20$ m, který po vyhodnocení vyšel nejlépe.

Veličiny	Hodnoty z CFD výpočtů	Naměřené hodnoty turbíny
Jednotkové otáčky $n_{11, \text{opt}}$	47,97 1/min	$24,5 \pm 0,5$ 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, opt	22,81 1/min	5,33 1/min

Tab. 4.2 Porovnání optimálních provozních bodů vířivé turbíny získaných z výpočtů a měření

Závislost jednotkového průtoku Q_{11} na jednotkových otáčkách n_{11} je u výpočtu lineární a se zvyšujícími se otáčkami průtočnost roste. U měření je tatáž průtočnost závislost spíše konstantní a s vyšším průtokem než u výpočtu. Charakteristika účinnosti z výpočtu má 3-krát vyšší hodnotu účinnosti a optimální bod se nachází na dvojnásobných jednotkových otáčkách, oproti hodnotám z měření (Obr. 4.48).



Obr. 4.48 Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik vířivé turbíny

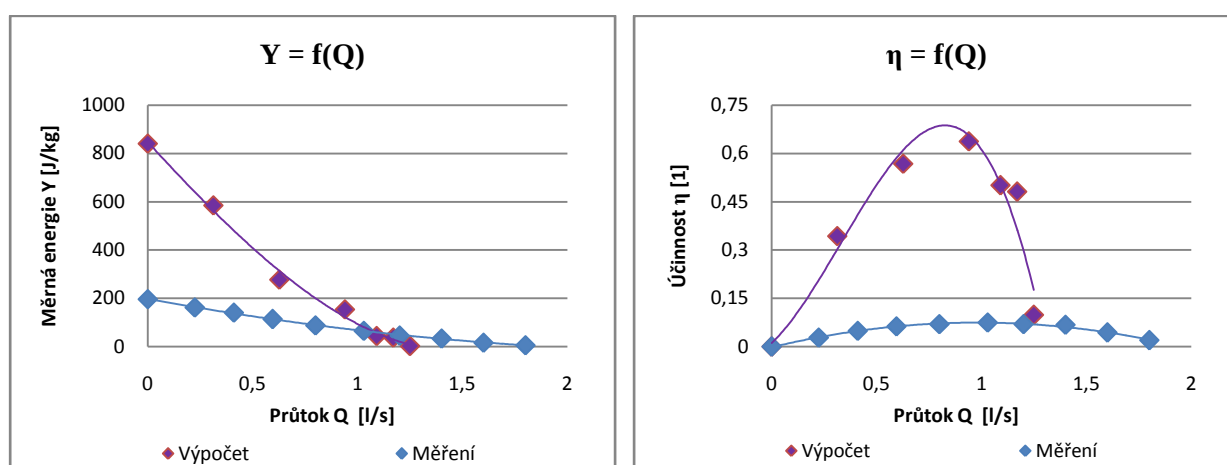
Rozbor proudění v interiéru vířivé turbíny prokázal, že by bylo vhodné vylepšit hydraulický návrh, aby průtok přes oběžné kolo byl vyšší než průtok turbínou Q a docházelo tak k navyšování měrné energie vzhledem k měrné energii oběžného kola. Je možné tak dosáhnout vyšších účinností a výkonů.

Hodnoty optimálních bodů charakteristik vířivého čerpadla z výpočtů a měření jsou porovnány v tab. 4.3 a na (Obr. 4.49). Otáčky oběžného kola jsou pro obě charakteristiky $n = 1500$ 1/min. Charakteristiky měrné energie čerpadla Y jsou velmi stabilní v celém průběhu. Charakteristiky návrhových veličin (měrné energie a průtoku) jsou u výpočtu a měření přibližně stejné. Největší rozdíl nastal v energetických charakteristikách. Dosažené účinnosti z výpočtů jsou vysoké a z měření jsou příliš nízké. Částečně jsou hodnoty z měření negativně ovlivněny vysokým opotřebením plastového modelu. Body optim čerpadlových režimů jsou přibližně na specifických otáčkách $n \approx 25 \text{ min}^{-1}$ a spadají do intervalu vířivých strojů.

Veličiny	Hodnoty z CFD výpočtů	Naměřené hodnoty
Měrná energie Y_{opt}	154,81 J/kg	$114 \pm 3,7$ J/kg
Dopravní výška H_{opt}	15,78 m	$11,62 \pm 0,37$ m
Průtok Q_{opt}	$0,00094 \text{ m}^3/\text{s}$	$0,00103 \pm 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$
Příkon $P_{r, opt}$	227,75 W	$837 \pm 9,5$ W
Účinnost $\eta_{max, opt}$	63,76 %	$7,51 \pm 1,14$ %
Specifické otáčky $n_{s, opt}$	21,2 1/min	27,92 1/min

Tab. 4.3 Porovnání optimálních provozních bodů vířivého čerpadla získaných z výpočtů a měření

Výsledná účinnost je v optimálním bodě provozu u měření téměř 9-krát menší než u nestacionárního výpočtu s rotujícím oběžným kolem a uvažovanými ztrátami. Průtok se u optim výpočtu a měření shoduje přibližně na $Q = 0,8 \text{ l/s}$. Měrná energie je u výpočtu 4-krát vyšší než při měření.



Obr. 4.49 Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik vířivého čerpadla

V předchozí podkapitole je ověřována přesnost afinních vztahů pro přepočet charakteristik vířivého čerpadla pomocí afinních vztahů, určených především pro odstředivá čerpadla. Přepočty charakteristik námi měřeného vířivého čerpadla se téměř shodují s hodnotami z měření a lze je považovat za velmi přesné.

Zatížení plastové skříně modelu vysokým tlakem způsobilo značné deformace, které při chodu podstatně ovlivnily vlastnosti stroje. Turbínu je nutné vyrobit z kovového materiálu. Poté je možné objektivněji porovnat výsledky měření s hodnotami získanými výpočtovým modelováním.

4.14 Závěr

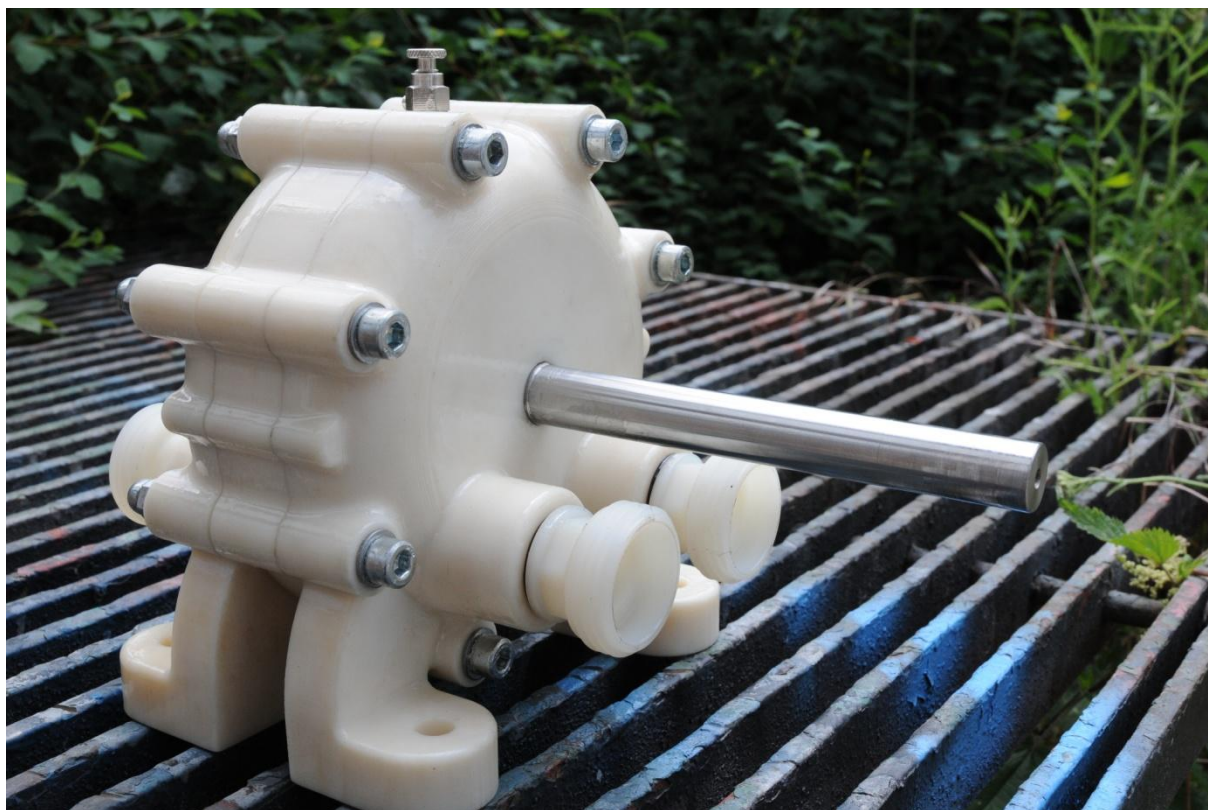
Tato kapitola dokumentuje tvorbu vířivé turbíny vlastní konstrukce, jejíž prvotní vize návrhu vznikla již v diplomové práci autora s názvem Studie turbíny s vířivým oběžným kolem [25] a dokončena byla v pozdější době. Celý vývoj vířivého hydraulického stroje je zdokumentován a zkráceně popsán.

Podařilo se nalézt, spočítat a proměřit hydraulický profil vířivého stroje s půlkruhovým průřezem kanálu $\varnothing 20$ mm a půlkruhovým průřezem oběžného kola, který je možné použít pro konstrukci turbínového ventilu s otáčkovou regulací. Turbínový ventil by tak pracoval na principu vířivé turbíny. Obecně lze říci, že vířivé turbíny jsou vhodné k regulaci díky své lineární závislosti jednotkového průtoku Q_{11} nebo K_v na jednotkových otáčkách n_{11} . Při nestacionárním výpočtu s rotující lopatkovou mříží a s využitím modelu turbulence $k-\varepsilon$ je dosažena účinnost 56,34% při spádu $H = 25$ m. Jediným kritériem hodnocení je prozatím pouze maximální dosažená účinnost. Při výpočtech nebyl uvažován vliv mechanických ztrát.

Pomocí technologie 3D tisku byl vyroben plastový funkční vzorek, který byl následně podroben měření. Vlivem vysokého tlaku v interiéru vířivého stroje docházelo k velkým deformacím měřeného modelu, které měly značný vliv na naměřené charakteristiky. Pro vyšší přesnost by bylo vhodné využít model vyrobený z kovového materiálu. Výsledky měření nepotvrdily předchozí předpoklady získané výpočtovým modelováním. Při spádu $H = 20$ m je maximální naměřená účinnost u vířivého stroje v turbínovém režimu 18,9%. Tvorbu víru v bočním kanále vířivé turbíny při měření zatím nelze objektivně posoudit bez proměření rychlostního profilu v interiéru stroje. Výsledky přepočtů podle afinních vztahů jsou nad očekávání přesné.

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 je možné umístit jako náhradu za armaturu nebo část potrubí, je vhodné, aby byl na každé straně stroje pouze jeden vstup nebo výstup. V 6. kapitole je předpověděn další možný vývoj vířivé turbíny.

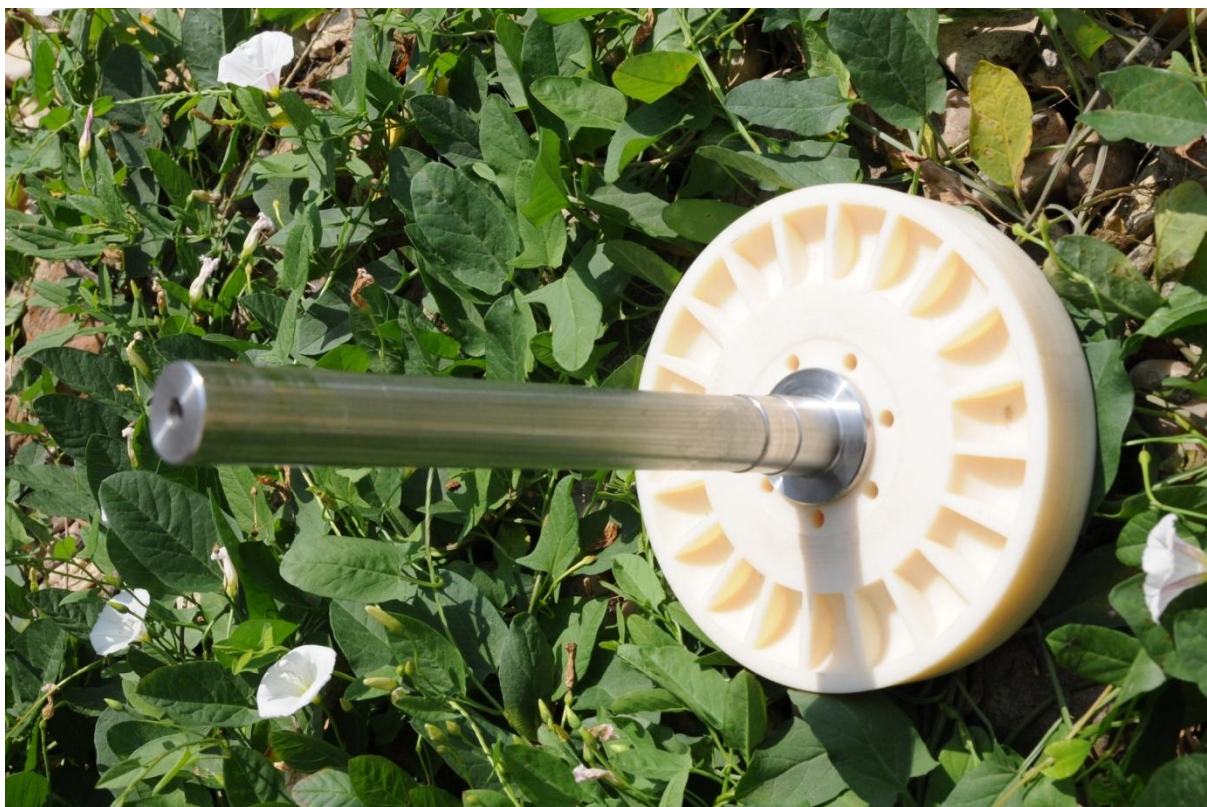
4.15 Fotografie turbíny s oboustranným vířivým oběžným kolem



Obr. 4.50 Vířivá turbína s oboustranným kolem



Obr. 4.51 Boční kanály



Obr. 4.52 Oběžné kolo na hřídeli



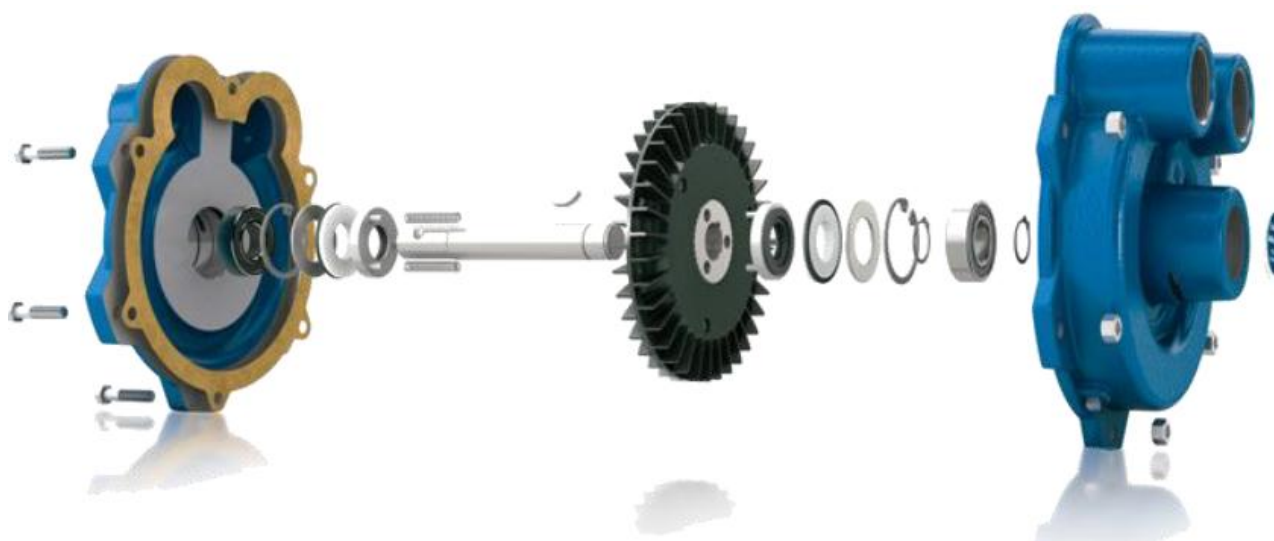
Obr. 4.53 Statorová část

5 Studie vířivého stroje DELAVAN TURBO 90

Současně s výzkumem oboustranné vířivé turbíny bylo zakoupeno vířivé čerpadlo. Je na něm provedena analýza proudění pomocí výpočtového modelování a porovnání s měřením. Vzorce a postupy pro vyhodnocení výpočtů a měření a přepočtů jsou v podstatě totožné, jako u rozboru vířivé turbíny s oboustranným kolem v předchozí kapitole. Proto zde již nejsou opět publikovány.

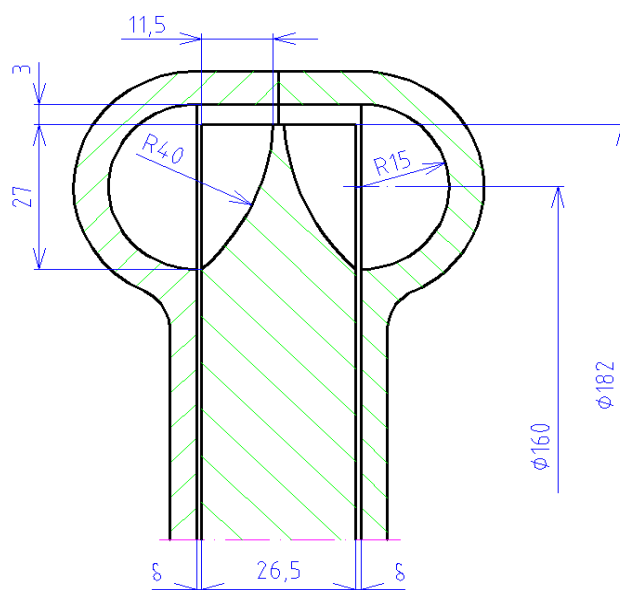
5.1 Čerpadlo v turbínovém režimu

Je ověřováno, zdali je možné vířivé čerpadlo použít jako turbínu pro rekuperaci energie v potrubním systému. Pro tuto možnost bylo zakoupeno sériově vyráběné vířivé čerpadlo od americké firmy Delavan s označením Turbo 90 (Obr. 5.1). Vířivé čerpadlo je uzavřeného typu. To znamená, že voda vstupuje a vystupuje přímo do kanálu. Oběžné kolo je symetrické a má na každé straně 36 lopatek.



Obr. 5.1 Sestava vířivého čerpadla [7]

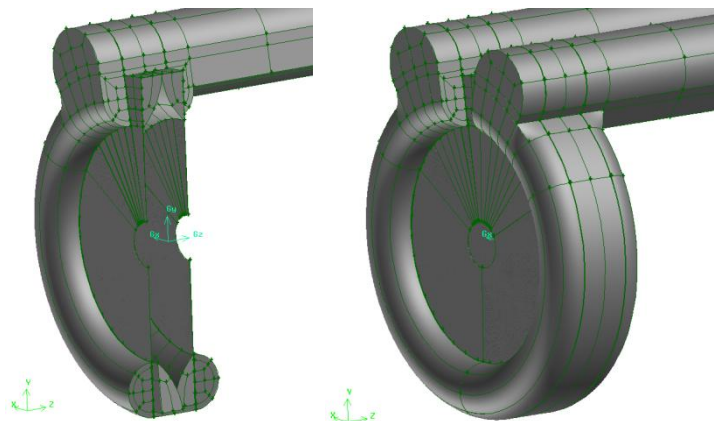
Lopatky na protější straně jsou pootočený o polovinu úhlové rozteče. Boční kanál je součástí litinového odlitku skříně, která by dle údajů výrobce měla vydržet přetlak 7 barů. Připojovací rozměr potrubí je 3/2". Hřídel je těsněna keramicko - uhlíkovými mechanickými ucpávkami, mazanými vodou, odebíranou ze sání. Maximální otáčky kola jsou 1200 min^{-1} . Tloušťka boční spáry δ je přibližně 0,1 mm. Rozměry hydraulické části jsou okótovány na (Obr. 5.2). Oběžné kolo je vyrobeno z nylonu. Je spojeno s nábojem rovnobokým drážkováním a může se pohybovat v axiálním směru. Při provozu se samo vystředí. Z důvodu minimálních mechanických ztrát při otáčení hřídele bylo provedeno zkrácení pružin rozpínajících mechanické ucpávky.



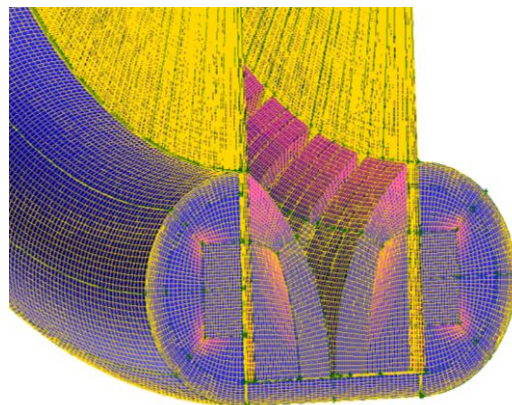
Obr. 5.2 Rozměry hydraulické části čerpadla

5.2 Tvorba výpočetní domény

Dle skutečných rozměrů je model výpočetní domény vytvořen v programu Ansys - Gambit a poté exportován jako mesh. Bude používána pouze pro nestacionární typ výpočtu. Výchozím tvarem pro tvorbu výpočetní domény je tvar kapaliny uvnitř interiéru vířivého stroje.

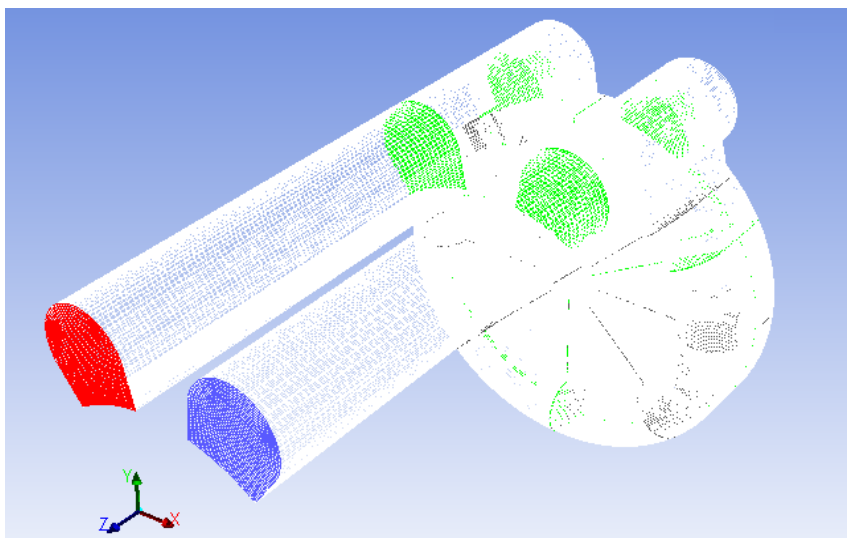


Obr. 5.3 Zjednodušený tvar kapaliny v interiéru turbíny



Obr. 5.4 Řez doménou se zobrazením kvality zkosení jednotlivých prvků

Doménu tvoří pouze prvky typu hex se schématem map a má velikost přibližně 12 000 000 buněk. Velikost se mírně liší v závislosti na tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a skříní stroje. Tvar domény je vůči skutečnému interiéru stroje částečně zjednodušený z důvodu jednoduché dekompozice objemu na menší části, na kterých bude možno snadněji vytvořit síť (Obr. 5.3). Nejsou modelovány rádiusy, úkosity. Průřez potrubí není kruhový, ale velikost plochy zjednodušeného průřezu je shodná s kruhovou. Aby bylo možné důkladně namodelovat proudění ve spárách, je po tloušťce spáry 15 buněk. Doména je tvořena přímo pro výpočet typu sliding mesh. Oběžné kolo bude rotovat v závislosti na čase vém kroku. Mezi statorem a oběžným kolem jsou plochy nazývané jako interface. Po několika iteracích bude na těchto plochách docházet k přepočtu hodnot veličin mezi rotujícím oběžným kolem a statorovou částí. Pro dobré modelování mezní vrstvy je huštění buněk ke stěnám provedeno manuálně. Hodnota stěnové funkce wall y^+ by tak měla být v přípustných mezích. Kvalita zkosení buněk je zobrazena v řezu (Obr. 5.4). Modře obarvené buňky mají kvalitu nejlepší, červeně zbarvené nejhorší. V tomto případě jsou nejhorší fialové buňky s nejhorší kvalitou zkosení 0,63. Je dodržena velikost poměru nejdelší strany buňky k nejkratší, nazývaná aspect ratio. Nepřesahuje hodnotu 70. Na povrchu bočních kanálů je možno nastavit okrajové podmínky nesmáčivosti.



Obr. 5.5 Výpočetní doména s definovanými plochami

5.3 Nastavení výpočtů

Nastavení stacionárního výpočtu v programu Ansys - Fluent

- Výpočet je prvně předpočítán stacionárně. Poté je výpočet přestaven na nestacionární.

Dimenze

- 3D

Řešič

- Tlakově orientované
- Stacionární
- Absolutní formulace rychlostí

Model turbulence - Viskózní

- k-ε - Realizable, nerovnovážné stěnové funkce

Materiál

- Fluid - Voda H₂O

Okrajové podmínky pro objemy

- Rotor - Materiál - Voda
 - Moving frame, otáčky oběžného kola
- Stator - Materiál - Voda

Okrajové podmínky pro stěny

- Vstup - Metoda specifikace - Velikost, normála k hranici objemu
 - Referenční rám - Absolutní
- Velikost rychlosti nebo tlaku
 - Turbulence - Intenzita a hydraulický poloměr
- Intenzita turbulence - 10 %
 - Hydraulický průměr - 0,25 m
- Výstup - Přetlak - 0 Pa
 - Metoda specifikace - Intenzita a hydraulický poloměr
 - Intenzita turbulence - 20 %
 - Hydraulický průměr - 0,25 m
- Bočnice kola - Pohyb stěny - Pohybující se stěna
 - Pohyb - Relativní vzhledem k vedlejšímu objemu, Rotační
- Ostatní - Pohyb stěny - Nehybná stěna

Řešení

- Metoda SIMPLE, Pressure - Standart
- Relaxační faktory - Pressure - 0,3
 - Momentum - 0,7
- Standardní metoda inicializace - na vstupu

Nastavení nestacionárního výpočtu

- změny v nastavení stacionárního výpočtu na nestacionární

Řešič

- Nestacionární

Okrajové podmínky pro objemy

- Rotor - Moving mesh, otáčky oběžného kola

Řešení

- Metoda SIMPLE

Řešič je nejprve nastaven na 1. řád přesnosti u hybnostních a turbulentních členů. Po konvergenci je přepnut na 2. řád přesnosti a nechán opět zkonvergovat. Poté je přestaven výpočet na nestacionární a propočítáno pootočení lopatkové mříže o několik otáček kola. Poté jsou při výpočtu ukládány hodnoty průtoku, tlaků na vstupu a výstupu a koeficient pro výpočet krouticího momentu na lopatkách oběžného kola a následně zprůměrovány. Ostatní veličiny jsou odečteny na konci výpočtu. Před vyhodnocením je kontrolována hodnota stěnové funkce y^+ , zda leží v přípustných mezích hodnot 30 - 120. V praxi je prokázáno, že při správném výpočtu mohou být hodnoty y^+ až 300.

Pro odečet hydraulických veličin a monitorování víru jsou definovány roviny zobrazené na (Obr. 5.6). Roviny označené římskými číslicemi I. - IV. jsou přímo součástí výpočetní sítě. Odečet totálních tlaků pro výpočet spádu je na potrubí před vstupem a za výstupem z vířivé turbíny (zeleně značené plochy na ustalovacích úsecích potrubí). Roviny 1 - 6 jsou přidány pouze pro monitorování vířivosti v prostoru oběžného kola a bočních kanálů.

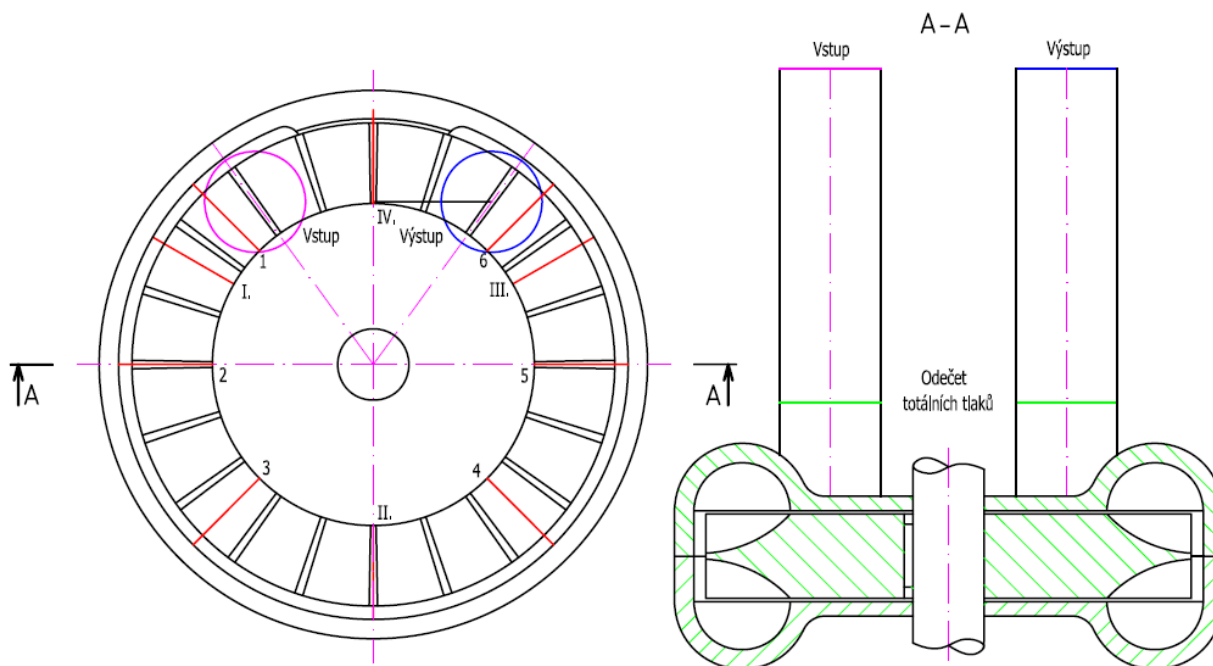
Vířivost neboli vír rychlosti udáváme rotorem rychlosti

$$\omega = \text{rot} \mathbf{v} \quad (5.3.1)$$

Výraz (5.3.1) můžeme také zapsat pomocí vektoru uhlové rychlosti jako

$$\text{rot} \mathbf{v} = 2\boldsymbol{\Omega} \quad (5.3.2)$$

Ve výpočetní síti jsou předem definované roviny pro odečet veličin a monitorování proudění v interiéru stroje.

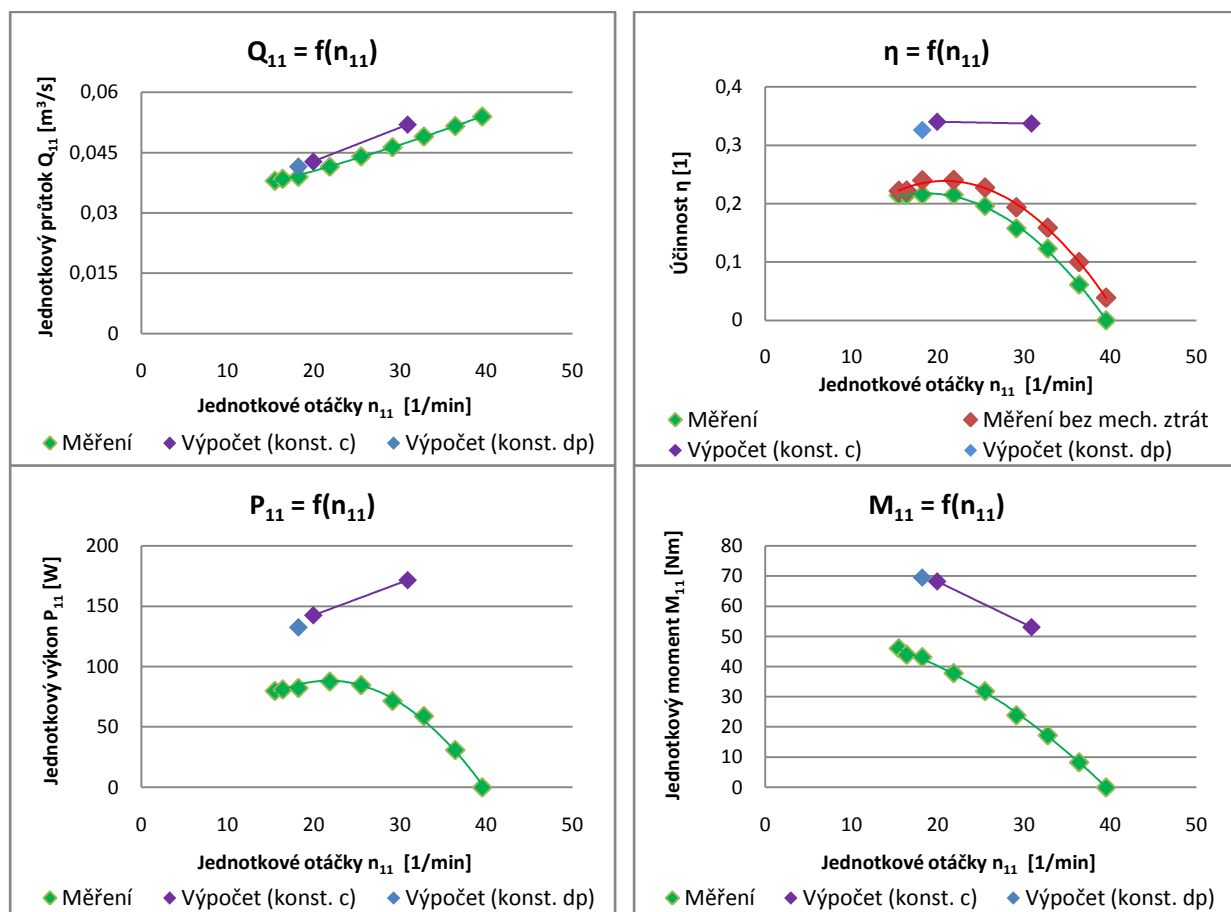


Obr. 5.6 Zobrazení umístění rovin a řezů pro odečet veličin a monitorování proudění

5.4 Výpočet charakteristiky turbíny

Jsou provedeny dva typy výpočtu s různými okrajovými podmínkami a porovnány s naměřenou charakteristikou při spádu 25 m. Fialové body v grafech znázorňují výpočet s okrajovou podmínkou vstupní rychlosti a výstupního tlaku (konst. c). Vstupní rychlost je určena z průtoku při měření. Modrý

bod znázorňuje výpočet s okrajovými podmínkami konstantní tlakové difference mezi vstupem a výstupem turbíny (konst. dp). Při porovnání měřené a vypočítané účinnosti je uvažován fakt, že měření provázely mechanické ztráty vlivem tření v ucpávkách a uložení. Z důvodu, že při výpočtu proudění se neuvažují mechanické ztráty je definován odhad hydraulické účinnosti η_h . Ta je vypočítána z krouticího momentu turbíny a ztrátového momentu vlivem mechanických ztrát, určených při minimálních otáčkách zavzdušněné turbíny (bez kapaliny).



Obr. 5.7 Vypočítané grafy závislostí turbíny při konstantních spádech

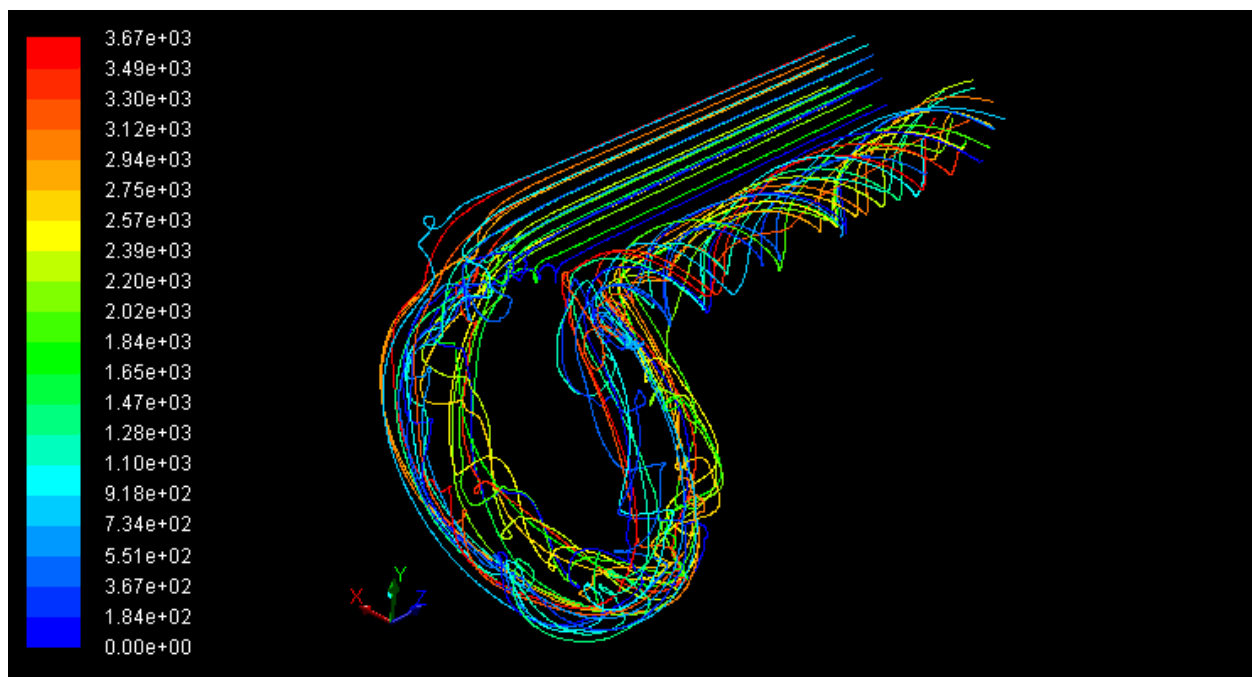
Porovnání naměřených hodnot optimálního pracovního bodu turbíny s nejvyšší účinností $\eta_{\max}$ při spádu $H = 25$ m a jednotkových otáčkách oběžného kola $n_{11} = 18,2$ 1/min s výpočty.

Veličiny	Měření	Výpočet (konst. c)	Výpočet (konst. dp)
Jednotkové otáčky $n_{11,opt}$	$18,2 \pm 0,5$ 1/min	19,92 1/min	18,2 1/min
Jednotkový průtok $Q_{11,opt}$	$0,0389 \pm 0,26$ m^3/s	0,0427 m^3/s	0,0414 m^3/s
Jednotkový výkon $P_{11,opt}$	$87,42 \pm 0,33$ W	142,36 W	132,43 W
Jednotkový moment $M_{11,opt}$	$43,12 \pm 0,28$ Nm	68,23 Nm	69,48 Nm
Spád H_{opt}	$25 \pm 0,09$ m	24,85 m	24,99 m
Účinnost η_{hmax}	$24,04 \pm 1,1$ %	34 %	32,6 %

Tab. 5.1 Porovnání hodnot optimálních bodů turbíny určených při konstantních spádech

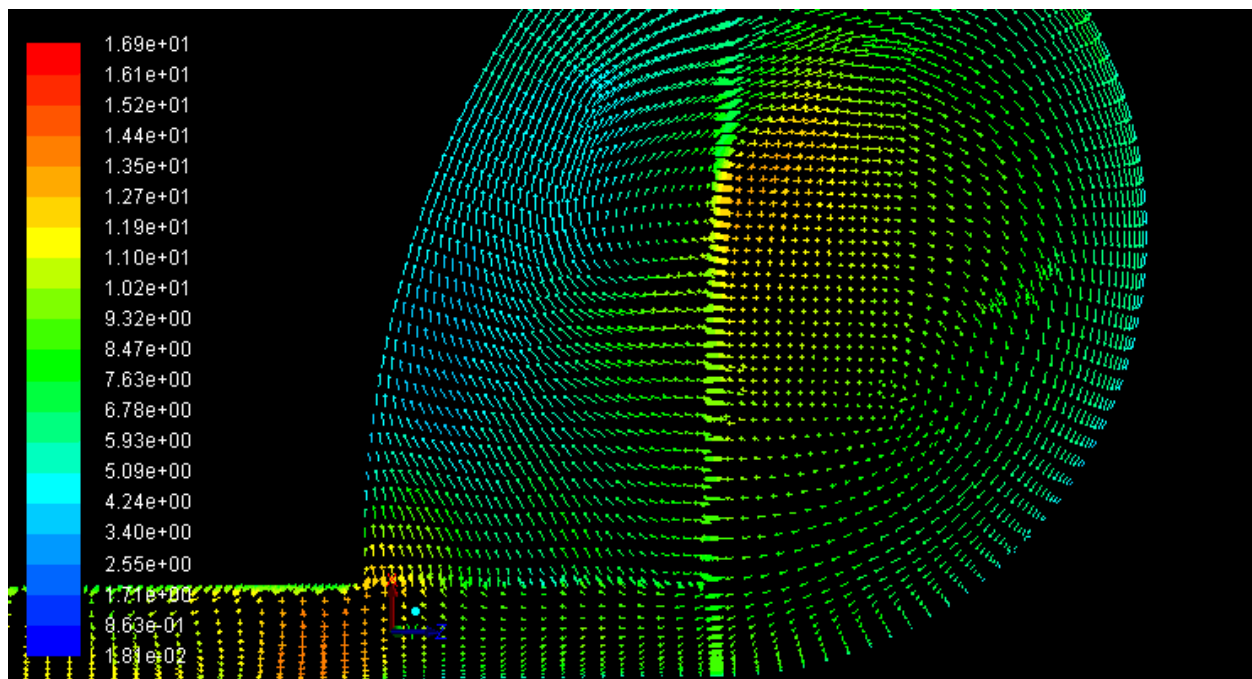
Grafické znázornění výpočtu hydraulických veličin, počítaného s okrajovou podmínkou vstupní rychlosti a výstupního tlaku při spádu 24,85 m s nejvyšší účinností 34% (Obr 5.8 - 5.10).

Dle průběhů proudnic na víření nastává více v bočním kanálu na straně vstupu do turbíny. V protějším kanále proudnice většinou procházejí, aniž by vstupovaly do oběžného kola.



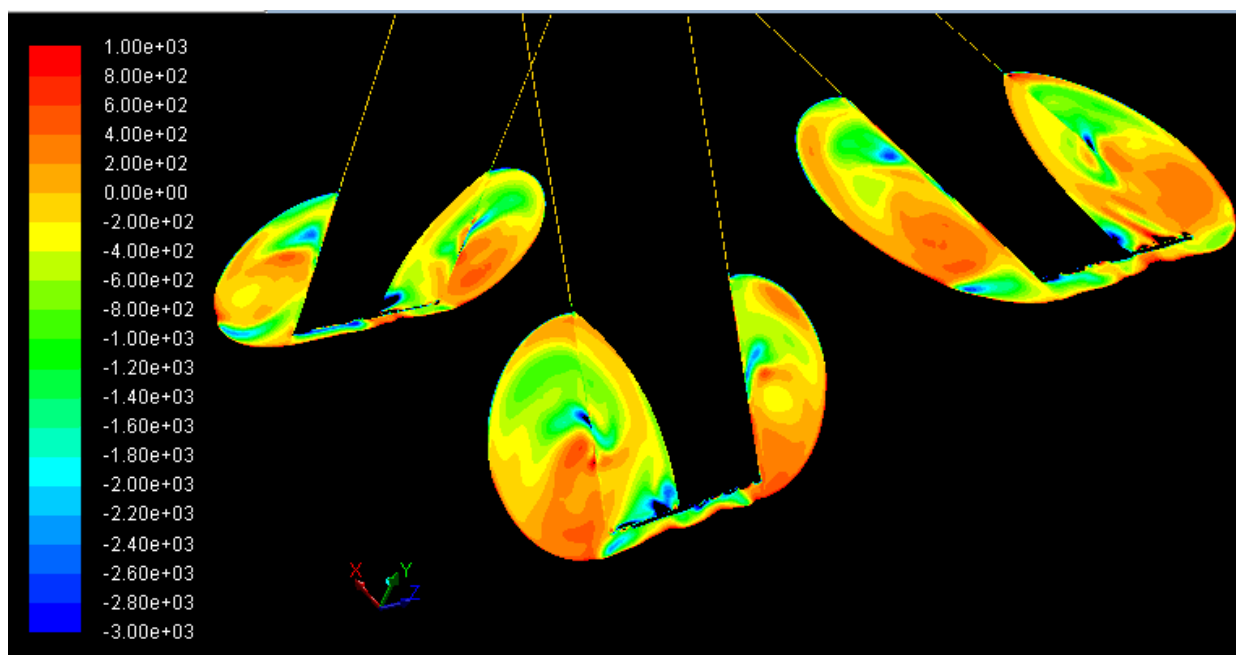
Obr. 5.8 Průběhy proudnic

Při vykreslení relativních rychlostí turbíny v detailu řezu 5 (Obr. 5.9) je možné vidět jádro víru v oblasti oběžného kola. Cirkulace kapaliny je levotočivým směrem a vstupuje do oběžného kola především přes jeho obvod. V případě čerpadel je směr cirkulace pravotočivý.



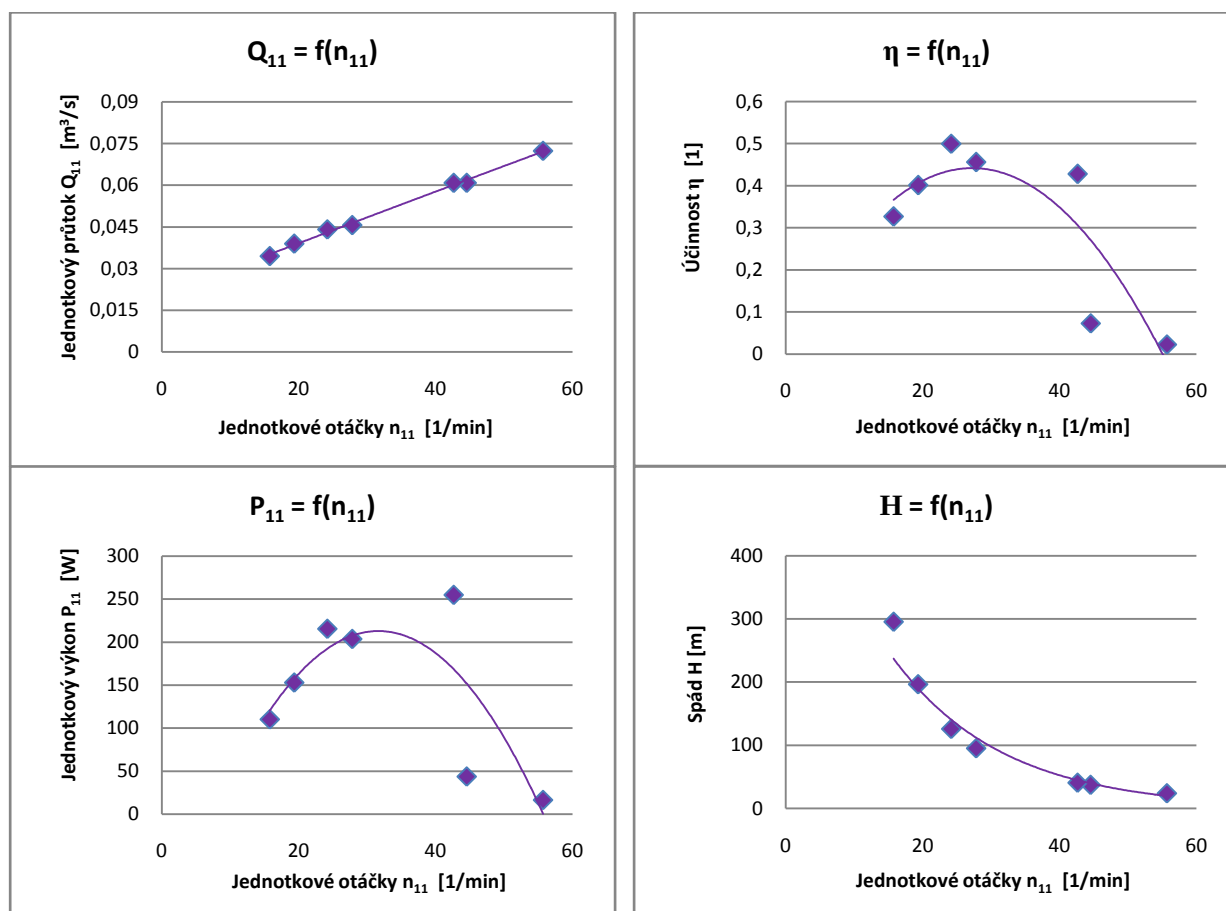
Obr. 5.9 Detail jádra víru v prostoru oběžného kola (stupnice v m/s)

Dle vykreslení celkové velikosti vířivosti (udávané rotorem rychlosti) k ose rotace oběžného kola v řezech turbíny II., 4 a 5 dle (Obr. 5.10).



Obr. 5.10 Vířivost v řezech turbíny na konci kanálu (stupnice v 1/s)

5.4.1 Výpočet s okrajovou podmínkou konstantní rychlosti na vstupu do turbíny



Obr. 5.11 Charakteristiky vířivé turbíny (počítané s okrajovou podmínkou konstantní vstupní rychlosti)

Výsledky výpočtů s okrajovou podmínkou konstantní rychlosti na vstupu do turbíny jsou vyhodnoceny pouze formou grafů (Obr. 5.11). Jedná se o výpočty při poměrně vysokých otáčkách oběžného kola ($n = 1500$ 1/min) a pro vyšší spády (v rozmezí 25 až 295 m). Okrajová podmínka

konstantní vstupní rychlosti je nastavena v intervalu od 7,2 do 12 m/s. Pro výsledný spád na turbíně $H = 25$ m odpovídá hodnota vstupní rychlosti 7,2 m/s. Maximální hodnoty účinnosti $\eta = 49,9\%$ je dosaženo při spádu $H = 125,94$ m.

5.4.2 Výpočet pracovního bodu turbíny různými modely turbulence

Pracovní bod vířivé turbíny z tab. 5.3 kapitoly 5.6.2, který dosáhl při měření charakteristiky při spádu $H = 25$ m nejlepších parametrů je v této kapitole počítán nestacionárním výpočtem pomocí odlišných modelů turbulence. Je zkoumán vliv použitých modelů turbulence na výslednou hodnotu maximální dosažené účinnosti a shody výpočtu s měřením. Pro výpočet je použit model turbulence $k-\varepsilon$, $k-\omega$ a Reynold stress model (RSM).

Modely $k-\varepsilon$ jsou dvourovnicové modely turbulence, proto umožňují určení délkového i časového měřítka řešením dvou samostatných transportních rovnic. Tyto dvourovnicové modely jsou historicky nejpoužívanější modely turbulence pro průmyslové výpočty. Všechny tři modely $k-\varepsilon$: Standard, RNG a Realizable, řeší transportní rovnice pro k a ε a modelují Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity μ_t podle Boussinesquovy hypotézy. Hlavní rozdíl mezi nimi je ve způsobu stanovení turbulentní viskozity, v turbulentních Prandtlových číslech řídících turbulentní difuzi k a ε a v podmínkách generace a zániku v rovnici pro ε [27].

Nastavení výpočtu v programu Ansys - Fluent - oproti kapitole 5.3

Model turbulence - Viskózní

- $k-\varepsilon$ - Reliazable, nerovnovážné stěnové funkce

Modely $k-\omega$ jsou dvourovnicové modely a podobně jako modely $k-\varepsilon$ řeší dvě dodatečné diferenciální rovnice. Rovnice pro specifickou disipaci energie ω má oproti rovnici pro ε několik výhod. Nejvýznamnějším z nich je, že rovnici lze integrovat bez dalších podmínek přes viskózní podvrstvu. Modely $k-\omega$ obvykle lépe predikují záporný tlakový spád, mezní vrstvy a odtržení proudění. Model SST se od modelu Standard liší hlavně v postupné změně modelu Standard $k-\omega$ v oblastech poblíž stěn (inner layer) na model $k-\varepsilon$ pro vysoká Reynoldsova čísla ve vzdálené oblasti od stěn (outer layer). Má také modifikovanou formulaci turbulentní viskozity s ohledem na transportní efekt hlavních turbulentních smykových napětí [27].

Změna v nastavení výpočtu v programu Ansys - Fluent - oproti kapitole 5.3

Model turbulence - Viskózní

- $k-\omega$ - Standardní, korekce smykového napětí

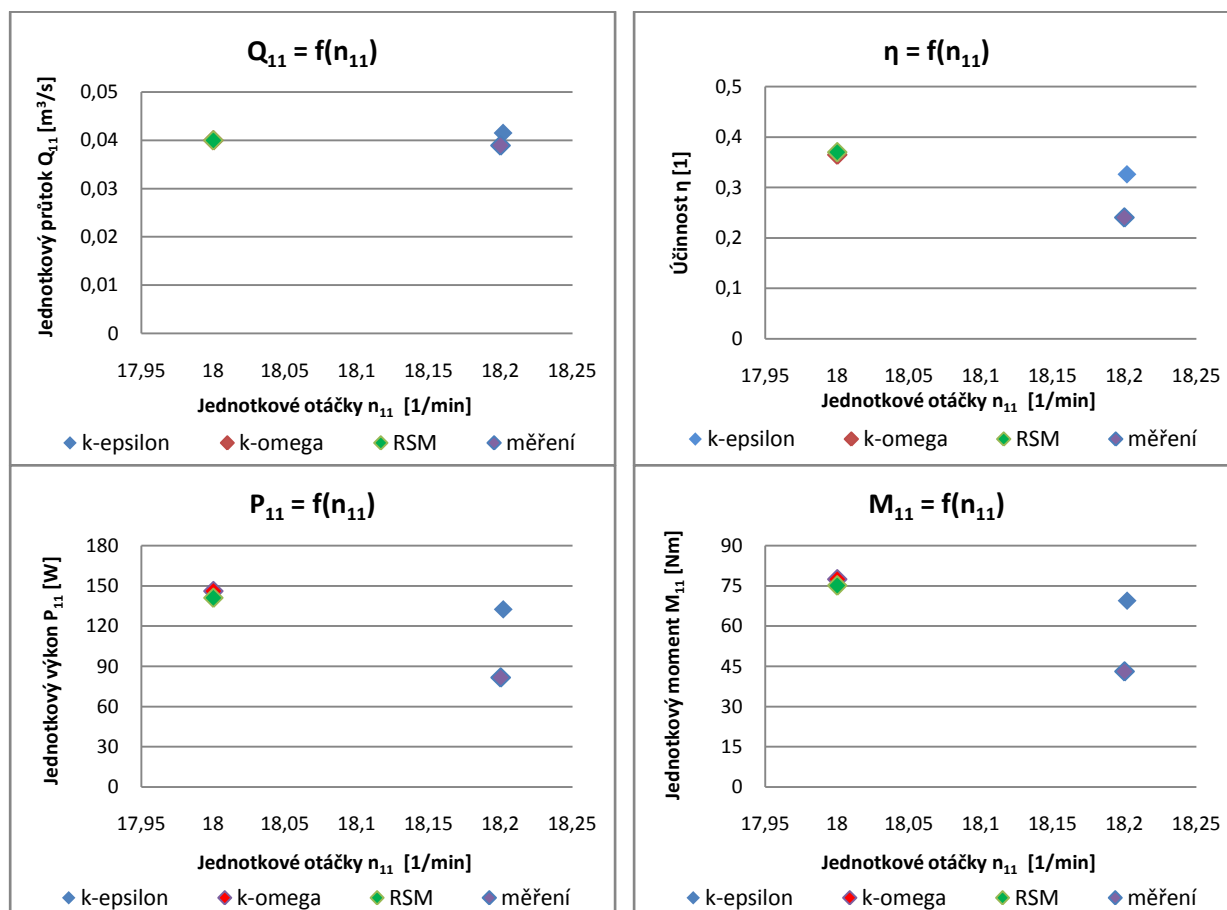
Reynolds stress model je nejkomplikovanější z modelů RANS nabízených v Ansys - Fluentu. Je založen na Reynoldsově středování a Reynoldsových napětích. Řeší tedy přímo šest nezávislých Reynoldsových napětí pomocí šesti diferenciálních rovnic. Dále je model doplněn o rovnici disipace. Celkem je tedy řešeno až dvanáct rovnic: rovnice kontinuity, tři rovnice středované Navier-Stokesovy rovnice, rovnice energie, šest rovnic Reynoldsových napětí a rovnice disipace. Nejen z důvodu vysokého počtu rovnic, ale hlavně také z důvodu nízké konvergence, má RSM model veliké výpočetní nároky. Tyto zvýšené nároky ovšem většinou nepřináší zvýšenou přesnost oproti jednodušším modelům založeným na turbulentní viskozitě. Obecně se použití modelu RSM nedoporučuje a mělo by se omezit jen na proudění, u kterých výrazně převažuje rotace či víry. To může být například v cyklónu, ale také v míchané nádobě bez narážek. Díky tomu, že tento model nepoužívá izotropní turbulentní viskozitu, má pro tyto případy komplexního proudění větší potenciál na dosažení přesnější predikce, než dvourovnicové modely. Nicméně, přesnost je stále omezena použitými předpoklady modelování různých členů, které uzavírající transportní rovnice modelu [27].

Změna v nastavení výpočtu v programu Ansys - Fluent - oproti kapitole 5.3

Model turbulence - Viskózní

- Reynolds stress model - Lineární tlaková deformace, nerovnovážné stěnové funkce

Body charakteristiky vířivé turbíny - pracovní bod vířivé turbíny z tab. 5.3 kapitoly 5.6.2, který dosáhl při měření charakteristiky při spádu $H = 25$ m nejlepších parametrů je v počítán nestacionárním výpočtem pomocí modelů turbulence k- ϵ , k- ω a Reynold stress model (RSM).



Obr. 5.12 Porovnání totožného pracovního bodu vířivé turbíny, vypočítaného různými modely turbulence k- ϵ , k- ω , RSM s měřením.

Porovnání naměřených hodnot optimálního pracovního bodu turbíny s nejvyšší účinností $\eta_{\max}$ při spádu $H = 25$ m s výpočty pomocí modelů turbulence k- ϵ , k- ω a Reynold stress model (RSM). Při porovnání s naměřeným pracovním bodem turbíny z tab. 5.3 kapitoly 5.6.2 se nejlépe shoduje bod počítaný s modelem turbulence k- ϵ .

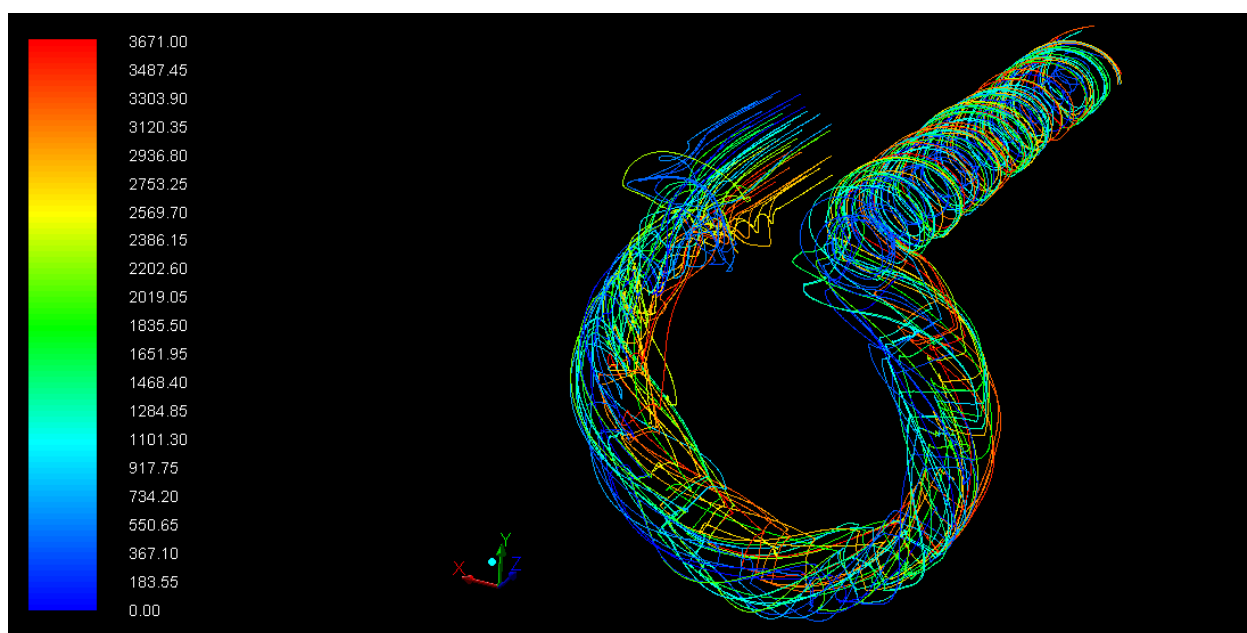
Veličiny	Model k- ϵ	Model k- ω	Reynold stress model	Měření
Jednotkové otáčky $n_{11,opt}$	18,2 1/min	18 1/min	17,92 1/min	18,2 1/min
Jednotkový průtok $Q_{11,opt}$	0,0407 m³/s	0,04 m³/s	0,0407 m³/s	0,0389 m³/s
Jednotkový výkon $P_{11,opt}$	132,43 W	146,03 W	141,07 W	82,11 W
Jednotkový moment $M_{11,opt}$	69,48 Nm	77,43 Nm	77,13 Nm	43,12 Nm
Spád H_{opt}	25,53 m	25,53 m	25,76 m	25 m
Účinnost $\eta_{\max}$ (popř. η_{hmax})	32,6 %	36,5 %	36,99 %	23,98 %

Tab. 5.2 Porovnání hodnot totožného pracovního bodu turbíny počítaného různými modely turbulence

5.5 Výpočet charakteristiky čerpadla

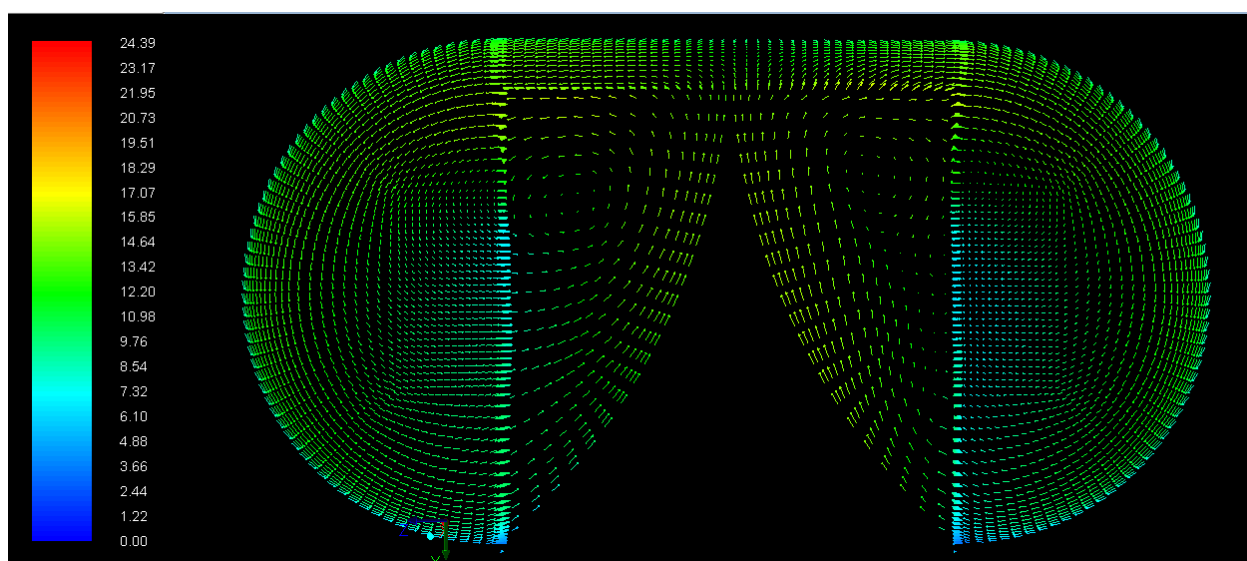
Nastavení a postup výpočtu je totožný jako v kapitole 5.3. Při výpočtu bodů charakteristiky je počítáno s měnící se vstupní rychlostí (průtokem přepočteným na rychlost pomocí rovnice kontinuity pro vstupní průřez potrubí). Rychlost se mění v rozmezí od 0 do 6 m/s. Následně jsou body vyhodnoceny a dohledána optima čerpadlového režimu. Hodnota otáček oběžného kola $n = 1500 \text{ 1/min}$ je při výpočtu pro všechny body charakteristiky konstantní.

Na průběhu proudnic (Obr. 5.13) je patrné, že kapalina cirkuluje přes oběžné kolo a dochází k tvorbě víru téměř po celé délce kanálu. Částice kapaliny překoná při jednom zavíření přibližně čtvrtinu délky obvodu oběžného kola.



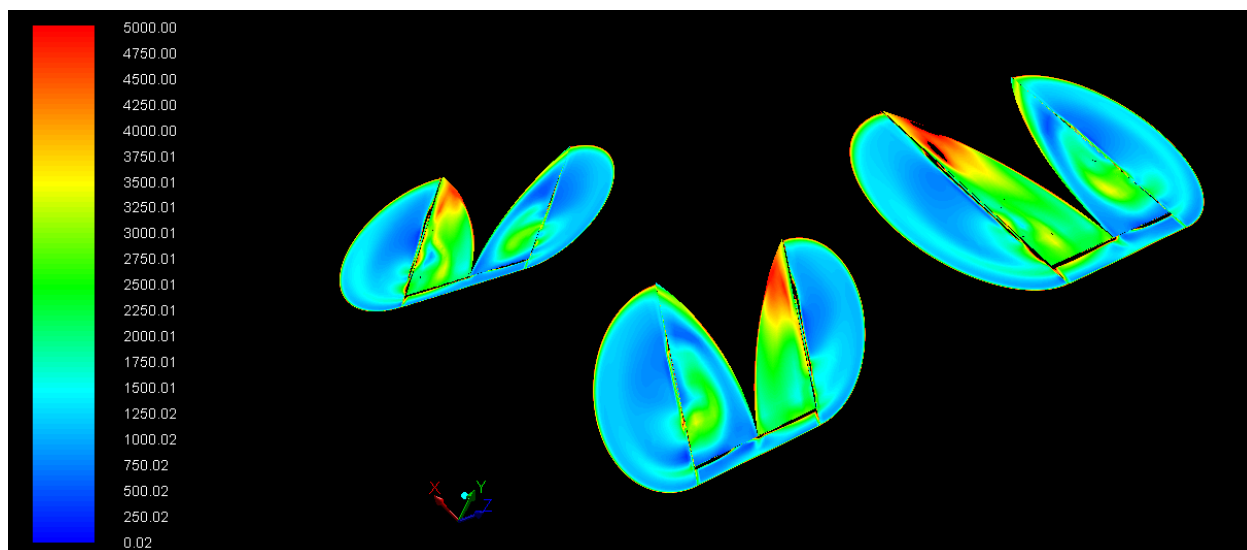
Obr. 5.13 Průběhy proudnic

Z průběhu relativních rychlostí je zřejmé, že se v pozorovaném řezu v polovině délky kanálu vytváří víry, jejichž jádra se nachází v prostoru rotujícího oběžného kola (Obr. 5.14).



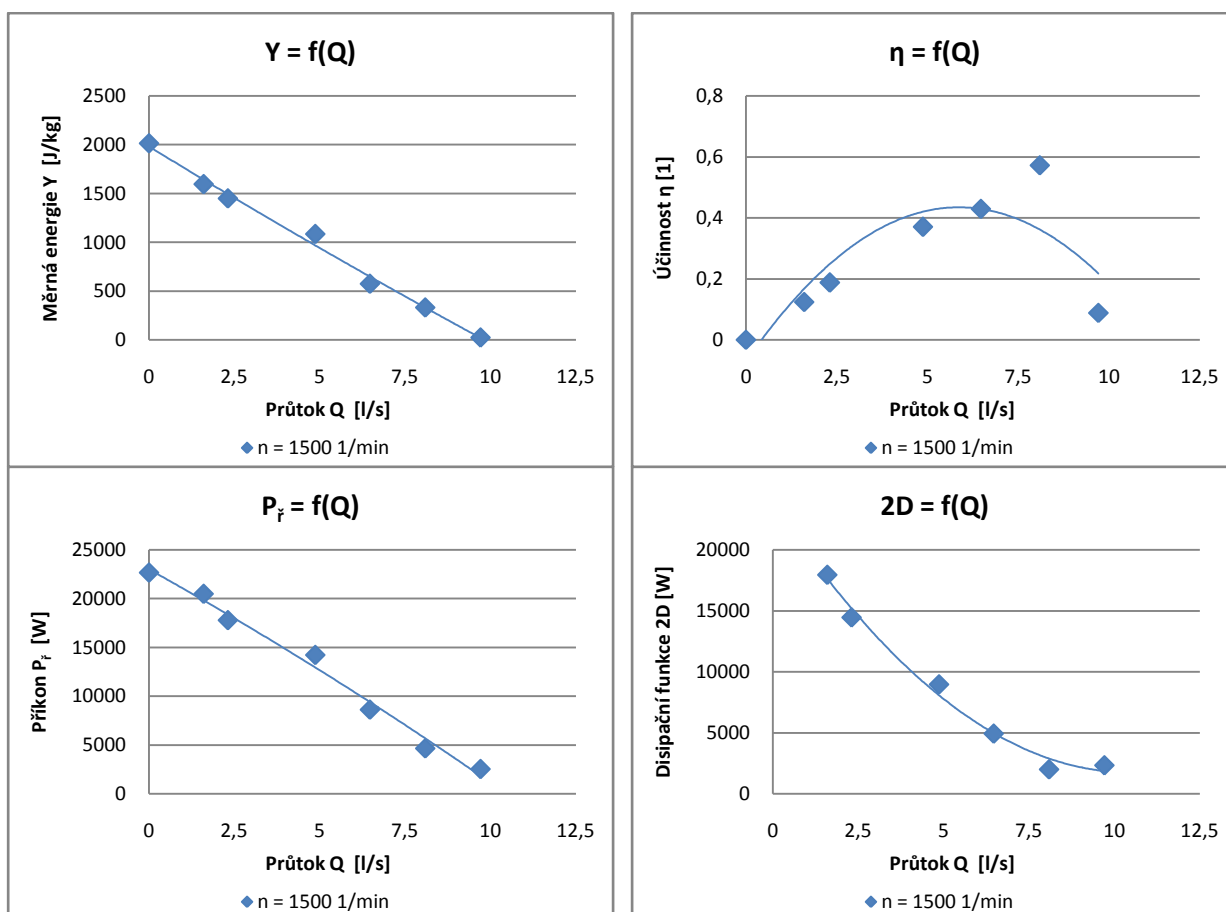
Obr. 5.14 Tvorba víru v polovině délky kanálu (stupnice v m/s)

Z průběhu vířivosti v řezech interiéru vířivého čerpadla je zřejmé, že se vír vytváří po celé délce bočních kanálů. Jádra vírů jsou v prostoru rotujícího oběžného kola (Obr. 5.15).



Obr. 5.15 Vířivost v řezech turbíny (stupnice v 1/s)

Charakteristiky vířivého čerpadla - počítané při konstantních otáčkách oběžného kola $n = 1500$ 1/min a měnící se rychlosti na vstupu do čerpadla. Vířivým čerpadlem je dosaženo nejvyšší účinnosti $\eta = 57,29\%$ při průtoku $Q = 8,09$ l/s a příkonu $P_f = 4670$ W. Průběh disipace energie $2D$ má minimum za optimálním provozním bodem vířivého čerpadla.



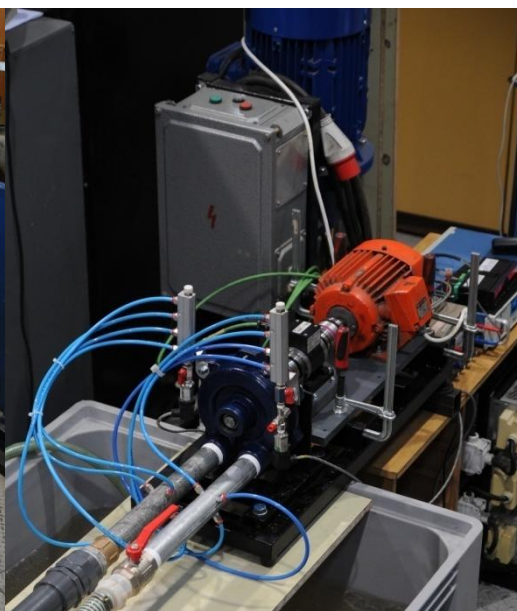
Obr. 5.16 Charakteristiky vířivého čerpadla přepočtené dle afinních vztahů

5.6 Měření charakteristik vířivé turbíny

Zkušební okruh pro měření energetických charakteristik vířivé turbíny v laboratoři Odboru fluidního inženýrství (obr. 5.17 a 5.18), na kterém je provedeno měření. Pro regulaci otáček generátoru turbíny a podávacího čerpadla jsou použity frekvenční měniče. Veličiny vstupního a výstupního tlaku, krouticího momentu, otáček a průtoku jsou zaznamenávány pomocí počítače a programu napsaného v Labview.



Obr. 5.17 Zkušební okruh s měřicí a regulační technikou



Obr. 5.18 Zapojení turbíny do okruhu

Hodnoty veličin z měření jsou počítány ze vztahů:

Měrná energie turbíny

$$Y = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g \cdot H_d = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{Q^2}{2} \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_2^2} \right) + g \cdot (h_1 - h_2) \quad (5.6.1)$$

hodnota výšky mezi tlakovými snímači $H_d = h_1 - h_2$ byla stanovena při odstavené turbíně a odvzdušněných snímačích ze statického tlaku dle vztahu

$$H_d = -\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} \quad (5.6.2)$$

Spád na turbínu

$$H = \frac{Y}{g} \quad (5.6.3)$$

Výkon turbíny

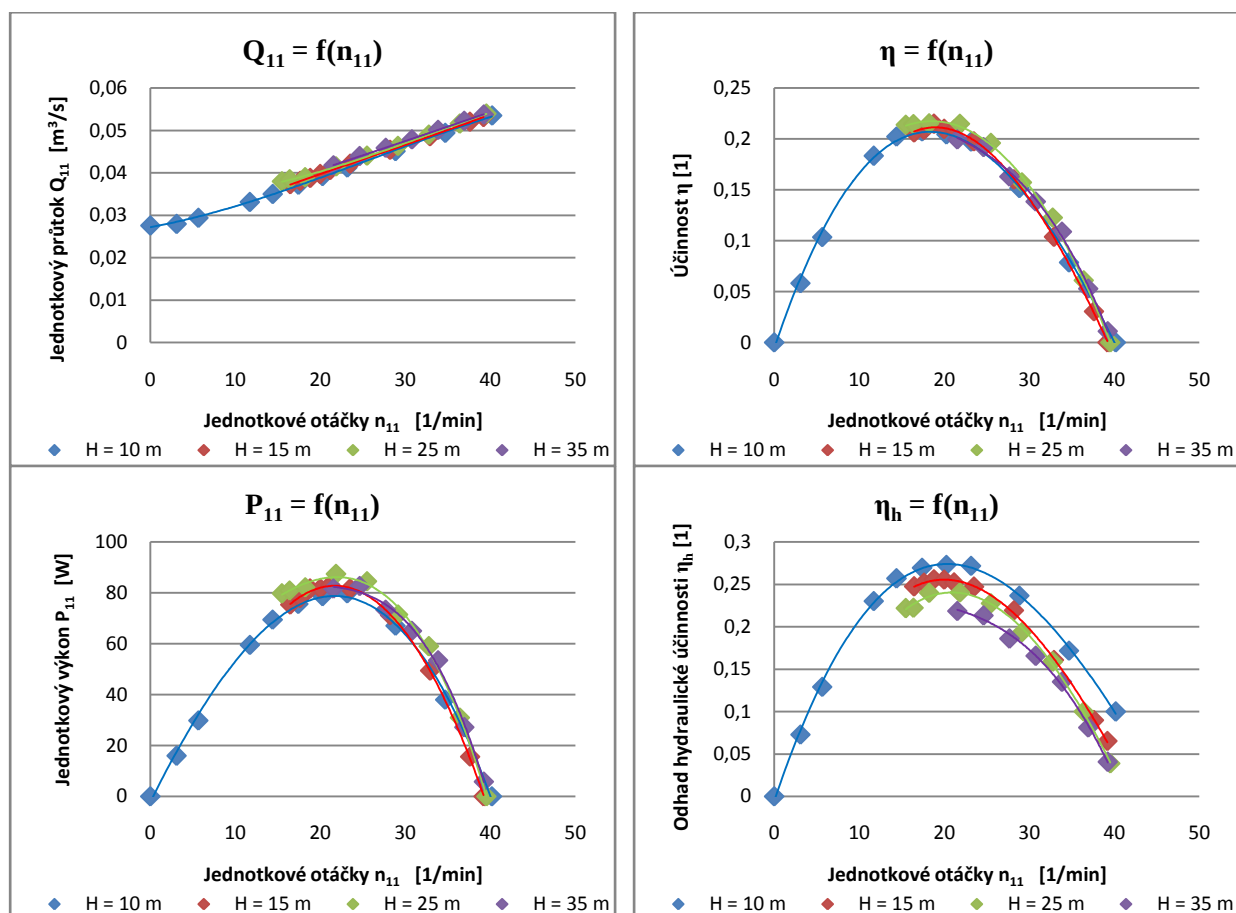
$$P = \omega \cdot M_k = 2\pi n \cdot M_k \quad (5.6.4)$$

Účinnost turbíny

$$\eta = \frac{P}{\rho \cdot Q \cdot Y} = \frac{2\pi n \cdot M_k}{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H} \quad (5.6.5)$$

5.6.1 Charakteristiky turbíny při konstantních spádech

Turbína je měřena při spádech 10, 15, 25 a 35 m a proměnných otáčkách oběžného kola. Při spádu 10 m se podařilo proměřit celou turbínovou charakteristiku i se zastaveným oběžným kolem. Při spádu 35 m není možné vyvinout dostatečný tlak podávacím čerpadlem, proto je proměřena jen část charakteristiky bez optimálního bodu a pásma vyšších účinností. Naměřené hodnoty jsou pomocí vztahů přepočítány na jednotkové a vyneseny do grafů. Je proveden přibližný odhad hydraulické účinnosti η_h změřením mechanických ztrát v uložení a ucpávkách rotoru a předpokladu nulových ztrátových průtoků ve stroji. Charakteristiky jsou při měnících se spádech téměř totožné (Obr. 5.19).



Obr. 5.19 Grafy závislostí měřené turbíny při konstantních spádech

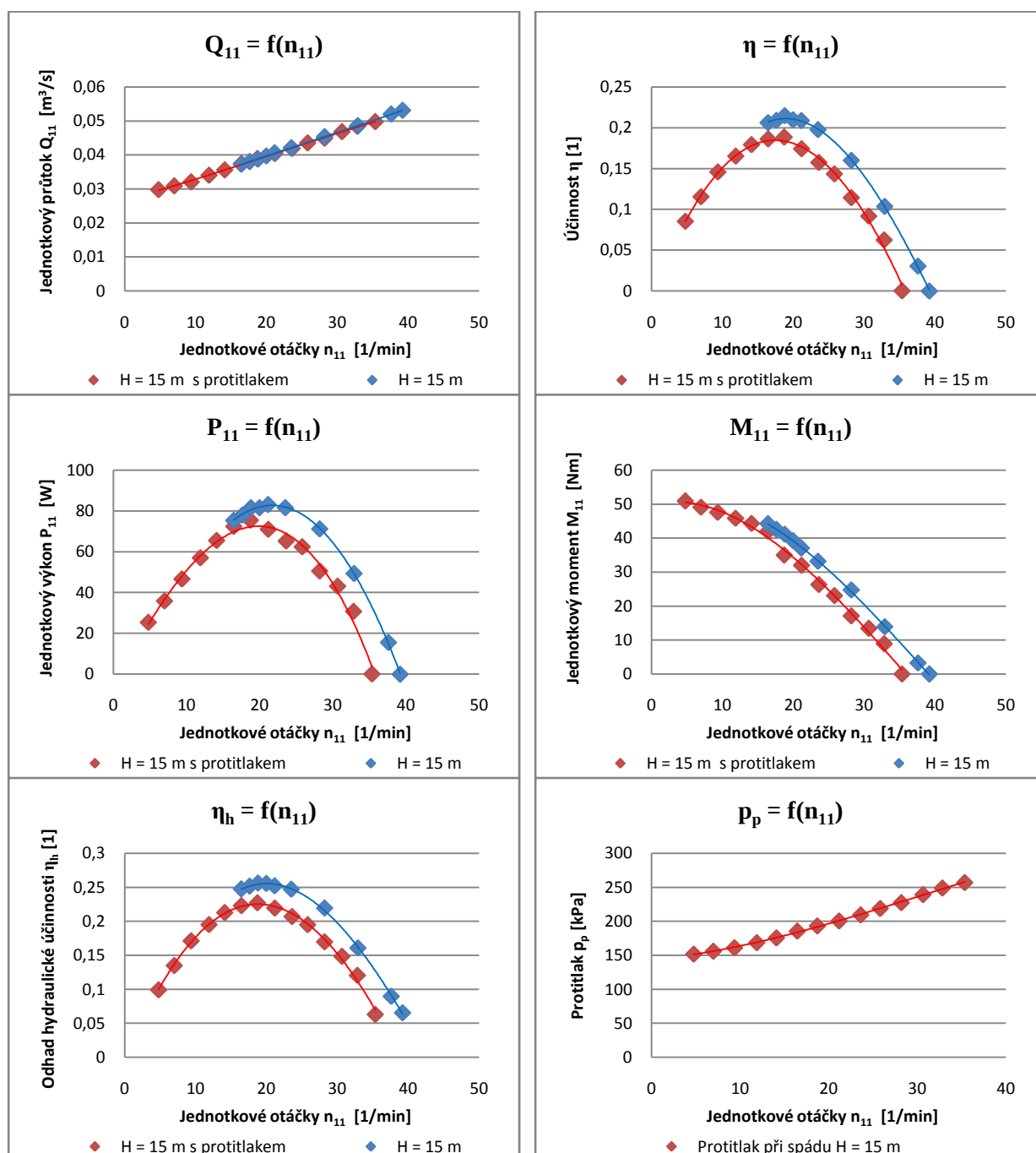
Porovnání optimálních pracovních bodů naměřených při různých spádech na turbínu. Pracovní bod při spádu $H = 25$ m je vybrán jako pilotní a je používán pro další modifikované výpočty.

Veličiny	Spád $H = 10$ m	Spád $H = 15$ m	Spád $H = 25$ m	Spád $H = 35$ m
Jednotkové otáčky $n_{11,opt}$	20,24 1/min	18,79 1/min	18,2 1/min	21,53 1/min
Jednotkový průtok $Q_{11,opt}$	0,0392 m^3/s	0,0387 m^3/s	0,0389 m^3/s	0,0439 m^3/s
Jednotkový výkon $P_{11,opt}$	78,58 W	81,58 W	87,42 W	81,64 W
Jednotkový moment $M_{11,opt}$	37,08 Nm	41,13 Nm	43,12 Nm	36,16 Nm
Spád H_{opt}	10 m	15 m	25 m	35 m
Účinnost η_{hmax}	27,28 %	25,59 %	24,04 %	21,86 %
Účinnost η_{max}	20,42 %	21,46 %	21,48 %	19,93 %

Tab. 5.3 Porovnání optimálních pracovních bodů vířivé turbíny při různých spádech na turbínu

5.6.2 Charakteristiky turbíny při konstantních spádech s protitlakem na sání

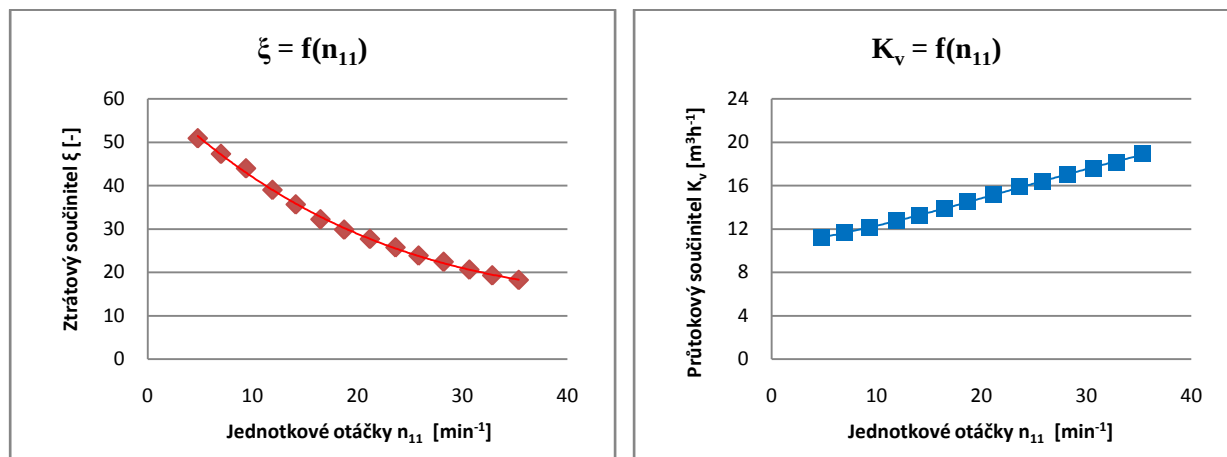
Tato část měření zjišťuje, jak se změní charakteristika vířivé turbíny, pokud by byla vřazená do potrubního systému jako náhrada za redukční ventil a zpracovávala pouze část tlakové energie ze systému. Charakteristika je měřena při konstantním spádu 15 m a měnících se otáčkách oběžného kola. Závislost absolutních hodnot protitlaku v sací větvi v průběhu měření jsou zobrazeny v grafu (Obr. 5.20) - $p_b = f(n_{11})$. Protitlak není konstantní, ale mění se v závislosti na průtoku. Byl vytvářen přívěrem škrtícího ventilu zařazeného v sací větvi měřícího okruhu. Hodnoty veličin s protitlakem jsou mírně nižší, než při výtlaku do atmosférického tlaku. Je proveden přibližný odhad hydraulické účinnosti η_h změřením mechanických ztrát v uložení a ucpávkách rotoru a předpokladu nulových ztrátových průtoků ve stroji.



Obr. 5.20 Grafy závislostí měřené turbíny při konstantním spádu s protitlakem

5.6.3 Charakteristiky turbínového ventilu

Při provozu vířivé turbíny ve funkci regulátoru tlaku se předpokládá, že bude v potrubním systému zpracovávána pouze část tlakové energie. Odporová a průtoková charakteristika vířivé turbíny Delavan Turbo 90 je zobrazena na (Obr. 5.21). Průběh charakteristik turbíny je totožný jako u redukčního ventilu.



Obr. 5.21 Odporová a průtoková charakteristika turbíny

Porovnání naměřených hodnot optimálních pracovních bodů turbíny s nejvyšší účinností $\eta_{\max}$ při konstantním spádu $H = 15$ m s protitlakem v sacím potrubí s měřením bez protitlaku.

Veličiny	Měření turbíny 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 5.4 Porovnání měření při spádu 15 m

Pokles účinnosti u měření s protitlakem v sacím potrubí je zřejmě způsoben vyšším ztrátovým průtokem bočními spárami a průtokem v oblasti „nosu“ mezi bočními kanály.

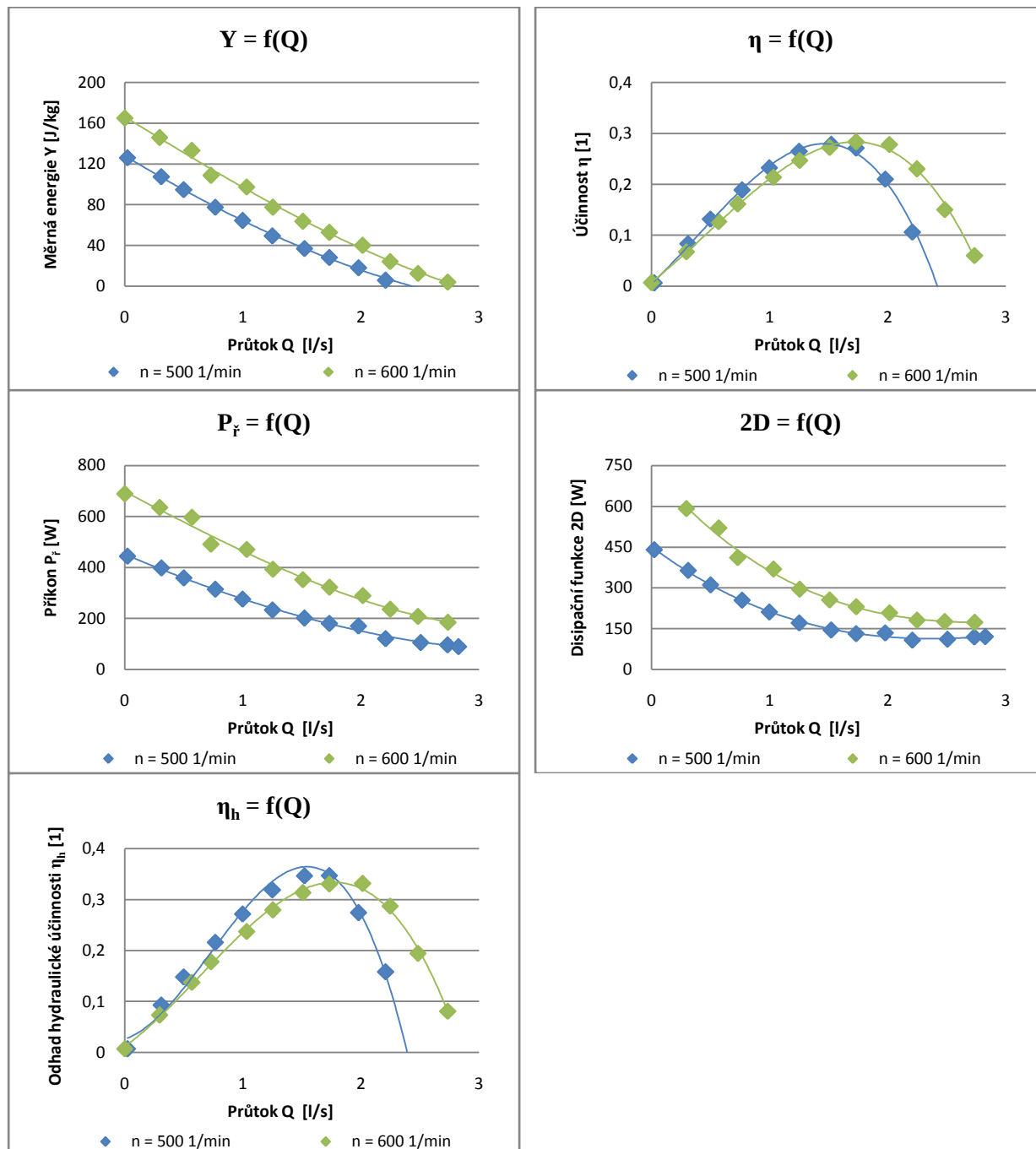
5.7 Měření vířivého čerpadla

5.7.1 Měření charakteristik vířivého čerpadla

Čerpadlová charakteristika je dodána v návodu od výrobce čerpadla. Z důvodu snadnosti a jednoduchosti je opětovně proměřena na našem měřicím okruhu. Kavitační charakteristika není dodána a bohužel ji nedokážeme proměřit. Z důvodu, že v měřicím okruhu není sací kotel, kde by bylo možné měnit tlak kapaliny v okruhu. Pro měření jednotlivých charakteristik čerpadla jsou nastaveny konstantní otáčky oběžného kola na hodnotu $n = 500$ a 600 1/min a postupně je škrcen průtok na výtlačném potrubí. Současně je využito podávacího čerpadla ke krytí hydraulických ztrát měřícího okruhu a je proměřena celá čerpadlová charakteristika u vířivého čerpadla. Charakteristik měřených při vyšších otáčkách nebylo možné dosáhnout z důvodu vysokého příkonu čerpadla a nízkého výkonu

motoru. V grafu je proveden přibližný odhad hydraulické účinnosti η_h změřením mechanických ztrát v uložení a ucpávkách rotoru a předpokladu nulových ztrátových průtoků ve stroji. Naměřené hodnoty jsou pomocí vztahů přepočítány na jednotkové a vyneseny do grafů (Obr. 5.22).

Charakteristiky vířivého čerpadla - měřené při otáčkách oběžného kola $n = 500$ a 600 1/min



Obr. 5.22 Charakteristiky vířivého čerpadla

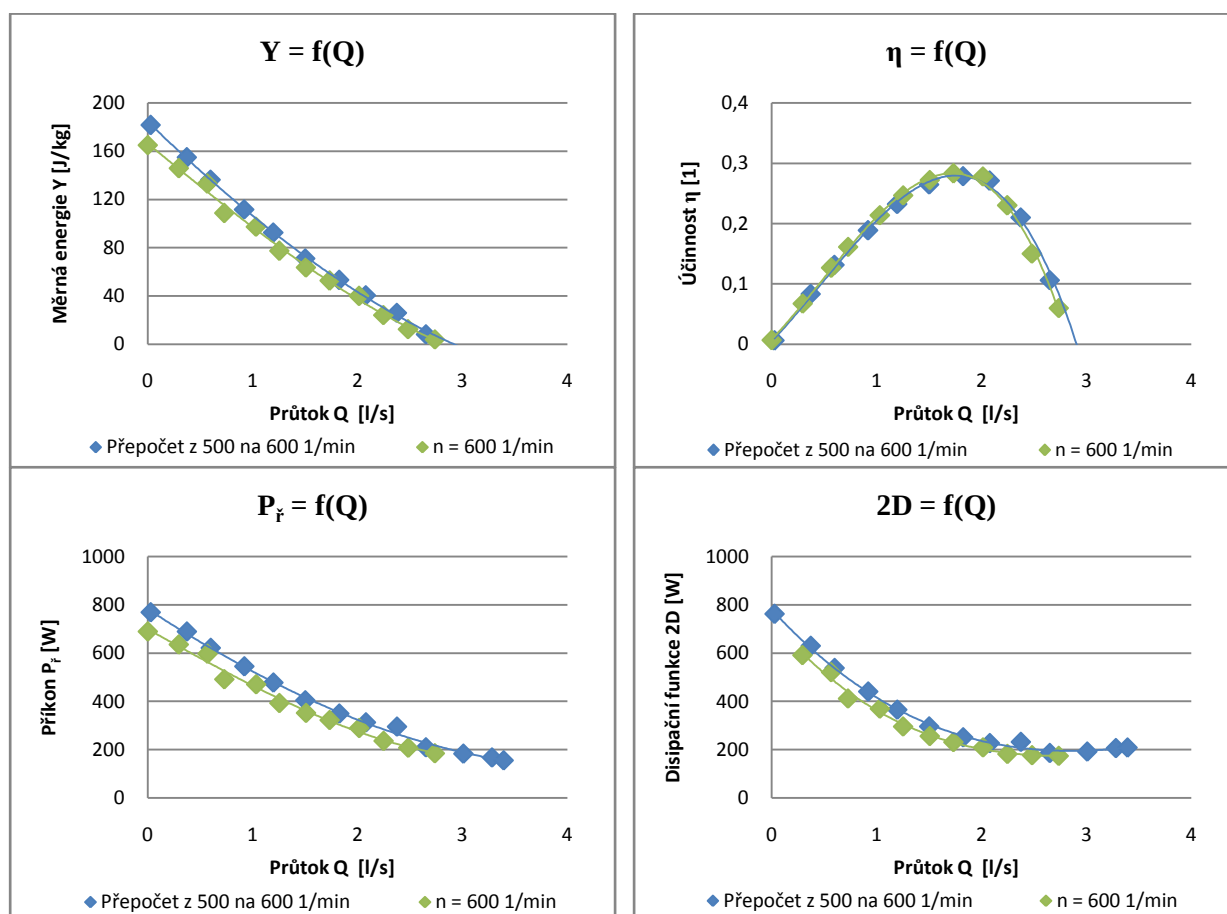
Nejvyšší celkové účinnosti $\eta = 27,83\%$ bylo dosaženo při otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min, průtoku $Q = 1,52$ l/s a příkonu $P_f = 202$ W. Charakteristika měrné energie Y je téměř lineární a stabilní v celém průběhu. Přibližný odhad hydraulické účinnosti $\eta_h = 34,65\%$ bez vlivu ztrátových průtoků ve stroji je o 6,8% vyšší než celková účinnost. Mechanické ztráty třením v uhlíkových ucpávkách tedy tvoří

6,8% účinnosti stroje, což je téměř čtvrtina celkové účinnosti η . Minimum průběhu disipační funkce $2D$ je za optimálním pracovním bodem čerpadla, jak má u správně navrženého čerpadla být.

5.7.2 Ověření přesnosti afinních vztahů

Pro přepočítání na otáčky je využito afinních vztahů. Jako referenční údaje pro kontrolní přepočítání jsou použity hodnoty z měření vířivého čerpadla při otáčkách oběžného kola $n_0 = 500$. Přepočítání veličin je provedeno pro hodnotu otáček oběžného kola $n = 600$ 1/min.

Charakteristiky přepočtů čerpadlového režimu - přepočítání měřených charakteristik při otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min na $n = 600$ 1/min.



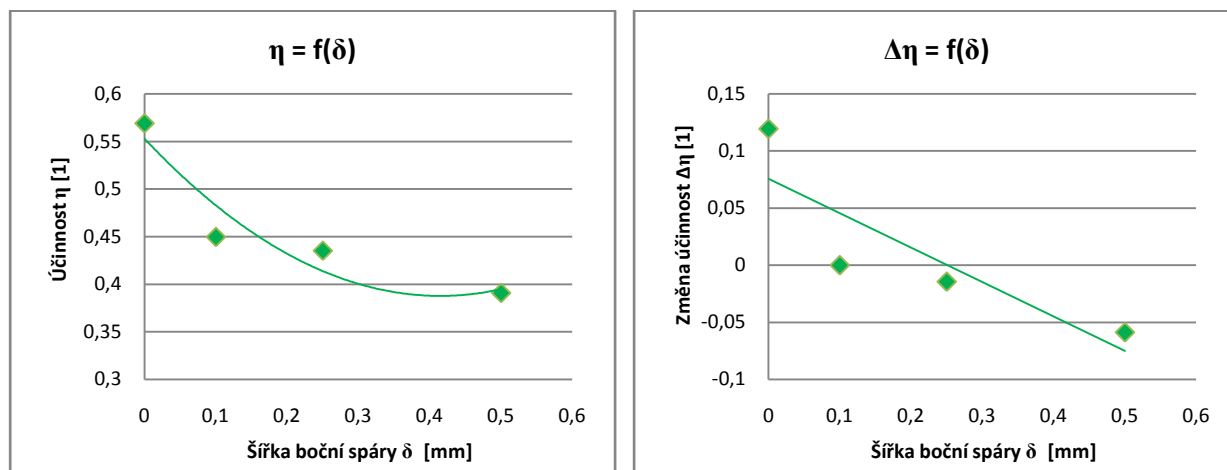
Obr. 5.23 Charakteristiky vířivého čerpadla přepočtené dle afinních vztahů

Přepočítání charakteristik vířivého čerpadla dle afinních vztahů, se téměř shoduje s měřením a lze je považovat za poměrně přesný, především v oblasti optimálního provozního bodu s nejvyšší účinností. Nižší přesnost je v okolí závěrného bodu čerpadla, kde je při otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min dosaženo měrné energie $Y = 126$ J/kg a příkonu $P_f = 444,6$ W. U charakteristiky měřené při otáčkách oběžného kola $n = 600$ 1/min je dosaženo měrné energie $Y = 165$ J/kg a příkonu $P_f = 689$ W. Rozdíl hodnot v závěrném bodě charakteristiky při otáčkovém přepočtu činí na měrnou energii 16,5 J/kg a na příkonu 79 W. To v závěrném bodě čerpadla znamená nárůst přepočítané charakteristiky vůči naměřené o 11,5%.

5.8 Proudění v boční spáře

V této podkapitole je vypracována krátká studie vlivu tloušťky boční spáry na účinnost vířivé turbíny. U vířivých strojů je celková a objemová účinnost silně závislá na tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a skříní statoru. Pro výpočet je upravena výpočetní síť (Obr. 5.3 - 5.5), tak aby bylo možné modelovat tloušťku boční spáry (Obr. 5.2) v rozměru $\delta = 0; 0,1; 0,25$ a $0,5$ mm.

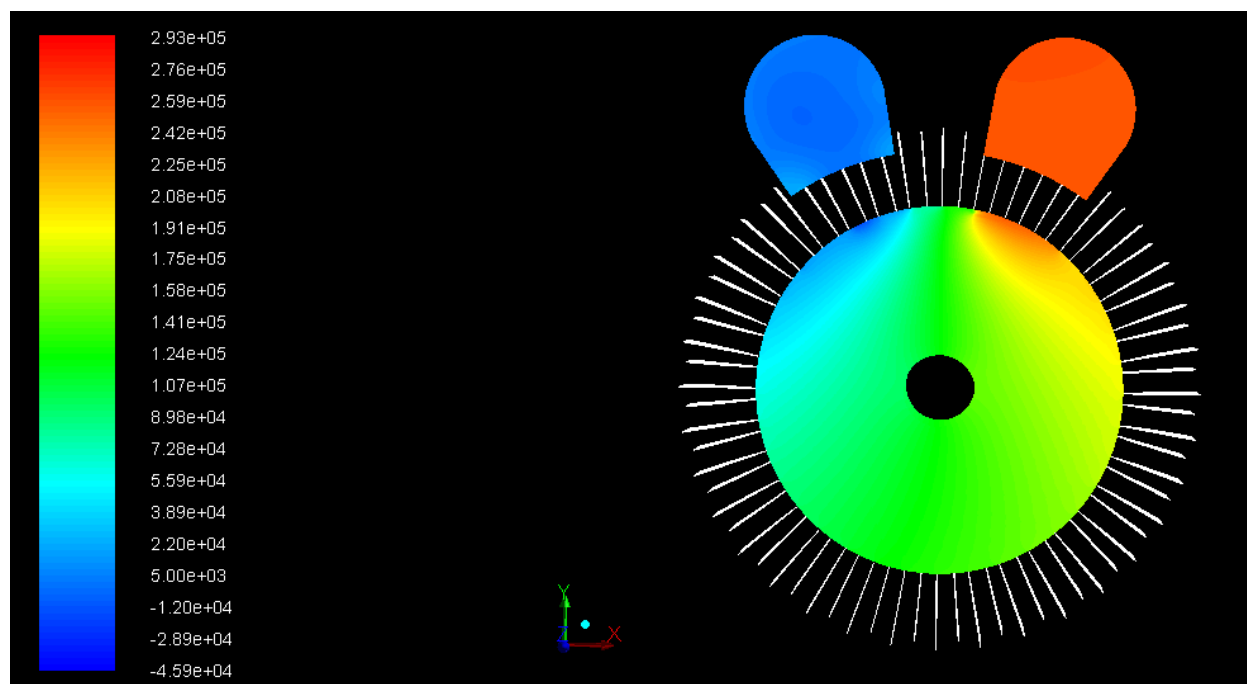
Charakteristiky účinnosti v závislosti na tloušťce boční spáry - počítané s nastavením z kap. 5.3 a s okrajovými podmínkami odpovídajícími pracovnímu bodu z tab. 5.3, naměřenému při spádu $H = 25$ m.



Obr. 5.24 Závislost účinnosti na tloušťce boční spáry mezi oběžným kolem a skříní vířivého stroje

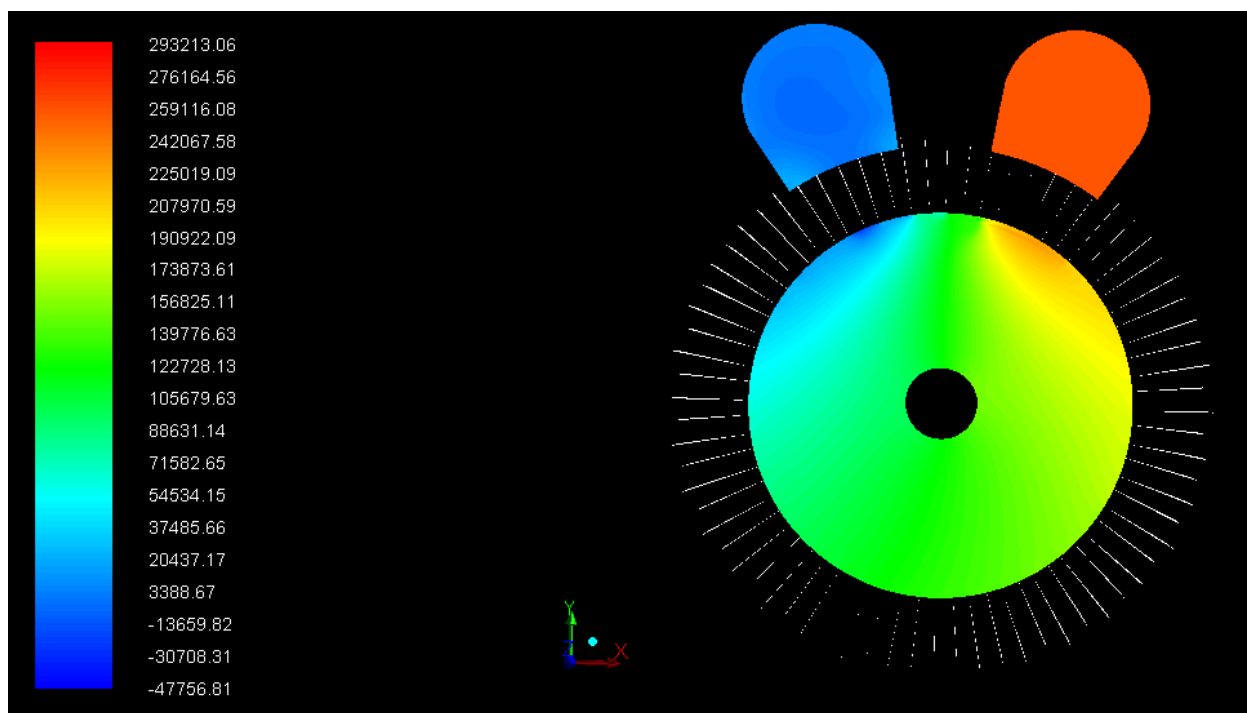
Jako referenční vypočítaný bod s počáteční nulovou hodnotou změny účinnosti $\Delta\eta$ je považován bod, počítaný s okrajovými podmínkami odpovídajícími naměřenému bodu z tab. 5.3 při spádu $H = 25$ m. Hodnota tloušťky boční spáry v referenčním bodě je $\delta = 0,1$ mm.

Na následujících obrázcích (Obr. 5.25 - 5.27) jsou zobrazena pole relativního tlaku, vykreslená na

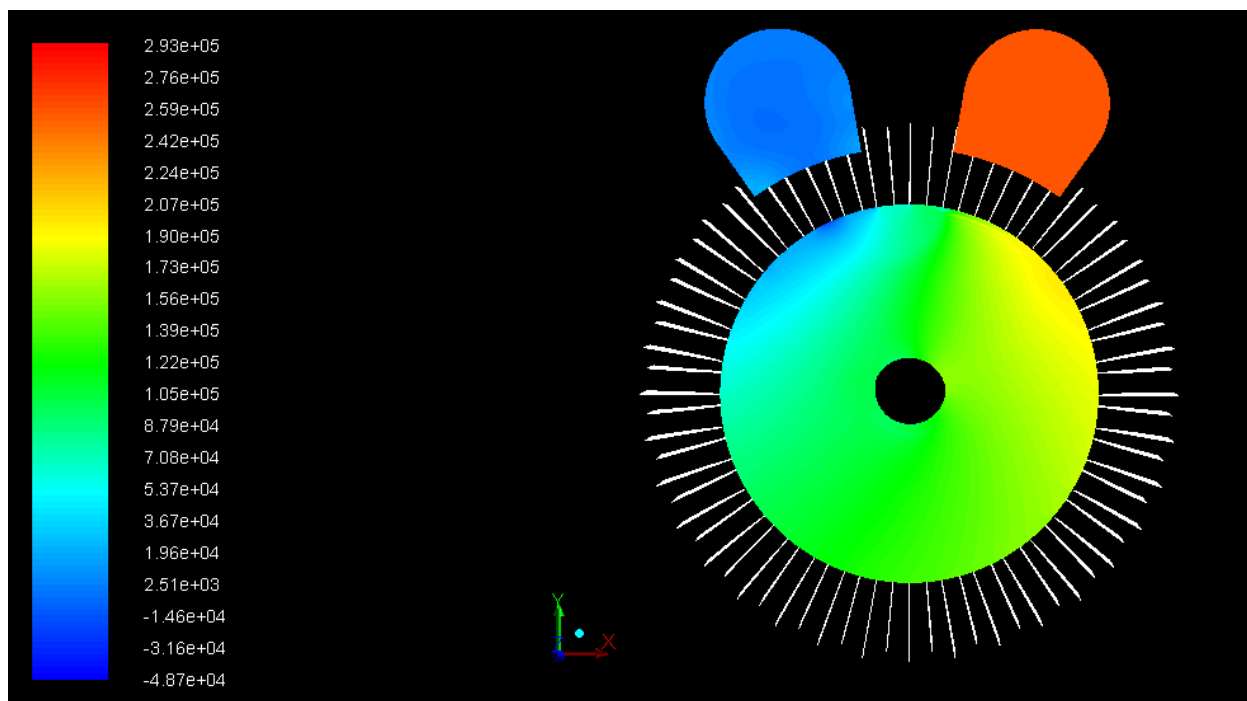


Obr. 5.25 Pole relativního tlaku, vykreslené uprostřed boční spáry s tloušťkou 0,1 mm (stupnice v Pa)

rovině uprostřed tloušťky boční spáry, při referenčním tlaku 101325 Pa. Obrázky (Obr. 5.25 - 5.27) jsou vykresleny v přední spáře. To je ta, která je na straně vstupu a výstupu (Obr. 5.3). V rovině zadní spáry (na straně zadního štítu) byla tlaková pole vykreslena, ale protože jsou téměř shodná, tak již nejsou zobrazena.

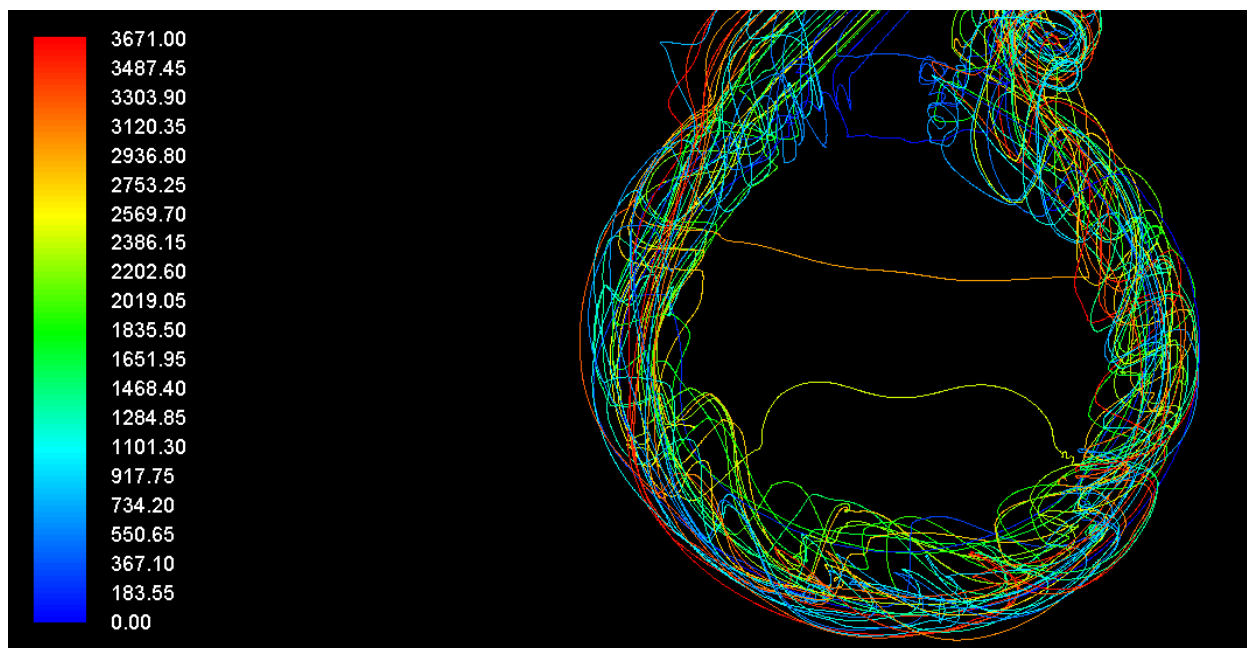


Obr. 5.26 Pole relativního tlaku, vykreslené uprostřed boční spáry s tloušťkou 0,25 mm (stupnice v Pa)



Obr. 5.27 Pole relativního tlaku, vykreslené uprostřed boční spáry s tloušťkou 0,5 mm (stupnice v Pa)

Proudnice na (Obr. 5.28), které spojují vstup s výstupem skrze střed, představují ztrátový průtok, který je vhodné co nejvíce omezit. Ztrátový průtok snižuje objemovou účinnost a ta celkovou. Možné řešení a úpravy jak snížit objemový průtok skrze boční spáry jsou představeny v kapitole 8.

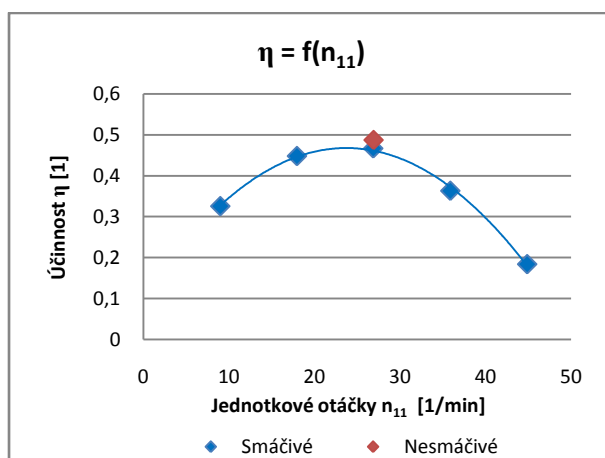


Obr. 5.28 Detail průběhu proudnic v boční spáře a v oblasti nosu mezi bočními kanály u vířivé turbíny, vykreslené ve výpočetní síti s tloušťkou boční spáry $\delta = 0,1$ mm

5.9 Výpočet vlivu aplikace nesmáčivého povrchu na plochy bočních kanálů

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 je aplikováno dokonalé nesmáčení za pomoci okrajové podmínky symmetry. Je tak minimalizováno tečné napětí při interakci kapaliny s plochou povrchu bočních kanálů. Dokonalou nesmáčivostí je modelována situace, jako by se kapalina v interiéru turbíny nedotýkala žádné plochy. Nesmáčivost není vhodné aplikovat na povrch lopatek a u těsnících prvků oběžného kola. Snižovala by energii přenášenou oběžným kolem, proto je na celé ploše oběžného kola a v bočních spárách zachována smáčivost.

Výpočet je opět proveden pro pracovní bod počítaný s nastavením z kap. 5.3 a s okrajovými podmínkami odpovídajícími pracovnímu bodu z tab. 5.3, naměřenému při spádu $H = 25$ m.



Obr. 5.29 Rozdíl účinností při použití nesmáčivých povrchů na bočních kanálech

Použití nesmáčivého povrchu na ploše bočních kanálů zvýšilo účinnost η z 46,7% na 48,7%.

5.10 Analýza vířivé turbíny

V této podkapitole je ověřována platnost a přesnost teoreticky odvozeného vztahu pro měrnou energii Y a krouticí moment M_k na hřídeli vířivé turbíny. Pro výpočet je upravena výpočetní síť (Obr. 5.3 - 5.5), tak aby bylo možné na barevně vyznačených kontrolních plochách jednotlivě monitorovat a odečítat potřebné hydraulické veličiny. Výpočetní síť je počítána s nastavením z kap. 5.3 a s okrajovými podmínkami odpovídajícími pracovnímu bodu z tab. 5.3, naměřenému při spádu $H = 25$ m.

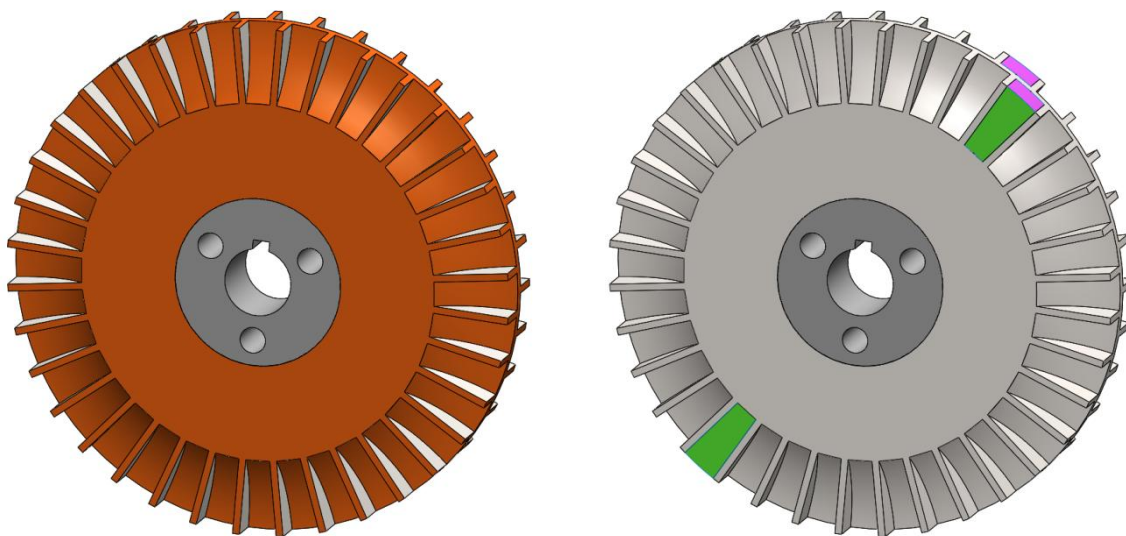
Pro připomenutí je zde opět zobrazen výsledný teoreticky odvozený vzorec pro měrnou energii vířivé turbíny (5.10.1) ve 3. kapitole (3.12.8)

$$\eta_h Y = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{q}{Q} - (M_{kt} - M_{kD}) \frac{\omega}{\rho Q} \quad (5.10.1)$$

a pro krouticí moment na hřídeli (5.10.2) ve 3. kapitole (3.9.48).

$$M_k = \frac{\rho}{\omega} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) q + M_D \quad (5.10.2)$$

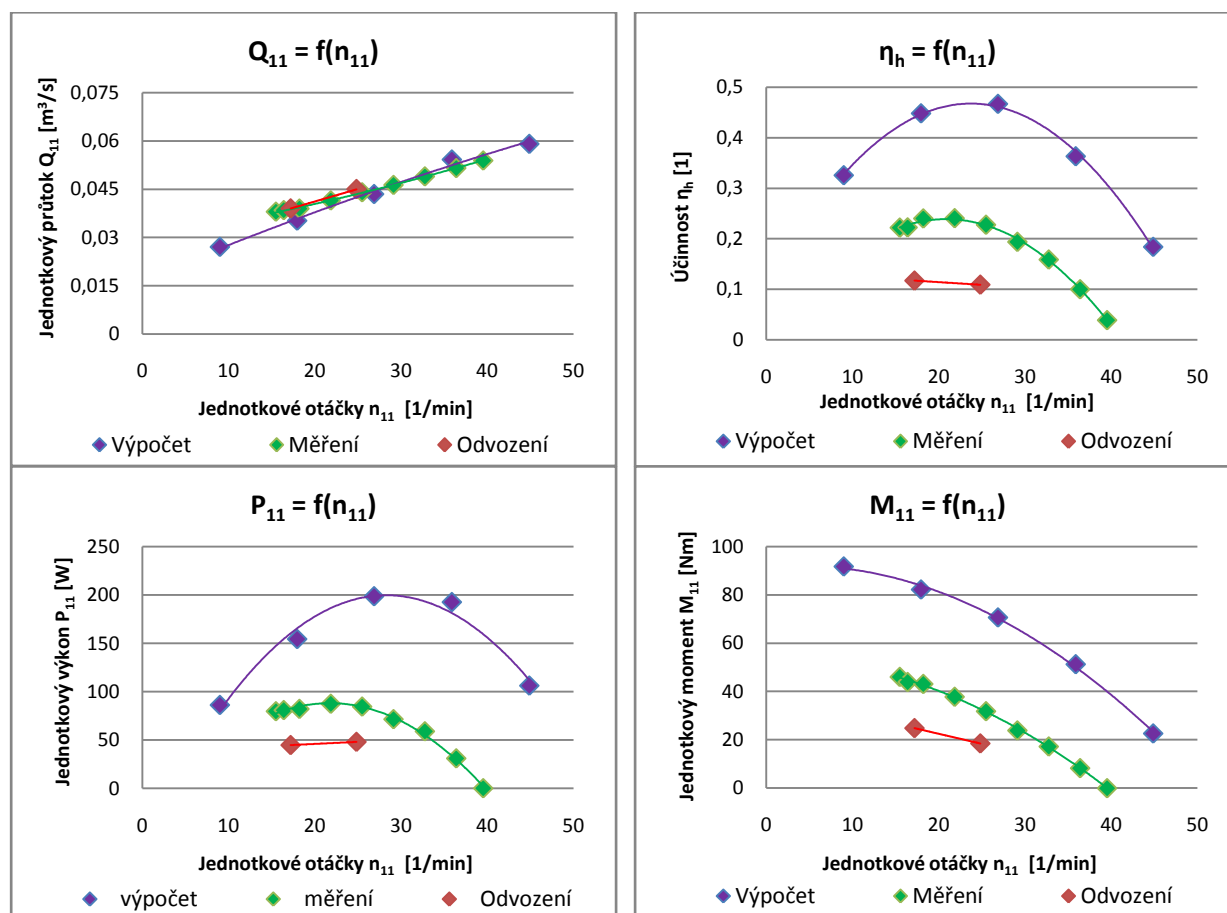
Pro jejich úspěšné vyřešení je nyní potřeba zjistit následující závislosti veličin barevně označených ploch na vířivém oběžném kole dle (Obr. 5.30).



Obr. 5.30 Barevně vyznačené kontrolní plochy na vířivém oběžném kole

Na červeně vyznačené ploše oběžného kola je k ose rotace odečten moment M_{kt} a na boční zelené a obvodové fialové ploše jsou odečteny momenty M_{kD} , průtoky a střední hodnoty rychlostního pole unášivé rychlosti. Momenty M_{kD} v softwaru Ansys - Fluent není možné vypsát. Velikost momentů M_{kD} je však malá jejich absence na výslednou hodnotu měrné energie tak bude mít minimální vliv. Pro zjednodušení odečtu a práce při zpracování dat jsou na oběžném kole vybrány celkem čtyři korečky - symetricky na každé straně oběžného kola jsou vybrány dva na proti sobě situované mezilopatkové prostory a v jejich kontrolních plochách jsou odečteny požadované veličiny. Hodnoty veličin jsou statisticky přepočítané na počet 36-ti lopatek oběžného kola. Veličiny z odvozených vztahů jsou poté přepočítány afinními vztahy na jednotkové veličiny a v grafech porovnány s vypočítanými a měřenými charakteristikami.

Charakteristiky vířivé turbíny - určené při spádu $H = 25$ m a otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min. Hodnoty získané CFD výpočtem a za použití odvozených vztahů ze 3. kapitoly a porovnané s výpočty a měřeními.



Obr. 5.31 Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik vířivé turbíny

Porovnání hodnot z odvození a měření totožného pracovního bodu určeného při otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min a spádu $H = 25$ m.

Veličiny	Hodnoty vypočítané z odvození	Naměřené hodnoty turbíny
Jednotkové otáčky $n_{11, \text{opt}}$	17,18 1/min	$18,2 \pm 0,5$ 1/min
Jednotkový průtok $Q_{11, \text{opt}}$	$0,039 \text{ m}^3/\text{s}$	$0,0389 \pm 0,00026 \text{ m}^3/\text{s}$
Jednotkový moment $M_{11, \text{opt}}$	24,83 Nm	$43,12 \pm 0,28 \text{ Nm}$
Jednotkový výkon $P_{11, \text{opt}}$	44,07 W	$82,11 \pm 5,3 \text{ W}$
Spád H_{opt}	28,03 m	$25 \pm 0,09 \text{ m}$
Účinnost $\eta_{\text{max, opt}}$	-	$21,49 \pm 1,1 \%$
Účinnost $\eta_{\text{hmax, opt}}$	11,7 %	$23,98 \pm 1,1 \%$
Specifické otáčky $n_{s, \text{opt}}$	4,23 1/min	6,07 1/min

Tab. 5.5 Porovnání optimálních provozních bodů vířivé turbíny získaných z odvození a měřeními

Hodnotou účinnosti je výpočet pomocí odvozených vzorců horší a měrná energie je nadhodnocená. Krouticí moment již vychází ve srovnání s měřeními přibližně poloviční. V pracovním bodě při spádu $H = 25$ m a otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min je průtok přes oběžné kolo $q = 17,35$ l/s vůči průtoku turbínou $Q = 6,84$ l/s, což potvrzuje tvrzení, že $q > Q$ navyšuje měrnou energii turbíny, vzhledem k měrné energii oběžného kola.

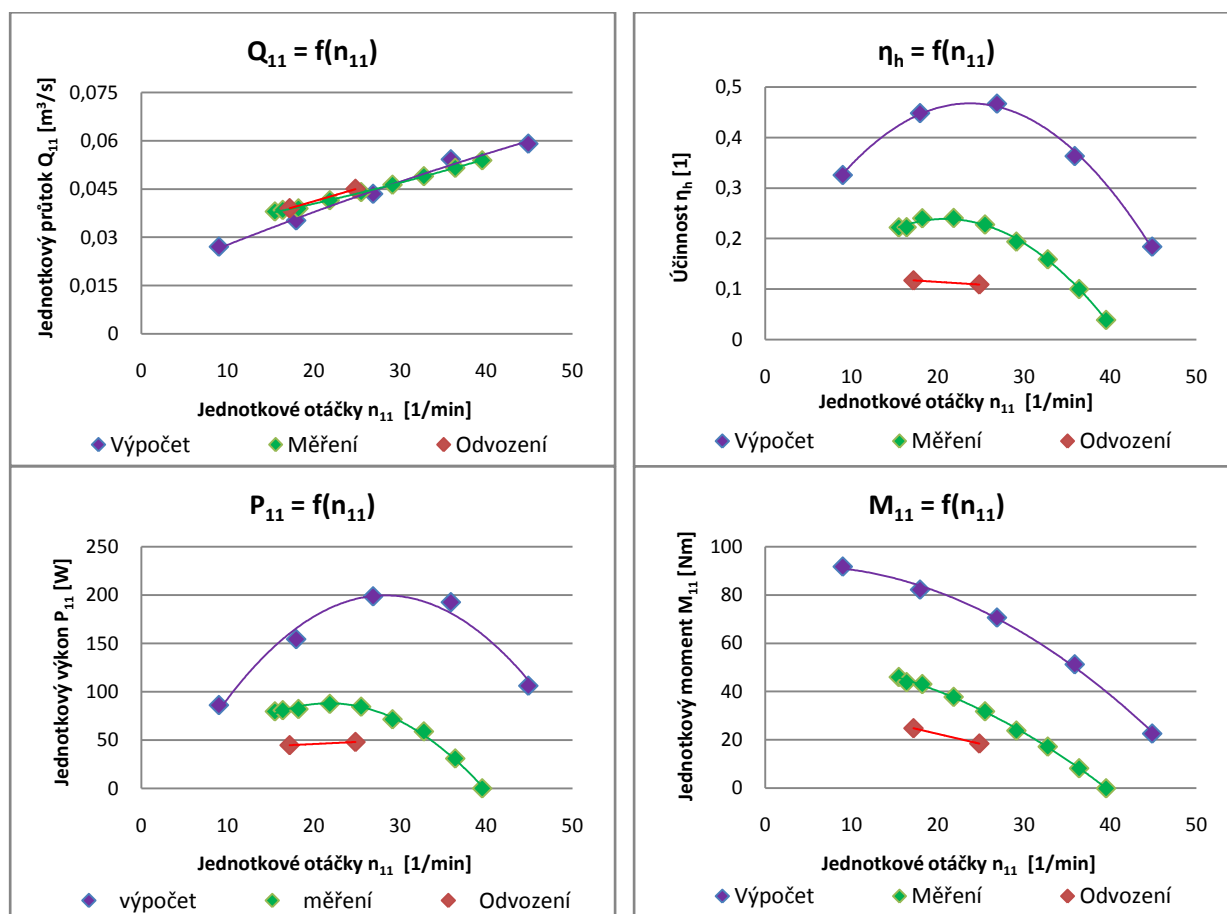
5.11 Porovnání výpočtů a měření

Výsledné hodnoty nejlepších provozních bodů vypočítané, pomocí odvozených vztahů dopočítané a měřené turbíny jsou porovnány v tab. 5.6. Vířivá turbína je měřena a počítána při spádu $H = 25$ m. Průběhy charakteristik jsou graficky porovnány na (Obr. 5.32).

Veličiny	Hodnoty z CFD výpočtů	Naměřené hodnoty turbíny	Hodnoty vypočítané z odvození
Jednotkové otáčky $n_{11, \text{opt}}$	26,86 1/min	$18,2 \pm 0,5$ 1/min	17,18 1/min
Jednotkový průtok $Q_{11, \text{opt}}$	0,0434 m ³ /s	$0,0389 \pm 0,00026$ m ³ /s	0,039 m ³ /s
Jednotkový moment $M_{11, \text{opt}}$	70,64 Nm	$43,12 \pm 0,28$ Nm	24,83 Nm
Jednotkový výkon $P_{11, \text{opt}}$	198,72 W	$82,11 \pm 5,3$ W	44,07 W
Spád H_{opt}	25,54 m	$25 \pm 0,09$ m	28,03 m
Účinnost $\eta_{\text{max, opt}}$	46,67 %	$21,49 \pm 1,1$ %	-
Účinnost $\eta_{\text{hmax, opt}}$	-	$23,98 \pm 1,1$ %	11,7 %
Specifické otáčky n_s, opt	13,96 1/min	6,07 1/min	4,23 1/min

Tab. 5.6 Porovnání optimálních provozních bodů vířivé turbíny získaných z výpočtů a měření

Turbína při výpočtu dosáhla účinnosti 46,67%. Naměřena je však pouze účinnost 21,49% (s odhadem hydraulické účinnosti $\eta_h = 23,98\%$), což je přibližně poloviční hodnota vypočítané. Tento rozdíl je u výpočtu způsoben především vyšším krouticím momentem, odečteným z plochy lopatek na oběžném kole. Průtočnost se u výpočtu a měření příliš neliší. Optimální pracovní body leží dle specifických otáček v pásmu vířivých turbín. Účinnost zjištěná z odvozených vztahů vycházejících z dat výpočtu 11,7% nejvíce odpovídá odhadu hydraulické účinnosti z měření 23,98%.



Obr. 5.32 Porovnání vypočítaných, odvozených ze vzorců a naměřených charakteristik vířivé turbíny

Důvodem vysokého rozdílu účinnosti η může být fakt, že u nedostatečně jemné sítě pro výpočet vířivé turbíny může při výpočtu krouticího momentu na plochách lopatek docházet k chybě, kterou především ovlivňuje hodnota turbulentní kinetické energie k , určené vztahem (5.11.1). Ta by měla být na neprůtočných stěnách a plochách lopatek rovna nule, protože rychlost je zde také nulová. Ale vlivem numerického schématu a časového kroku při nestacionárním výpočtu rovna nule není.

$$k = \frac{1}{2} \overline{v_i' v_i'} \quad (5.11.1)$$

Výsledky výpočtů dopočítané z odvozených vztahů je tak možné vůči měření považovat za přesnější, než výsledky zjištěné ze samotných výpočtů. Tuto skutečnost potvrzuje (Obr. 5.32). Navíc při nezanedbání momentu M_{KD} působícího na plochách ohraničujících kontrolní objem v mezilopátkovém prostoru oběžného kola v rovnici (5.10.1) může být lepší shoda výsledků s naměřenými hodnotami.

V porovnání vířivé turbíny měřené při spádu $H = 15$ m s protitlakem $p_b = 1$ baru na sání a bez něj vychází účinnostně lépe varianta měřená s atmosférickým tlakem na sání, která dosáhla účinnosti $\eta = 21,46\%$. Varianta měřená s protitlakem na sání dosáhla pouze účinnosti $\eta = 18,84\%$. Pokles účinnosti u měření s protitlakem v sacím potrubí je pravděpodobně způsoben vyšším ztrátovým průtokem skrze boční spáry a v oblasti nosu mezi bočními kanály. Dále je měřením ověřeno že, průběh odporové a průtokové charakteristiky vířivé turbíny je měřítkově totožný jako u redukčního ventilu.

Afinní vztahy jsou u vířivé turbíny ověřeny formou jednotkových veličin, kde jsou naměřené hodnoty přepočítané na jednotkové a vyneseny ve formě charakteristik do grafů (Obr 5.19). Z grafů je zřejmé že charakteristiky měřené při spádu $H = 10; 15; 20$ a 35 m se téměř přesně shodují. Charakteristiky účinnosti η se nepřepočítávají.

V rámci výpočtů je provedena studie vlivu šířky boční spáry na celkovou účinnost stroje η . Je propočítán tentýž provozní bod s tloušťkou boční spáry v rozměru $\delta = 0; 0,1; 0,25$ a $0,5$ mm. Při výpočtu beze spáry ($\delta = 0$) je účinnost $\eta = 56,9\%$. Při tloušťce boční spáry $\delta = 0,5$ je účinnost $\eta = 39,1\%$. Reálně je vlivem nepřesností výroby a opotřebení dosažitelná tloušťka boční spáry do $\delta = 0,1$ mm, při které je dle výpočtu dosaženo účinnosti $\eta = 44,97\%$.

Dále je výpočtově aplikován nesmáčivého povrch, který by mohl zvýšit účinnost stroje. Při výpočtu za použití okrajové podmínky absolutně nesmáčivého povrchu na plochách bočních kanálů, vyhrdlení a ustalovacích úseků potrubí se celková účinnost stroje η zvýšila z $46,7\%$ na $48,7\%$. Což znamená nárůst účinnosti o 2% .

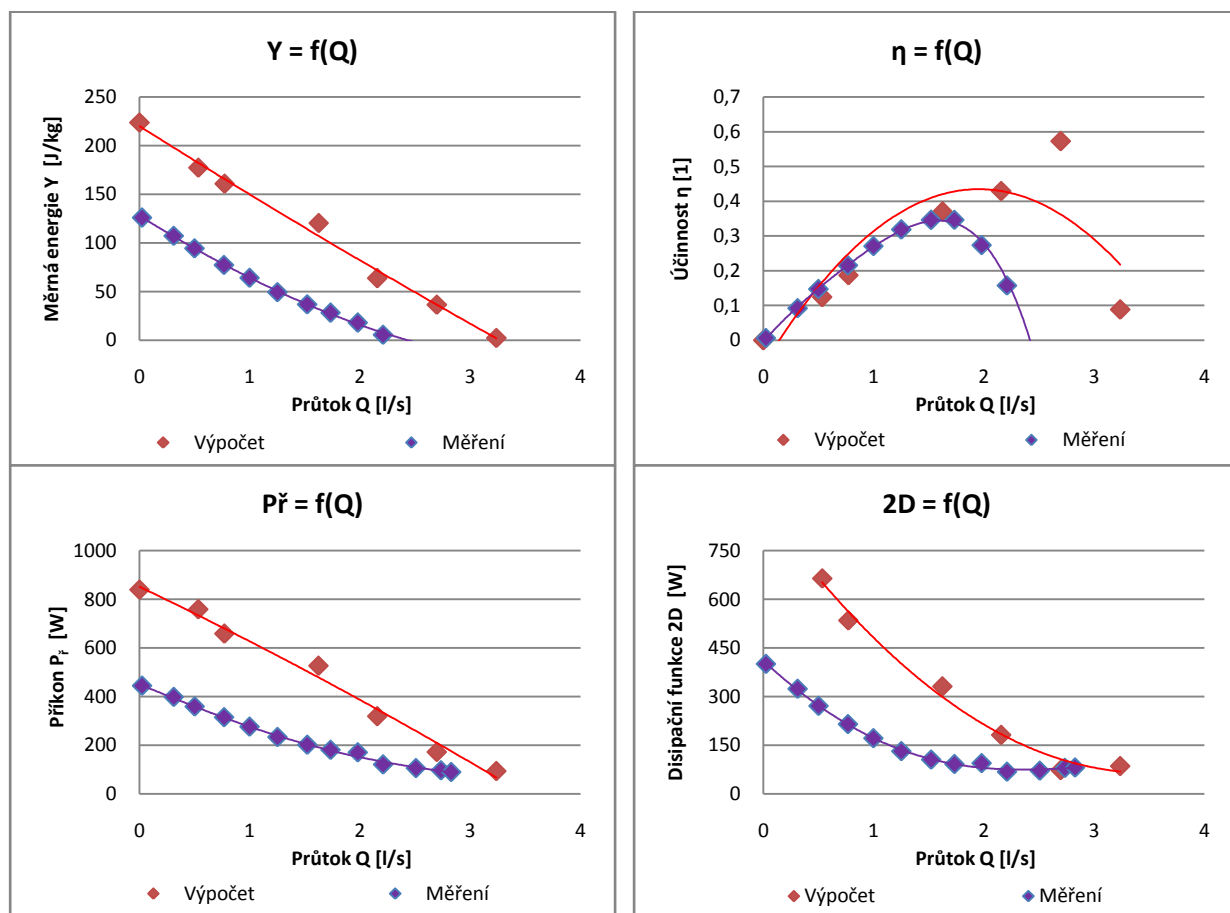
Krouticí moment vypočítaný odvozeným vztahem (3.9.48) vychází v porovnání s naměřeným momentem s mechanickými ztrátami přibližně poloviční. Odvozeným vztahem vypočítaný jednotkový moment je $24,83$ Nm a měřením $43,12$ Nm. Měrná energie je o něco málo nadhodnocená a přibližně vychází stejně jako naměřená. Průtok skrze oběžné kolo q je téměř trojnásobný oproti průtoku turbínou Q , takže dochází při $q > Q$ k navýšení měrné energie turbíny.

Vířivé čerpadlo je měřeno při otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min. Výpočet čerpadla je proveden při otáčkách $n = 1500$ 1/min a afinními vztahy přepočítán pro hodnotu otáček $n = 500$ 1/min. Výsledné hodnoty nejlepších provozních bodů měřeného a vypočítaného čerpadla jsou porovnány v tab. 5.7. Charakteristiky s celým průběhem jsou graficky porovnány na (Obr. 5.33).

Veličiny	Hodnoty z CFD výpočtů	Naměřené hodnoty
Měrná energie Y_{opt}	36,82 J/kg	$36,98 \pm 0,73$ J/kg
Dopravní výška H_{opt}	3,75 m	$3,76 \pm 0,07$ m
Průtok Q_{opt}	$0,00269 \text{ m}^3/\text{s}$	$0,00152 \pm 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$
Příkon $P_{r, opt}$	172,9 W	$202 \pm 9,5$ W
Účinnost $\eta_{max, opt}$	57,29 %	$27,83 \pm 1,14$ %
Účinnost $\eta_{hmax, opt}$	-	$34,65 \pm 1,14$ %
Specifické otáčky $n_{s, opt}$	26,06 1/min	16,36 1/min

Tab. 5.7 Porovnání optimálních provozních bodů vířivého čerpadla získaných z výpočtů a měření

Výsledné naměřené a vypočítané charakteristiky čerpadla se mezi sebou poněkud liší. Turbína při výpočtu dosáhla účinnosti 57,29%. Naměřena je však pouze účinnost 27,83% (s odhadem hydraulické účinnosti $\eta_h = 34,65\%$), což je přibližně poloviční hodnota vypočítané. U výpočtu je krouticím moment odečtený z plochy lopatek na oběžném kole podstatně vyšší než u měření. Měrná energie Y a příkon P_r jsou u výpočtu v závěrném bodě také přibližně dvojnásobné ve srovnání s měřením. Charakteristika měrné energie je v celém průběhu stabilní. Optimální pracovní body leží dle specifických otáček v pásmu vířivých čerpadel. Disipační funkce $2D$ nabývá minima vždy za optimálním bodem.



Obr. 5.33 Porovnání vypočítaných a naměřených charakteristik vířivého čerpadla

U vířivého čerpadla je ověřena platnost afinních vztahů na otáčkovém přepočtu charakteristiky měřené při otáčkách oběžného kola $n = 500$ 1/min, která je přepočítána a porovnána s charakteristikou při $n = 600$ 1/min. Otáčkové přepočty charakteristik oběžného kola dle afinních vztahů jsou v optimálním pracovním pásmu čerpadla poněkud přesné. Jen v závěrném bodě je rozdíl hodnot mezi charakteristikami měrné energie Y a příkonu P_r čerpadla přibližně 11,5%.

5.12 Závěr

Hlavním a jediným kritériem hodnocení studie v této kapitole je opět považována pouze účinnost stroje a funkční princip částečné rekuperace. Měření pro ověření funkce principu částečné rekuperace je provedeno při spádu $H = 15$ m. V porovnání vířivé turbíny měřené při spádu $H = 15$ m s protitlakem o velikosti $p_b = 1$ baru na sání a bez něj vychází účinnostně lépe varianta měřená s atmosférickým tlakem na sání, která dosáhla účinnosti $\eta = 21,46\%$ (tab. 5.4) a (Obr. 5.21). Varianta měřená s protitlakem na sání dosáhla pouze účinnosti $\eta = 18,84\%$. Pokles účinnosti u měření s protitlakem v sacím potrubí je pravděpodobně způsoben vyšším ztrátovým průtokem skrze boční spáry a v oblasti „nosu“ mezi bočními kanály. Dále je měřením ověřeno že, průběh odporové a průtokové charakteristiky vířivé turbíny je měřítkově totožný jako u tlakového redukčního ventilu.

Zakoupené vířivé čerpadlo se již povedlo bez deformací spolehlivě proměřit v čerpadlovém a turbinovém režimu. Reprezentativním výsledkem tohoto měření jsou měřítkově upravené čerpadlové a turbinové charakteristiky (Obr. 1.5 a 1.7), které jsou prezentovány v různých pracích a konferenčních článcích. Je proměřena celá turbínová a čerpadlová charakteristika, včetně zastaveného oběžného kola. Kavitační charakteristiky nejsou měřeny z důvodu omezení na měřícím okruhu, kde není zařazen sací kotel a není tak možné měnit tlak kapaliny v okruhu.

Celková naměřená účinnost je poměrně nízká. V optimálním pracovním bodě při spádu $H = 25$ m dosahuje necelých 19%. Odhad hydraulické účinnosti bez uvažování mechanických ztrát vlivem tření v uložení a bez objemové účinnosti činí přibližně 24%. Při výpočtu a totožném spádu turbína dosáhla účinnosti 46,67%. Naměřená účinnost je méně než poloviční hodnota vypočítané. Dle rychloběžnosti všechny pracovní body leží v oblasti vířivých strojů.

Formou nestacionárního výpočtu s rotující lopatkovou mříží je propočítáno proudění v interiéru vířivého čerpadla v čerpadlovém a turbinovém režimu. Bod, kde je předpokládána nejvyšší účinnost je pro srovnání počítán pomocí dvou různých nastavení okrajových podmínek na vstupu a výstupu turbíny - vstupní rychlosti s výstupním tlakem a s konstantním tlakovým spádem. Dosažené výsledky nejsou shodné. Ve srovnání s měřením se liší především velikost krouticího momentu. Vypočítaný krouticí moment je vyšší i při úvaze, že část momentu se využije na krytí mechanických ztrát v uložení a ucpávkách. U počítané varianty se zadáním konstantní vstupní rychlosti nevychází navíc také spád. Vypočítané hodnoty průtoku vychází, v porovnání s měřením, téměř shodně. Výpočetně je odzkoušena výpočetní síť se dvěma miliony buněk. Výsledky sice už nejsou v dizertační práci publikovány, ale od výsledků vypočítaných na výpočetní síti s 12 miliony buněk se v zásadě nijak neliší. Pracovní body jsou počítány nestacionárně při použití několika různých modelů turbulence ($k-\varepsilon$, $k-\omega$, RSM). Při porovnání s naměřenými hodnotami, nejlépe vychází pracovní body počítané s modelem turbulence $k-\varepsilon$. Výpočet krouticího momentu pomocí odvozeného vztahu také nijak přesně nevychází. Naopak poměrně přesně zde vycházejí přepočty pomocí afinních vztahů, u kterých je obecně známo, že u vířivých strojů bývají poněkud nepřesné. Výpočtem je dokázáno, že použití absolutně nesmáčivého povrchu na ploše bočních kanálů a ustalovacího potrubí se zvýší celková účinnost vířivé turbíny o 2% na celkovou účinnost $\eta = 48,7\%$.

Vzhledem k nízkým dosaženým účinnostem zde vzniká prostor pro optimalizaci hydraulického návrhu vířivého stroje. V následujících kapitolách jsou popsány možné principy, jak docílit lepších parametrů a vyšší účinnosti.

5.13 Fotografie vířivého čerpadla Delavan Turbo 90



Obr. 5.34 Vířivý stroj Delavan Turbo 90



Obr. 5.35 Zakončení hřídele s montážními otvory na zadní straně stroje



Obr. 5.36 Interiér vířivého stroje Delavan Turbo 90 s detailem lopatkování oběžného kola



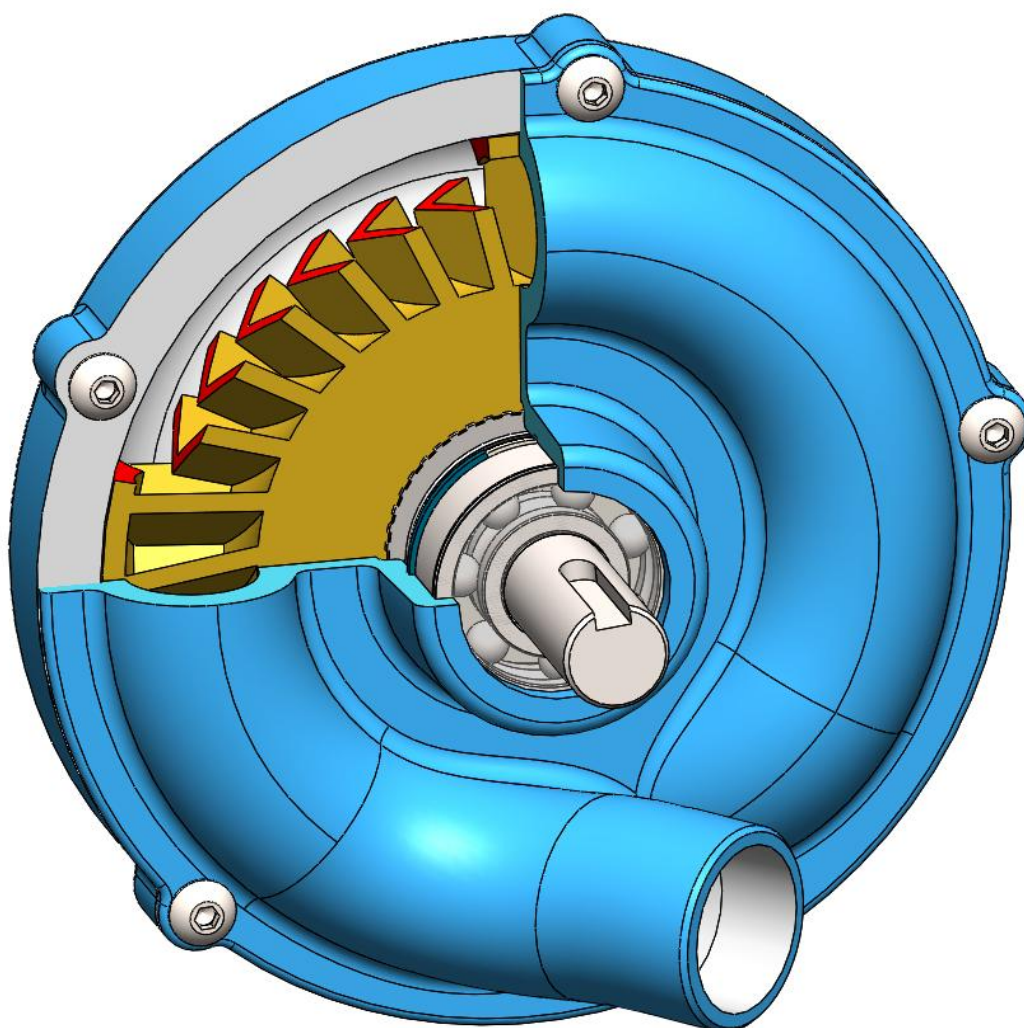
Obr. 5.37 Boční kanál vytvarovaný na zadním štítu stroje

6 Studie vířivé turbíny v in-line provedení

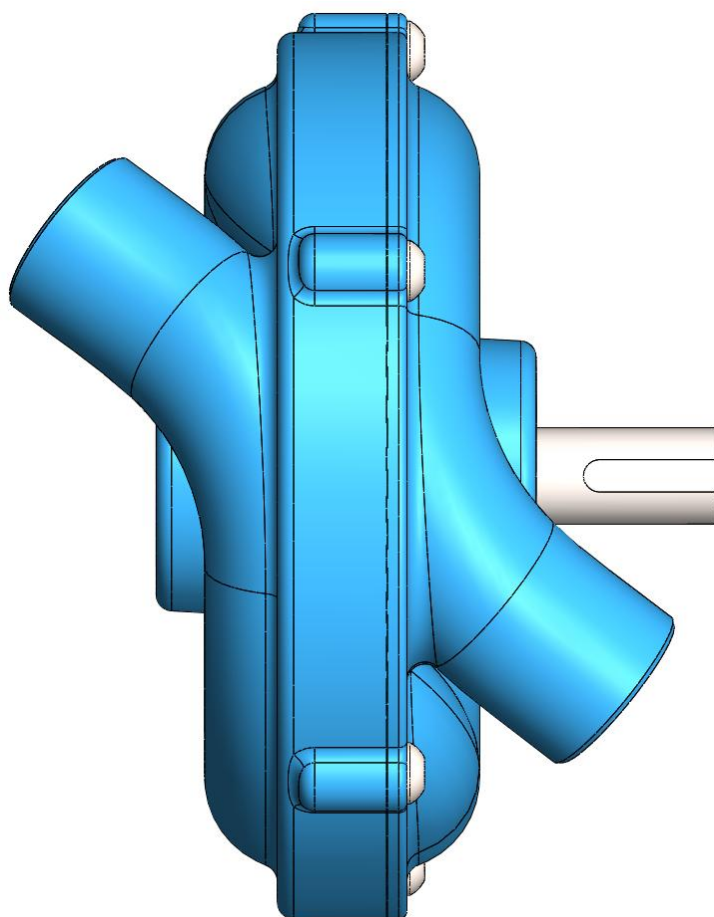
Tato kapitola obsahuje formou doporučení a náčrtků studii nově navržené vířivé turbíny pro rekuperaci přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Jsou zde použity poznatky získané v předešlých kapitolách a navržen nový model vířivé turbíny hydraulického profilu s půlkruhovým kanálem a průřezem oběžného kola. Rozměry modelu jsou úmyslně malé, aby bylo případně možné model vyrobit a následně provést měření.

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, které 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 může být vířivá turbína v in-line provedení s jedním hrdlem na každé bočnici a zjednoduší se tvarování přívodního a odtokového vyhrdlení. A navíc při použití stranově průtočného oběžného kola celkově vychází celkově jednodušší konstrukce turbíny. Dojde ke snížení a převedení části axiálního zatížení na radiální, které je jednodušší zachytit v uloženích. Zbýlá axiální síla je kompenzována vyvrtanými otvory v disku oběžného kola.

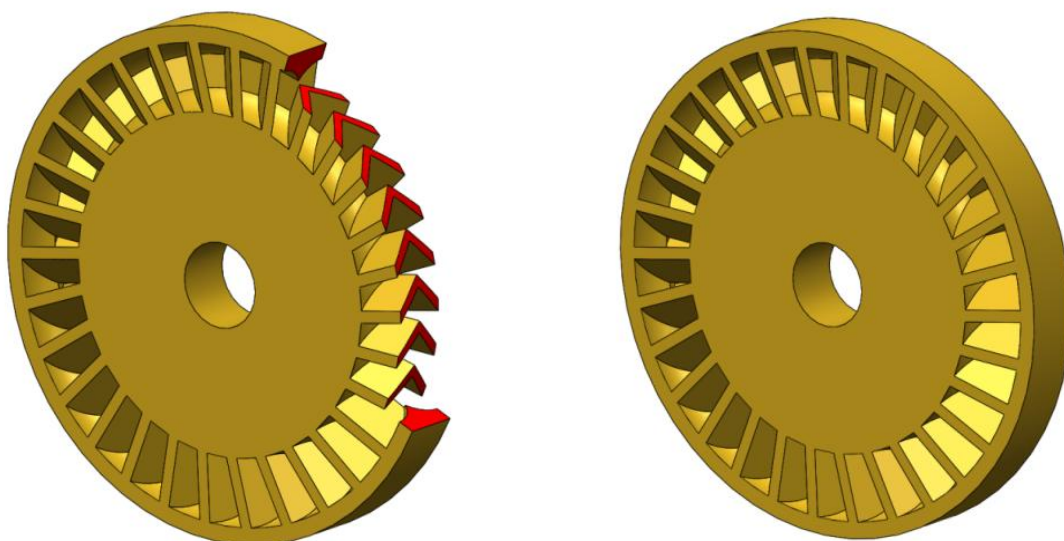


Obr. 6.1 Řez vířivé turbíny v in-line provedení



Obr. 6.2 Vířivá turbína v in-line provedení (vstup a výstup je souosý)

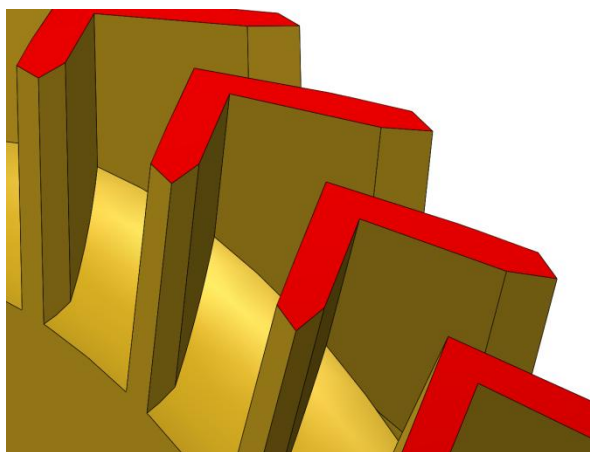
In-line provedení vířivé turbíny je řešeno za použití stranově průtočného oběžného kola, určeného pro pomaloběžné vířivé stroje. Stranově průtočné oběžné kolo má mezilopátkové prostory vedoucí z jedné strany oběžného kola na druhou a mezi nimi větší počet lopatek. Lopatky oběžného kola mohou být čistě radiální nebo mít tvar např. šípů (Obr. 6.3). Směr otáčení oběžného kola je ve smyslu proti špici lopatek. Šípové lopatkování v této práci již není propočítáno CFD programy. Na obvodu oběžného kola mohou být lopatky spojeny obručí, která zvýší jejich pevnost.



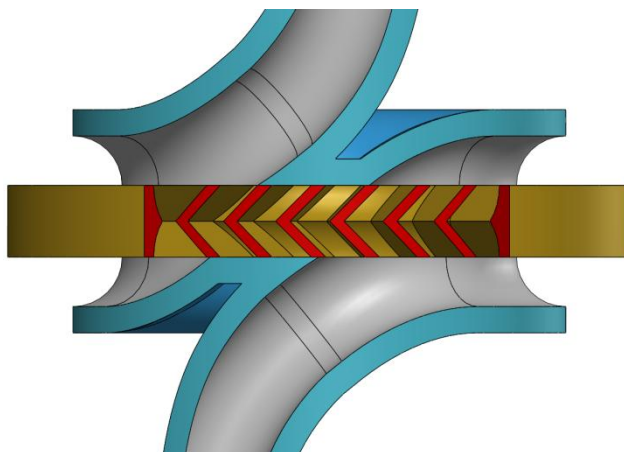
Obr. 6.3 Jeden z možných tvarů stranově průtočného oběžného kola se šípovým lopatkováním a obručí

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 náběžných 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.

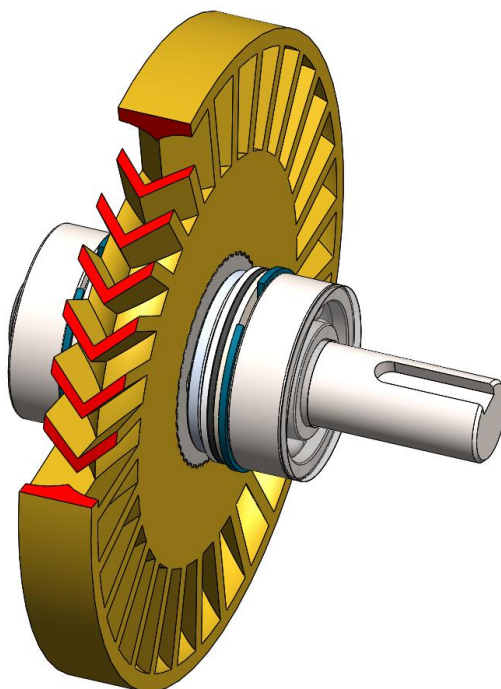


Obr. 6.4 Úprava hran lopatek oběžného kola



Obr. 6.5 řez vyústění bočních kanálů

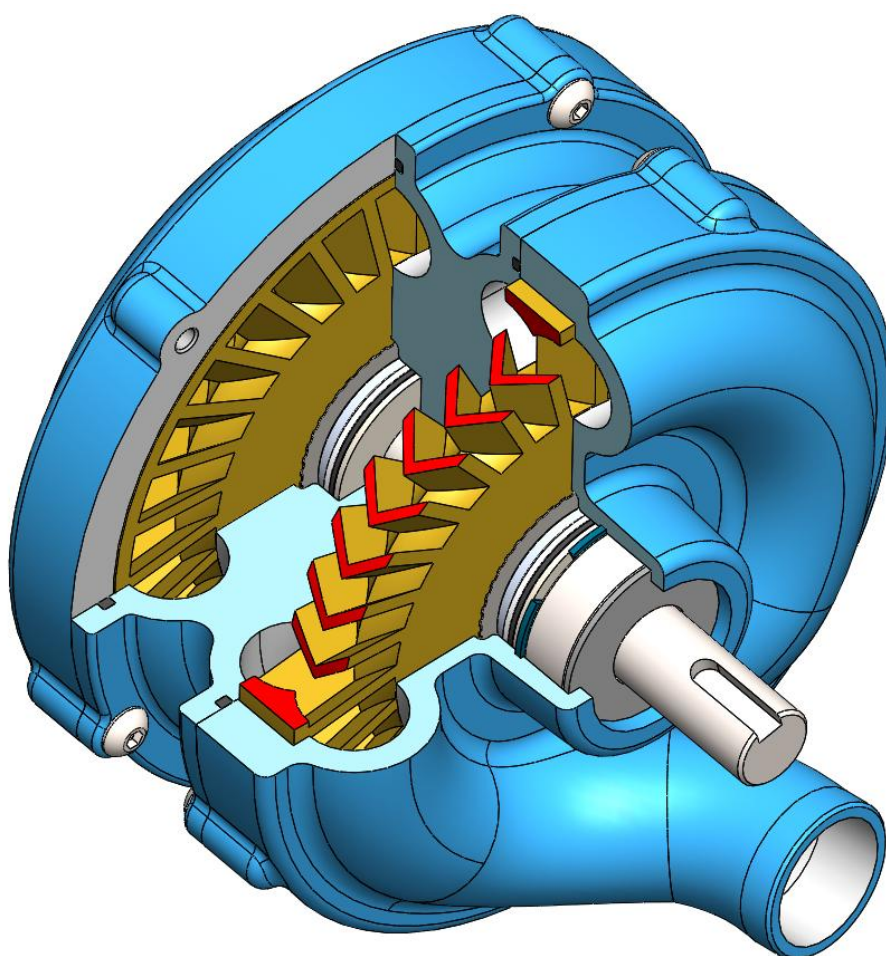
Pracovní prostor vířivé turbíny je na hřídeli utěsněn keramicko - uhlíkovými mechanickými ucpávkami, která jsou mazaná vodou. Na hřídeli je nasazen náboj, který je spojen s oběžným kolem rovnobokým drážkováním a může se s ním pohybovat v axiálním směru. Při provozu se oběžné kolo na náboji samo vystředí. 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.



Obr. 6.6 Sestava uložení hřídele

6.2 Vícestupňová vířivá turbína

Je vhodné posoudit provedení rozměrové optimalizace návrhu u vířivé turbíny. U současného návrhu (Obr. 4.50 - 4.53) 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 6-ti násobku 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. 6.7). 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. 6.7 Řez vícestupňové vířivé turbíny v in-line provedení

Nízká účinnost vířivých čerpadel a turbín je způsobena především propojením vysokotlakých a nízkotlakých částí turbíny. Velikost gradientu tlaku je závislá na tloušťce mezery mezi disky oběžného kola a statorovou částí kanálu. Proto musí být tloušťka mezery v axiálním směru velmi malá. To způsobuje potíže při technologii výroby. Tento problém je možné řešit pomocí speciálních těsnění nebo labyrintových ucpávek. Tím se dosáhne podstatného snížení tlakového gradientu mezi nízkotlakou a vysokotlakou částí turbíny. Rozdíl tlaků, který je schopná ucpávka utěsnit, závisí na velikosti mezery. Čím je mezera menší, tím vyšší je možná tlaková diference. Velikost mezery se pohybuje obvykle v desetinách milimetru.

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. Ošetření povrchů nesmáčivým povrchem je zatím prováděno formou plazmového nástřiku nebo nanášením speciálního nátěru.

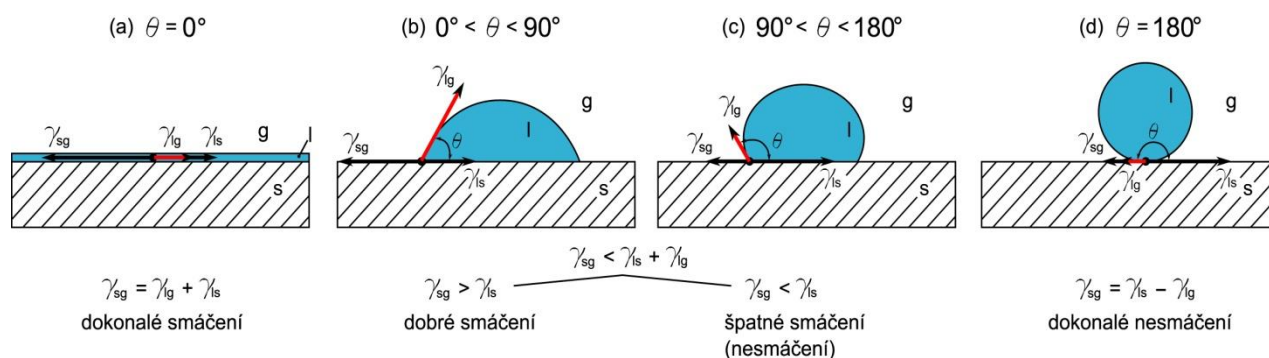
7.1 Kapka kapaliny na povrchu pevné látky [28]

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_{ls} 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, $\gamma_{sg} > \gamma_{ls} + \gamma_{lg}$, 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 $\gamma_{sg} < \gamma_{ls} + \gamma_{lg}$, 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 (7.2.1).

Kapalina, pevná látka a plyn se stýkají v křivce, označované jako linie smáčení. Podle velikosti úhlu smáčení mohou nastat tyto případy:

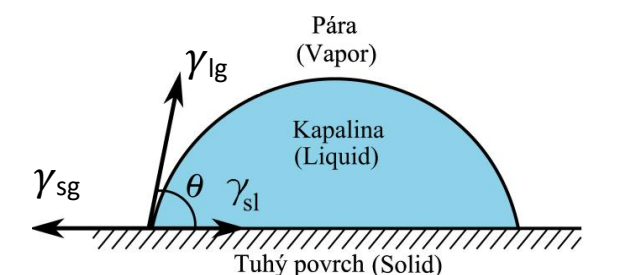


Obr. 7.1 Kapka kapaliny na povrchu pevné látky

Povrchy smáčené kapalinami jsou označovány jako lyofilní, je-li kapalinou voda, jako hydrofilní. Povrchy špatně smáčené kapalinami jsou označovány jako lyofobní, je-li kapalinou voda, jako hydrofobní. Mezní případ smáčení ($\theta = 0^\circ, \gamma_{sg} = \gamma_{ls} + \gamma_{lg}$) se nazývá dokonalé smáčení (Obr. 7.1a), limitní případ špatného smáčení ($\theta = 180^\circ$) je označován jako dokonalé nesmáčení (Obr. 7.1d).

7.2 Stanovení povrchových energií [29]

Stanovit povrchovou energii tuhého tělesa přímo je obtížné, proto se používají metody nepřímé. Jedna z nejjednodušších nepřímých metod jak toho dosáhnout je měření kontaktního úhlu. Kontaktní úhel kapky kapaliny na tuhém povrchu je definován mechanickou rovnováhou kapky pod účinkem tří mezifázových napětí: těleso-pára, těleso-kapalina a kapalina-pára (Obr. 7.2).



Obr. 7.2 Mechanická rovnováha kapky kapaliny [29]

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

$$\gamma_{sg} = \gamma_{ls} + \gamma_{lg} \cdot \cos\theta \quad (7.2.1)$$

Indexy γ_{sg} , γ_{ls} a γ_{lg} značí z angličtiny solid-gas (těleso-pára), liquid-solid (kapalina-těleso) a liquid-gas (kapalina-pára). Všechny výpočetní modely použité v této práci vycházejí z této rovnice. Modely jsou rozděleny podle počtu použitých kapalin na jedno-, dvou-, tří-kapalinové a regresní.

7.2.1 Jedno-kapalinový model (Kwok-Neumannův model)

Jedno-kapalinové modely jsou odvozeny na základě mnoha různých teorií. Jednu skupinu tvoří modely založené na termodynamické rovnici rovnováhy vyjádřené ve vztahu

$$\gamma_{ls} = f(\gamma_{lg} + \gamma_{sg}). \quad (7.2.2)$$

Do této skupiny patří i Kwok-Neumannův model použitý v této práci. Kwok a Neumann navrhli tento tvar stavové rovnice

$$\gamma_{ls} = \gamma_{lg} + \gamma_{sg} - \sqrt{\gamma_{lg} \cdot \gamma_{sg}} \left(1 - 0,0001057(\gamma_{lg} - \gamma_{sg})^2\right) \quad (7.2.3)$$

což v kombinaci s Youngovou rovnicí vede na tvar

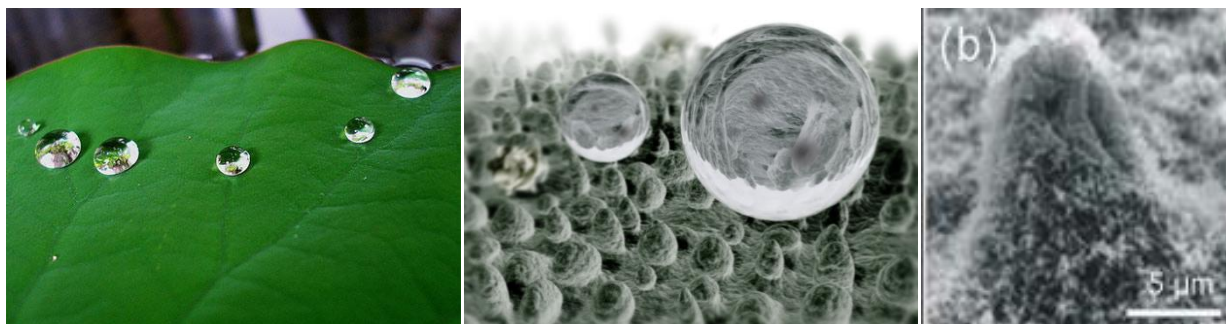
$$\cos\theta = -1 + 2 \left(\frac{\gamma_{sg}}{\gamma_{lg}}\right)^{1/2} \left(1 - 0,0001057(\gamma_{lg} - \gamma_{sg})^2\right) \quad (7.2.4)$$

Více-kapalinovými modely se tato rešerše již dále nezabývá.

7.3 Nesmáčivé povrchy v praxi

7.3.1 Přírodní nesmáčivé povrchy

V přírodě je možné nalézt ultrahydrofobní povrch na lotosovém listu (Obr. 7.3). Kontaktní úhel θ na povrchu lotosového listu dosahuje hodnoty přibližně 147° .



Obr. 7.3 Kapka kapaliny na ultrahydrofobním povrchu lotosového listu [30], [31], [32]

7.3.2 Aplikace částečně nesmáčivého povrchu na plochy odstředivého čerpadla [33]

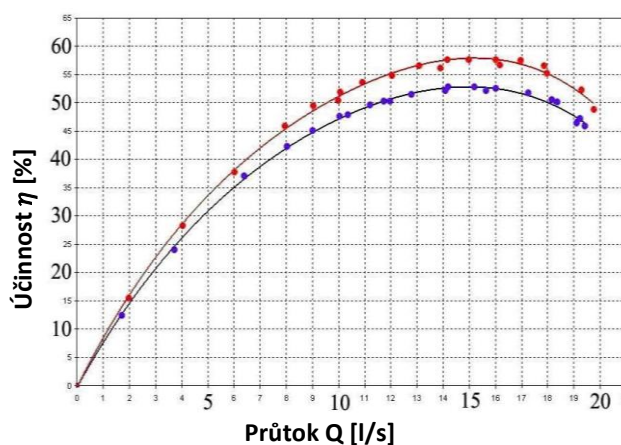
Vnitřní části odstředivého čerpadla BETA 26 (Obr. 7.4) jsou ošetřeny speciálním částečně hydrofobním nátěrem na bázi Belzony pro zvýšení účinnosti. Výsledky experimentu jsou uvedeny v



Obr. 7.4 Plochy čerpadla Beta 26 po aplikaci nesmáčivého nátěru na bázi Belzony [33]

následujícím obrázku (Obr. 7.5), ze kterého je zřejmé, zvýšení účinnosti o 5% v optimálním pracovním bodě. Jedná se o povlak s relativně vysokou povrchovou energií, takže ke zvýšení účinnosti, může také pomoci snížení drsnosti vnitřních povrchů u odlitků čerpadla.

Měření čerpadla probíhalo při otáčkách oběžného kola $n = 1500$ 1/min. Modrá charakteristika je měřená před a červená po nanesení nesmáčivého povrchu.

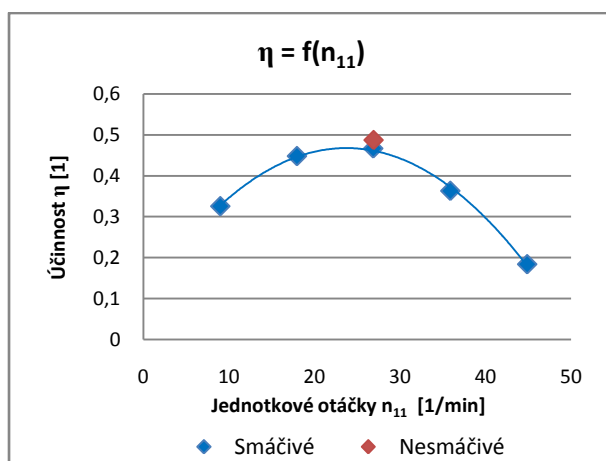


Obr. 7.5 Charakteristiky odstředivého čerpadla s částečně nesmáčivým povrchem [33]

7.3.3 Využití nesmáčivých povrchů při konstrukci vířivých strojů

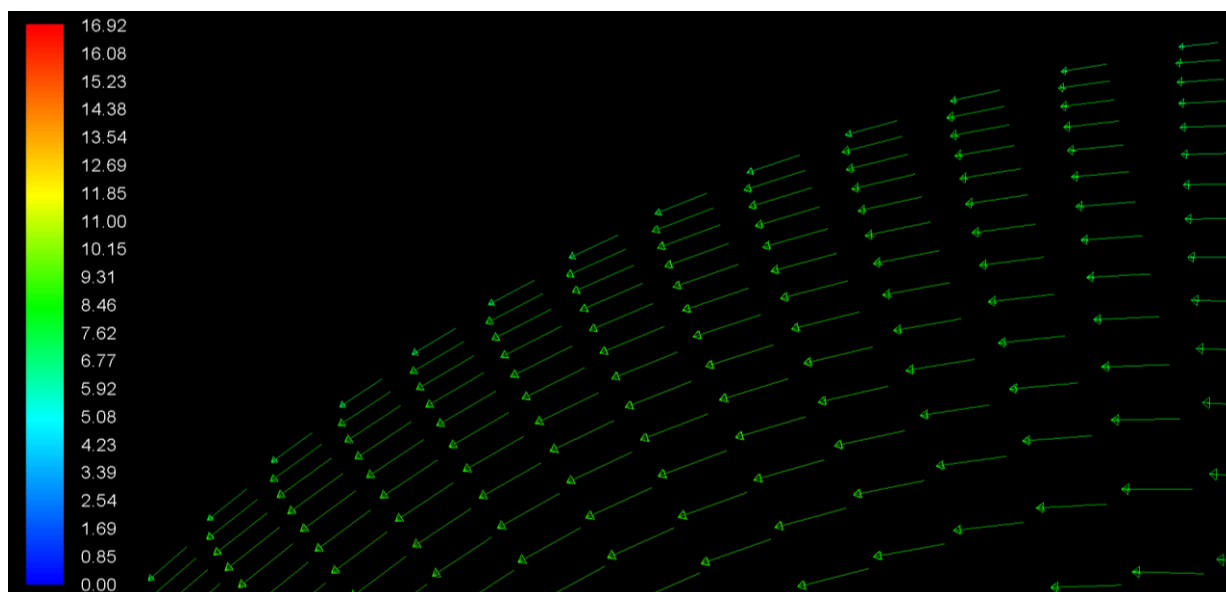
U vířivých strojů dochází při proudění kapaliny z oběžného kola do bočních kanálů k vysokému smykovému napětí na ploše bočních kanálů. To zvyšuje hydraulické ztráty vlivem tření kapaliny o stěny bočních kanálů. Na plochu bočních kanálů a potrubí může být aplikována nesmáčivá vrstva. Pouze však na obtékaném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

Na (Obr. 7.6) je proveden výpočet vířivého čerpadla v turbínovém režimu Delavan Turbo 90 pro pracovní bod počítaný s nastavením z kap. 5.3 a s okrajovými podmínkami odpovídajícími pracovnímu bodu z tab. 5.3, naměřenému při spádu $H = 25$ m. Pro simulaci dokonale nesmáčivého povrchu bočních kanálů je použito okrajové podmínky symetrie. Dokonalou nesmáčivostí je v podstatě je modelována situace, jako by se kapalina v interiéru turbíny nedotýkala žádné plochy.



Obr. 7.6 Rozdíl účinností při použití nesmáčivých povrchů na bočních kanálech

Na (Obr. 7.7) je znázorněno pole rychlostí v řezu vířivou turbínou. Rychlosti od středu ke stěnám jsou téměř konstantní. Použití nesmáčivého povrchu na ploše bočních kanálů zvýšilo účinnost η o 2% ze 46,7 na 48,7%.



Obr. 7.7 Rychlostní pole vířivé turbíny u stěny bočního kanálu s nesmáčivým povrchem (stupnice v m/s)

8 Závěr

V dizertační práci je teoreticky i experimentálně zkoumán hydraulický stroj, 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.

Úvodní kapitola dizertační 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. Detailní informace jsou publikovány v dílčích závěrech na konci jednotlivých kapitol.

Pro ověření funkce částečné rekuperace, byl na základě vlastních poznatků vyroben plastový model vířivé turbíny, jehož prvotní vize návrhu vznikla již v diplomové práci autora s názvem Studie turbíny s vířivým oběžným kolem [25] a dokončena byla v pozdější době. Vyrobený model (Obr. 4.16) nebylo možné spolehlivě proměřit z důvodu velkých deformací způsobených pružností plastu a vysokým tlakem v interiéru stroje. Aby při měření nedocházelo k deformacím, které negativně ovlivňují vlastnosti stroje, je vhodné použít turbínu vyrobenou z kovového materiálu. Poté je možné objektivněji porovnat výsledky měření s hodnotami získanými výpočtovým modelováním. Současná koncepce konstrukce vířivé turbíny s oboustranným vířivým oběžným kolem není úplně vhodná, z důvodu dvojice vstupů a výstupů na každé straně skříně. Navíc hydraulické stroje s oboustranným vtokem jsou náchylné na dynamické problémy spojené s tlakovými a průtokovými pulzacemi a kmitáním. U in-line provedení, které lze umístit jako náhradu za armaturu nebo část potrubí, je vhodné, aby byl na každé straně stroje pouze jeden vstup nebo výstup. Rozpracování funkčního vzorku do podoby prototypu zatím brání příliš malá účinnost měřeného modelu. Pro dosažení vyšších účinností a výkonů je nutný návrh vířivé turbíny zdokonalit. Zkušenosti z měření byly využity při následných měřeních. V 6. kapitole je předpovězen budoucí vývoj vířivé turbíny.

Z důvodu problémů při měření turbíny s vířivým oboustranným oběžným kolem bylo následně zakoupeno komerčně vyráběné vířivé čerpadlo, vyrobené z kovového materiálu (Obr. 5.1), na kterém byla úspěšně proměřena čerpadlová a turbínová charakteristika a ověřena funkce částečné rekuperace energie. Účinnost rekuperace se při spádu 15 metrů pohybuje okolo 19%. Nastává zde tedy prostor pro optimalizaci hydraulického návrhu turbínového ventilu a všeobecně vířivých strojů. Kapitola Studie vířivého stroje DELAVAN TURBO 90 v dizertační práci obsahuje výpočet a měření pro několik nastavení spádů a proměření charakteristiky při spádu $H = 10$ m v celém rozsahu otáček, včetně zastaveného oběžného kola. Dále výpočet a měření čerpadlového režimu včetně ověření platnosti a přesnosti afinních vztahů u vířivých strojů, kde se prokázalo, že afinní vztahy jsou pro vířivé čerpadlo dostatečně přesné. Analýzu proudění v bočních spárách a studii, ve které je prokázán zásadní vliv tloušťky boční spáry na výslednou účinnost a funkci vířivé turbíny. Použití teoreticky odvozených vztahů ze 3. kapitoly pro krouticí moment M_k (3.9.48) a měrnou energii Y (3.9.66) vířivé turbíny přesnost výsledků CFD

výpočtů výrazně zlepšilo. Výsledky výpočtů dopočítaných z odvozených vztahů je tak možné vůči měření považovat za přesnější, než výsledky zjištěné ze samotných CFD výpočtů. U vířivého stroje (Obr. 5.1) tuto skutečnost potvrzuje např. (Obr. 5.32). Při nezanedbání momentu M_{KD} působícího na plochách ohraničujících kontrolní objem v mezilopatkovém prostoru oběžného kola v rovnici (5.10.1) může být lepší shoda výsledků s naměřenými hodnotami. A porovnání výsledků teoreticky odvozených vztahů ze 3. kapitoly s vypočítanými hodnotami, které potvrzují, že průtok oběžným kolem je vyšší, než průtok vířivým strojem a dochází k navýšení měrné energie turbíny, vzhledem k měrné energii oběžného kola. To je jeden z mnoha nutných předpokladů pro správně navrženou vířivou turbínu.

Výpočty proudění u vířivých strojů jsou stále velmi obtížné. Je nutné vytvořit kvalitní výpočetní síť, u které bude analyzováno víření v interiéru stroje a proudění v bočních spárách při rotujícím oběžném kole. To vede na výpočetní síť s vysokým počtem prvků a na použití pokročilých výpočetních metod, vhodných pro vířivé struktury. Dalším problémem je výpočetní výkon a zvládnutí výpočtu v reálném čase. Také proto byl jako základ výzkumu použit již vyrobený vířivý stroj (Obr. 5.1). Hodnota vypočítaného krouticího momentu je u obou vířivých strojů ze 4. a 5. kapitoly podstatně vyšší, než naměřená. Rozdílnost naměřené a vypočítané hodnoty krouticího momentu (účinnosti) z CFD výpočtů vířivých strojů je pravděpodobně způsobena nepřesným dopočítáním krouticího momentu na plochách lopatek v CFD programu. Nepřesnost hodnoty krouticího momentu z CFD výpočtu může např. ovlivnit hodnota turbulentní kinetické energie k , určená vztahem (5.11.1). Ta by měla být na neprůtočných stěnách a plochách lopatek rovna nule, protože rychlost je zde také nulová. Ale vlivem numerického schématu při nestacionárním výpočtu rovna nule není. Naměřené hodnoty tlaků, průtoku a otáček oběžného kola jsou přibližně stejné jako u CFD výpočtů vířivých strojů nebo jsou přímo jejich okrajovými podmínkami.

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. 7.6).

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. 2.2) z literární rešerše [14], která dosahuje při spádu $H = 14$ m účinnosti $\eta = 54\%$. Je to výzva pro budoucí výzkum a vývoj.

Během studia bylo publikováno několik článků zabývajících se tématem dizertační 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.

V technické praxi dosud není známo využití vířivých strojů pracujících v turbínovém režimu, jako náhrady tlakového redukčního ventilu, pro částečnou rekuperaci přebytečné tlakové energie v potrubním systému. Dizertační práce je jednou z prvních vědeckých prací, kde jsou tyto nové možnosti publikovány. Vytyčené cíle dizertační práce stanovené v pojednání ke státní doktorské zkoušce jsou úspěšně splněny.

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] FIALOVÁ, Simona. *Čerpadlo pro mimotělní oběh*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 68 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. František Pochylý, CSc
- [4] DANČÁK, Z. *Teoreticko-experimentální stanovení měrné energie vířivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Simona Fialová, Ph.D.
- [5] YAMAZAKI, Sh.; TOMITA Yu.: *Research on the performance of regenerative pump with inclined vanes. Influence of pump elements*. Transactions Jap. Society of Mechanical Engineering, 37 (295), 1971, July, pp. 1336-1342.
- [6] BLÁHA, J.; BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997, 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- [7] Článekové vířivé čerpadlo. Delavan, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.delavanagpumps.com
- [8] Vířivé čerpadlo. SIHI Pumps, [online]. Dostupné z: www.sihi-pumps.com
- [9] DOUBRAVA, J. a kolektiv. *Regulační armatury*. Česká Třebová, LDM 2000
- [10] Článekové čerpadlo. Neptuno Pumps, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.neptunopumps.com
- [11] Vířivý kompresor. Mivalt, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.mivalt.cz
- [12] Řez vířivým kompresorem. Buschvacuum, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.buschvacuum.com
- [13] 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.
- [14] BAJBAKOV, O.V.: *Vichrevyje gidraličeskie mašiny*. Mašinostrojenie, 1981.
- [15] V. M. Cherkassky: *Čerpadla, ventilátory, kompresory*. Eněrgoatomizdat, MOSKVA 1984. 416 s.
- [16] BYLSMA, S. Self-purging regenerative turbine pump US3558236, Jan 26, 1971.
- [17] KRYSTÓF, G.: *Mechanical simulation of a side channel pump*. International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary 2003
- [18] MEAKHAIL, T.; PARK, S.O. *An improved theory for regenerative pump performance*. Department of Aerospace Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Taejon, Republic of Korea 2004
- [19] Palivové čerpadlo od firmy Bosch. Bosch, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.bosch.com

- [20] Pístové čerpadlo. Heads, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: www.heads.com.pl
- [21] Soustrojí Peltonovy důlní přečerpávací elektrárny. Czech Industry, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: <http://www.casopisczechindustry.cz/products/hlubinny-dul-na-ostravsku-se-stane-akumulatorem-elektricke-energie/>
- [22] FLEDER, Annika. *Numerická a experimentální studie vlivu důležitosti geometrických parametrů na výkon čerpadel s bočním kanálem s ohledem na ztráty při proudění*. Kaiserslautern, Německo 2015. pp. 154. ISBN 978-3-8440-3990-0.
- [23] POCHYLÝ, F. *Přednášky k předmětu: Fluidní inženýrství*. Brno: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [24] JANDOUREK, P; FIALOVÁ, S; POCHYLÝ F.; SOUKUP L. *Valve exploiting the principle of a side channel turbine*. 28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Grenoble, France 2016.
- [25] JANDOUREK, Pavel. *Studie turbíny s vířivým oběžným kolem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 72 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [26] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vydání. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [27] VLČEK, Petr. Modelování turbulentního proudění, [online]. České Vysoké Učení Technické v Praze, 21s. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [28] 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
- [29] POCHYLÝ, František. *Nesmáčivé povrchy*. Výzkumná zpráva. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 65 s.
- [30] Kapka kapaliny na ultrahydrofobním povrchu lotosového listu, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: <https://www.assignmentexpert.com/blog/wp-content/uploads/2014/08/Lotus-Leaf.jpg>
- [31] Kapka kapaliny na ultrahydrofobním povrchu lotosového listu, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0c/Lotus2mq.jpg>
- [32] Kapka kapaliny na ultrahydrofobním povrchu lotosového listu, [online]. [Cit. 2016-09-01]. Dostupné z: http://spie.org/Images/Graphics/Newsroom/Imported/1441/1441_fig1.jpg
- [33] POCHYLÝ, F.; FIALOVÁ, S.; KOZUBKOVÁ, M.; ZAVADIL, L. *Assessment of cavitation creation depending on the surface wettability*. In IOP Conference Series- Earth and Environmental Science. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. BRISTOL BS1 6BE, ENGLAND: IOP PUBLISHING LTD, DIRAC HOUSE, TEMPLE BACK, BRISTOL BS1 6BE, ENGLAND, 2010. s. 839-846. ISSN: 1755-1315.

Seznam použitých symbolů

Seznam použitých veličin

Symbol	Jednotka	Význam	Kapitola
a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení	3.1
a	-	vektor	
A_k	-	funkce	
b	m	šířka oběžného kola	3
b	-	vektor	
c	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	absolutní rychlost	5
c	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	vstupní rychlost	
c_m	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	meridiální rychlost	
c_{m0}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
c_u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	složka absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti	
d_p	Pa	tlaková diference	
d_k	m	průměr bočního kanálu (průměr hydraulické části)	
D	m	průměr oběžného kola	
D_{krit}	m	kritérium jednodoménového charakteru částic	
e	-	vektor	
f	m^2	plocha průřezu bočního kanálu	
F	N	síla	
F_a	N	axiální síla	
F_r	N	radiální síla	
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení	2
h	m	ztrátová výška	
h	m	výška tlakových snímačů	
h_z	m	ztrátová výška	
h_k	-	funkce	
H	m	spád na turbínu / dopravní výška čerpadla	
H_d	m	výška mezi snímači	
H_T	m	spád na turbínu	
l	m	délka bočního kanálu	
k	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	kinetická energie turbulence	
K_v	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	průtokový součinitel	
m	kg	hmotnost	2
m	-	parametr	
M_D	$\text{N} \cdot \text{m}$	krouticí moment od smykových sil	
M_k	$\text{N} \cdot \text{m}$	krouticí moment	
M_{k0}	$\text{N} \cdot \text{m}$	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
M_{kA}	$\text{N} \cdot \text{m}$	krouticí moment připadající na boční kanál s označením A	
M_{kB}	$\text{N} \cdot \text{m}$	krouticí moment připadající na boční kanál s označením B	
M_{kD}	$\text{N} \cdot \text{m}$	moment působící na plochách oběžného kola ohraničujících kontrolní objem v mezilopatkovém prostoru	
M_{kt}	$\text{N} \cdot \text{m}$	moment působící na nefunkčních plochách oběžného kola	
M_t	$\text{N} \cdot \text{m}$	krouticí moment od smykových sil	
M_o	$\text{N} \cdot \text{m}$	ohybový moment	
M_{ox}	$\text{N} \cdot \text{m}$	ohybový moment	
M_{oy}	$\text{N} \cdot \text{m}$	ohybový moment	
M_{OK}	$\text{N} \cdot \text{m}$	moment dodávaný tekutině oběžným kolem	
M_{11}	$\text{N} \cdot \text{m}$	jednotkový moment	

Symbol	Jednotka	Význam	Kapitola
n	min^{-1}	otáčky oběžného kola	3
$\mathbf{n}$	-	jednotkový vektor	
n_0	min^{-1}	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
n_{11}	min^{-1}	jednotkové otáčky	
n_b	-	součinitel rychloběžnosti	
n_{pt}	min^{-1}	průběžné otáčky oběžného kola turbíny	
n_s	min^{-1}	specifické otáčky	
n_{st}	min^{-1}	specifické otáčky turbíny	
$n_{sč}$	min^{-1}	specifické otáčky čerpadla	
n_T	min^{-1}	otáčky oběžného kola turbíny	
p	Pa	statický tlak	
P_b	Pa	protitlak na sání	
p_t	Pa	totální tlak	
p_T	Pa	tlakový spád	
P	W	výkon	
$P_{\tilde{r}}$	W	příkon	2
P_{f0}	W	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
P_{11}	W	jednotkový výkon	
q	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	plošný průtok	
q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	průtok oběžným kolem	
Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	objemový průtok	
Q_0	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
Q_A	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	průtok připadající na boční kanál s označením A	
Q_B	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	průtok připadající na boční kanál s označením B	
Q_C	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	celkový průtok	
Q_M	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	hmotnostní průtok	
Q_s	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	skutečný průtok	
Q_T	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	průtok turbínou	
Q_{11}	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	jednotkový průtok	
r	m	vzdálenost bodu od počátku souřadnicového systému	3.3.5
r_T	m	poloměr těžiště plochy	
S	m^2	plocha průřezu	
t	m	tloušťka lopatky oběžného kola	
T	-	těžiště plochy	
u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	obvodová rychlost kola	
u	m	posunutí	
u_0	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost proudění v potrubí	
V	m^3	objem	
V_{OK}	m^3	objem tekutiny v oběžném kole	
w	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	relativní rychlost	
w_u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	složka relativní rychlosti do směru unášivé rychlosti	
x	-	osa souřadnicového systému	
x	1	počet lopatek oběžného kola	4
y	-	osa souřadnicového systému	
y_+	-	bezrozměrná vzdálenost nejbližšího uzlu	
Y	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	měrná energie	
Y_0	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
z	-	relativní otevření	
$2\mathcal{D}$	W	disipační funkce	

Symbol	Jednotka	Význam	Kapitola
$2\mathcal{D}_0$	W	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
$2\mathcal{D}_K$	W	disipace v prostoru oběžného kola	
$2\mathcal{D}_S$	W	disipace v prostoru spirály (bočních kanálech)	
α	°	úhel lopatky	
β	°	úhel lopatky	
γ_{lg}	$J \cdot m^{-2}$	povrchové napětí na rozhraní kapalina - plyn	
γ_{ls}	$J \cdot m^{-2}$	povrchové napětí na rozhraní těleso - kapalina	
γ_{sg}	$J \cdot m^{-2}$	povrchové napětí na rozhraní těleso - plyn	
Γ	m^2	neprůtočná plocha	
δ	m	tloušťka boční spáry	
δ	-	Kroneckerovo delta	3
ε	-	Levicitův tenzor	
ε	$m^2 \cdot s^{-3}$	disipace kinetické energie	5
Δ	-	rozdíl	
Δp	Pa	tlakový spád na ventilu	
Δp_0	Pa	tlakový spád na ventilu o velikosti 1 baru	
Δt	s	rozdíl času	
η	1; %	účinnost	
η_0	1; %	prvotní hodnota pro afinní přepočet	
η_h	1; %	hydraulická účinnost / odhad hydraulické účinnosti	
η_o	1; %	objemová účinnost	
μ	$Pa \cdot s$	dynamická viskozita	
μ_T	$m^2 \cdot s^{-1}$	turbulentní viskozita	
ξ	-	ztrátový součinitel	
π	-	Ludolfovo číslo	
Π	-	nevratná část tenzoru napětí	
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota látky při provozní teplotě	
ρ_0	$kg \cdot m^{-3}$	hustota vody při teplotě 20°C	
θ	°	kontaktní úhel (úhel smáčení)	
Φ	-	potenciál	
ω	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost	
ω	s^{-1}	vířivost (vír rychlosti)	4, 5
ω	s^{-1}	specifická disipace energie	
Ω	$rad \cdot s^{-1}$	vektor úhlové rychlosti	5.3

Seznam použitých indexů

Index	Význam
1	počáteční stav
2	koncový stav
ijk, klm	směry souřadnicových systémů
max	maximum
min	minimum
opt	optimum
stř	střední
S	sací strana lopatky
T	tlaková strana lopatky

Seznam použitých zkratek

Zkratka	Význam
BLDC	B rushless d irect c urrent
CFD	C omputational f luid d ynamics
EU	E nergetický ú stav
FSI	F akulta s trojního i nženýrství
LDA	L aser D oppler a nmometry
PIV	P article i mage v elocimetry
USA	U nited S tates of A merica
VUT	V ysoké u čení t echnické v Brně
RNG	R enormalization g roup m ethod
RSM	R eynolds s tress m odel
SIMPLE	S emi-implicit m ethod for p ressure-linked e quations
SST	S hear s tress t ransport