



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ŘÍZENÍ VÍROVÉHO PROUDĚNÍ V SACÍ TROUBĚ VODNÍ TURBÍNY

FLOW CONTROL IN A HYDRAULIC TURBINE DRAFT TUBE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Litera

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jiří Litera**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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

Řízení vírového proudění v sací troubě vodní turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V sací troubě Francisovy turbíny dochází v mimooptimálních režimech ke vzniku vírového copu, který je zdrojem nízkofrekvenčních tlakových pulzací. Snahou je tyto pulzace zmírnit nebo zcela eliminovat. Diplomová práce se zaměří na identifikaci nejvhodnějších míst pro umístění řídicích prvků a následně na potlačení vírového copu.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce by se měla zaměřit na následující cíle:

- rešerše z oblasti problematiky vírového copu v oblasti podoptimálního zatížení Francisovy turbíny
- identifikace míst vhodných pro vstřikování vody s cílem zamezení vzniku vírového copu (výpočtové modelování na základě experimentu s difuzorem a vírovým generátorem provedeným na Politehnica Timisoara)
- aplikace vstřikování vody na vybraných místech (2D i 3D výpočty)
- zhodnocení a závěr

Seznam doporučené literatury:

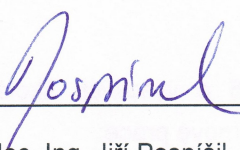
SUSAN-RESIGA, R., T.C. VU, S. MUNTEAN, G.D. CIOCAN a B. NENNEMANN. Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge. In: 23rd IAHR Symposium. Yokohama, 2006, s. 14.

BOSIOC, A.I., C. TANASA, S. MUNTEAN a R. SUSAN-RESIGA. Unsteady pressure measurements and numerical investigation of the jet control method in a conical diffuser with swirling flow. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2010, 12(1), 11.

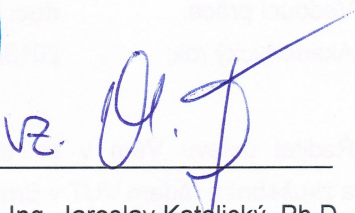
DÖRFLER, P., M. SICK a A. COUTU. Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery. Springer, 2013.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 7. 11. 2016



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



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

ABSTRAKT

Vodní energie je jedním z nejdůležitějších zdrojů pro výrobu elektrické energie na světě. Trendem současné doby je omezit produkci elektřiny spalováním fosilních paliv a použít pro její výrobu více obnovitelných zdrojů. Solární a větrné elektrárny jsou ale silně závislé na aktuálních meteorologických podmínkách a denní době, a to má za následek nestabilitu elektrické sítě. Hydraulické stroje nabízejí možnosti regulace výroby elektrické energie a případně také nabízejí prostor pro akumulaci. Turbíny je tedy nutné provozovat v širších pásmech mimo optimální bod, než na který byly navrženy. To má u Francisových turbín za následek vznik dvou typů nestabilního vírového proudění v sací troubě. Tato diplomová práce je zaměřena na problémy spojené s provozováním Francisovy turbíny při podoptimálním zatížení.

V průběhu podoptimálního zatížení vzniká v sací troubě turbíny vlivem nestability proudění za oběžným kolem vírový cop, který rotuje ve směru oběžného kola a zároveň se otáčí kolem své vlastní osy. Je významným zdrojem nízkofrekvenčních tlakových pulzací, které jsou zde nežádoucí a je snahou je potlačit nebo zcela eliminovat. Diplomová práce je zaměřena na řízení vírového proudění v sací troubě Francisovy turbíny. Vírové proudění je řízeno vstříkáváním vody a jednotlivé možnosti a metody jsou testovány využitím výpočtového modelování proudění.

ABSTRACT

Hydraulic energy is one of the most important sources in the world for electricity production. Nowadays the trend is to limit the production of the electricity from fossil fuels and to protect the environment. The main idea is to use more renewable energy sources such as wind and solar energy. Unfortunately, these alternative sources are strongly dependent on current weather conditions, which causes the instability of the electrical grid. Luckily pumped storage and hydraulic power plants provide the solution. However, it requires an extension of the operating range of the hydraulic machines. For that reason, the water turbines now operate over an extended range of regimes, that can be quite far from the best efficiency point. Hence two types of unstable two-phase flows in the Francis turbine draft tube occur: part load overload. This diploma's thesis is focused on the Francis turbine operating at the part load.

During part load conditions the helical vortex rope is being developed in the draft tube, it causes pressure pulsation and it can lead to the hydro-acoustic resonance, which damages the elements of the power plant. The aim is to eliminate the pulsation by jet control of the swirling flow in the draft tube. In the diploma's thesis, various approaches to jet control of the flow in conical diffuser are tested using the computational fluid dynamics.

KLÍČOVÁ SLOVA

Francisova turbína, vírový cop, řízení vstřikováním vody, sací trouba

KEY WORDS

Francis turbine, vortex rope, jet control, draft tube

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LITERA, J. *Řízení vírového proudění v sací troubě vodní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 79 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Řízení vírového proudění v sací troubě vodní turbíny vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a literárních zdrojů uvedených v mé práci.

V Brně, dne

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu doc. Ing. Pavlu Rudolfovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a věnovaný čas při tvorbě mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval své rodině, která mi vytvořila zázemí po celou dobu mého studia.

Děkuji.

OBSAH

1	ÚVOD.....	15
2	FRANCISOVA TURBÍNA PŘI PROVOZU MIMO OPTIMUM	16
2.1	Podoptimální a nadoptimální režim	16
2.2	Charakter vektoru rychlosti za oběžným kolem	17
2.3	Řízení vírového proudění v sací troubě	18
3	EXPERIMENT S DIFUZOREM A VÍROVÝM GENERÁTOREM.....	20
3.1	Měřicí trať	20
3.2	Vírový generátor (testovací sekce)	20
3.3	Experimentální měření rychlosti a tlaku v difuzoru	21
3.4	Výpočet proudění ve vírovém generátoru využitím CFD.....	22
3.5	Charakteristika vírového copu (porovnání experimentu s CFD).....	23
3.6	Řízení vírového proudění v difuzoru vstříkáváním vody.....	24
4	MODELOVÁNÍ VÍROVÉHO PROUDĚNÍ V SACÍ TROUBĚ VODNÍ TURBÍNY	27
4.1	Řešení problému pomocí 3D přístupu	27
4.1.1	Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek.....	27
4.1.2	Tvorba sítě pro výpočet	28
4.1.3	Metodika výpočtu a nastavení Fluentu.....	29
4.1.4	Popis vírového copu v difuzoru.....	30
4.1.5	Bezrozměrné vyjádření tlakového pole	32
4.2	Řešení problému pomocí 2D přístupu	32
4.2.1	Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek.....	32
4.2.2	Tvorba sítě pro výpočet	33
4.2.3	Metodika výpočtu a nastavení Fluentu.....	33
4.3	Porovnání rychlostního pole (3D a 2D přístup).....	34
5	IDENTIFIKACE MÍST VHODNÝCH PRO UMÍSTĚNÍ ŘÍDÍDÍCH PRVKŮ	36
6	ŘÍZENÍ KONTINUÁLNÍM VSTŘIKOVÁNÍM MEZIKRUHOVOU TRYSKOU	41
6.1	Mezikruhová tryska o šířce 2 mm.....	41
6.1.1	Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek.....	41
6.1.2	Tvorba sítě pro výpočet	41
6.1.3	Metodika výpočtu a nastavení Fluentu.....	42
6.1.4	Vyhodnocení.....	43
6.2	Mezikruhová tryska o šířce 5 mm.....	45
6.2.1	Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek.....	45
6.2.2	Tvorba sítě pro výpočet	45
6.2.3	Metodika výpočtu a nastavení Fluentu.....	46
6.2.4	Vyhodnocení.....	46
7	DALŠÍ MOŽNOSTI ŘÍZENÍ VÍROVÉHO PROUDĚNÍ.....	49

7.1	Vstřikování vody plným kruhem.....	49
7.2	Vstřikování vody kruhovou tryskou o menším průměru.....	52
7.3	Řízení proudění pulzujícím průtokem.....	54
7.3.1	Budící funkce.....	54
7.3.2	Definování okrajové podmínky ve Fluentu.....	54
7.3.3	Vyhodnocení.....	55
7.4	Řízení kontinuálním odsáváním vody.....	56
7.5	Řízení vstřikováním vody proti směru rotace víru.....	58
8	VÝPOČET TLAKOVÉ ZTRÁTY NA LOPATKOVÉHO KANÁLU.....	61
8.1	Geometrie výpočetní oblasti.....	61
8.2	Dekompozice periodické výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek.....	61
8.3	Tvorba sítě pro výpočet.....	62
8.4	Metodika výpočtu a nastavení Fluentu.....	63
8.5	Vyhodnocení.....	63
9	ZHODNOCENÍ ŘÍDÍCÍCH METOD.....	65
10	ZÁVĚR.....	68
11	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	70
12	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	72
13	SEZNAM TABULEK.....	73
14	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A HLAVNÍCH SYMBOLŮ.....	74
15	SEZNAM PŘÍLOH.....	74

1 ÚVOD

Voda představuje jeden z nejdůležitějších zdrojů pro výrobu elektrické energie na světě. Trendem současnosti je omezit výrobu elektřiny spalováním fosilních paliv a přispět tak k ochraně životního prostředí. Cílem je využití dalších obnovitelných zdrojů energie, a to převážně energie solární a energie větrné. Tyto zdroje energie jsou však zcela závislé na aktuálních meteorologických podmínkách a denní době, což způsobuje nestabilitu elektrické sítě. Aby nedocházelo k výpadkům sítě v případě přetížení nebo naopak při nedostatku elektrické energie, jsou kladeny zvýšené požadavky na provozování a regulaci hydraulických strojů, a to převážně turbín v širším provozním pásmu. Je tedy potřeba, aby bylo možné turbíny provozovat v širších pracovních oblastech a aby byly schopné posloužit jako špičkové zdroje nebo případně pro akumulaci energie. [1]

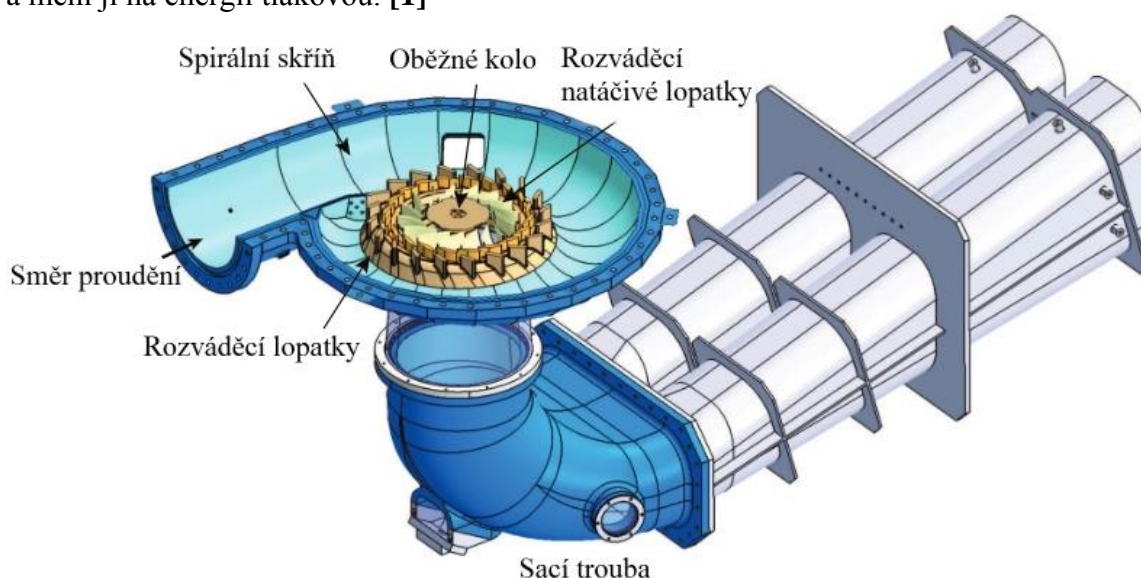
Provozování turbín mimo optimum s sebou ale přináší další problémy, a to zejména u Francisových turbín, kde dochází k tvorbě vírového copu v oblasti sací trouby. Z hlediska vlastností vírového copu je proudění za oběžným kolem Francisovy turbíny mimo optimální bod rozděleno na proudění podoptimální a nadoptimální. Při podoptimálním průtoku turbínou vznikají v sací troubě nízkotlaké pulzace, které jsou zde nežádoucí a mohou vést až k poškození celého zařízení. Je tedy snahou najít řešení, jak tyto pulzace zmírnit nebo je zcela eliminovat. Teoreticky možným řešením se v současné době jeví řízení vírového proudění v sací troubě vstřikováním vody, a to tryskou umístěnou v náboji oběžného kola. [1]

Tato diplomová práce se zabývá prouděním v sací troubě Francisovy turbíny při podoptimálním průtoku a možnostmi, jak toto vírové proudění řídit. V teoretické části práce je formou rešerše zpracována problematika provozování Francisovy turbíny mimo optimální bod a také popsán experiment s difuzorem a vírovým generátorem provedeným na Univerzitě Politehnica Timisoara v Rumunsku. Praktická část práce je zaměřena na výpočtové modelování v programu Ansys Fluent 17.2. Využitím CFD je v modelovém difuzoru nasimulován vírový cop za účelem identifikace vhodných míst pro působení řídicích prvků. Geometrie modelového difuzoru je shodná s geometrií použitou ve výše zmíněném experimentu. Dále je v této práci na vybraných místech aplikováno vstřikování vody.

2 FRANCISOVA TURBÍNA PŘI PROVOZU MIMO OPTIMUM

Francisova turbína byla vyvinuta v 19. století britským inženýrem Jamesem B. Francisem. Jedná se o přetlakovou vodní turbínu, která může být uložena vertikálně nebo horizontálně, a která je určena pro střední spády mezi cca 50 a 500 m. V současné době je Francisova turbína světově nejrozšířenějším typem vodní turbíny. Tvoří přibližně 60 % instalovaného výkonu ve světě a 42 % v Evropě. Může být použita i v reverzním chodu, kdy pracuje jako čerpadlo. Například v České republice je tento typ turbíny instalován na přečerpávací vodní elektrárně Dlouhé Stráně. Jsou zde dvě reverzní Francisova oběžná kola, největší v celé Evropě, kde má každé výkon 325 MW. [1, 2]

Základní komponenty Francisovy turbíny jsou zobrazeny na obrázku 1. Voda je přiváděna na oběžné kolo pomocí spirální skříně, ve které se mění tlaková energie vody na energii kinetickou. Průtok oběžným kolem turbíny je určen a regulován natočením rozváděcích lopatek. Při průtoku vody oběžným kolem je kinetická energie převáděna dále na energii mechanickou, která se projevuje kroučícím momentem na hřídeli. Za oběžným kolem je následně instalována tzv. sací trouba, která zpracovává zbylou kinetickou energii vody a mění jí na energii tlakovou. [1]



Obr. 1 Francisova turbína a její komponenty [1]

2.1 Podoptimální a nadoptimální režim

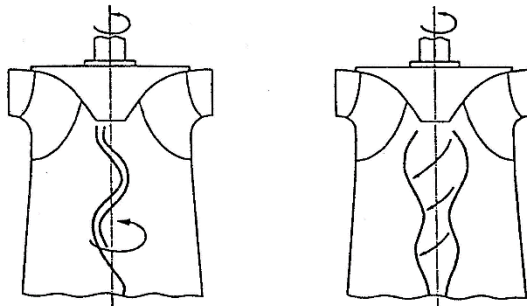
Na vodních dílech jsou turbíny navrhovány na provoz v optimálním (návrhovém) bodě, ve kterém se vyznačují nejvyšší účinností. Jak již bylo zmíněno v úvodu, v současné době jsou na turbíny kladeny požadavky provozu v širších pracovních oblastech, aby bylo možné regulovat produkci elektřiny. Provozování Francisových turbín mimo optimální bod přináší pokles účinnosti, a hlavně také vznik vírového proudění v prostorách sací trouby. [1]

Proudění v sací troubě mimo optimum je rozlišováno na proudění v podoptimálním a nadoptimálním režimu turbíny. V podoptimálním režimu pracuje turbína v částečném zatížení, tzn. že průtok turbínou je menší, než na který byla navrhována. Tento průtok je označen jako podoptimální. V opačném případě se jedná o režim nadoptimální. Turbína zde pracuje při vyšším zatížení a průtok turbínou je tedy větší, než na který byla navrhována. Tento průtok je označen jako nadoptimální. [1]

V případě provozování turbíny v podoptimálního režimu vzniká za oběžným kolem vírový cop, který koná rotační pohyb ve směru otáčení oběžného kola a zároveň se také otáčí kolem své vlastní osy (precese). Vírový cop rotuje s frekvencí přibližně o dvě třetiny nižší, než je frekvence otáčení oběžného kola a je zdrojem nízkofrekvenčních tlakových pulzací.

Tyto pulzace jsou v sací troubě turbíny nežádoucí a mohou vést až k hydro-akustické rezonanci, a tím i k poškození zařízení. [1, 3]

V případě provozování turbíny v nadoptimálním režimu vzniká za oběžným kolem osově symetrický vírový cop, který se otáčí proti směru oběžného kola a díky své symetrii spíše přispívá ke stabilizaci tlakového pole v sací troubě. Oba dva typy vírových copů jsou zobrazeny na obrázku 2. [1, 3]

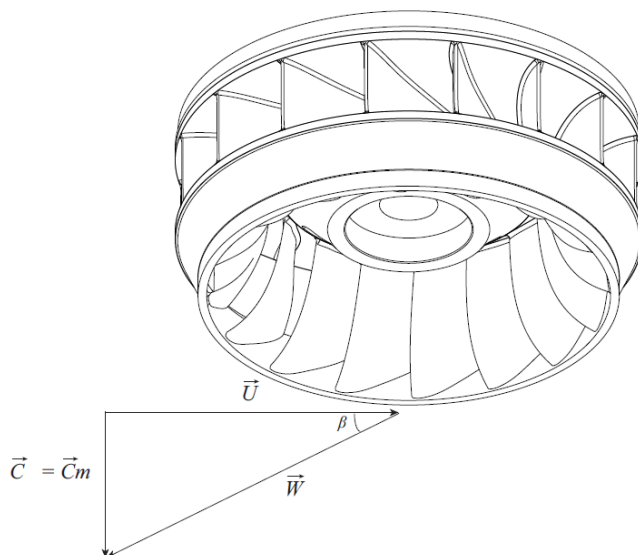


Obr. 2 Vírový cop při podoptimálním průtoku (vlevo), osově symetrický cop při nadoptimálním průtoku (vpravo) [3]

2.2 Charakter vektoru rychlosti za oběžným kolem

Proudění v sací troubě na výstupu z oběžného kola při optimálním průtoku je definováno rychlostním trojúhelníkem, který je zobrazen na obrázku 3 a popsán následující rovnicí. Absolutní rychlost c na výstupu z oběžného kola je určena jako vektorový součet rychlosti unášivé u a rychlosti relativní w . [1]

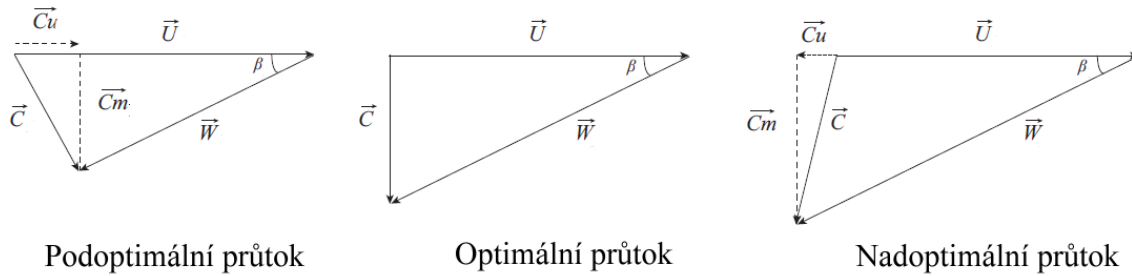
$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1)$$



Obr. 3 Rychlostní trojúhelník na výstupu z oběžného kola Francisovy turbíny při optimálním průtoku [1]

Směr relativní rychlosti proudu vody je ovlivněn orientací lopatek a definován úhlem β . Při optimálním průtoku opouští proud vody oběžné kolo v čistě axiálním směru. Modifikací průtoku se už dále o čistě axiální směr nejedná a objevují se zde složky absolutní rychlosti c_u v tangenciálním (obvodovém) směru. Za oběžným kolem tak dochází ke vzniku nestabilního vírového proudění. Následkem nestability tohoto proudění vzniká vírový cop. Jak již bylo

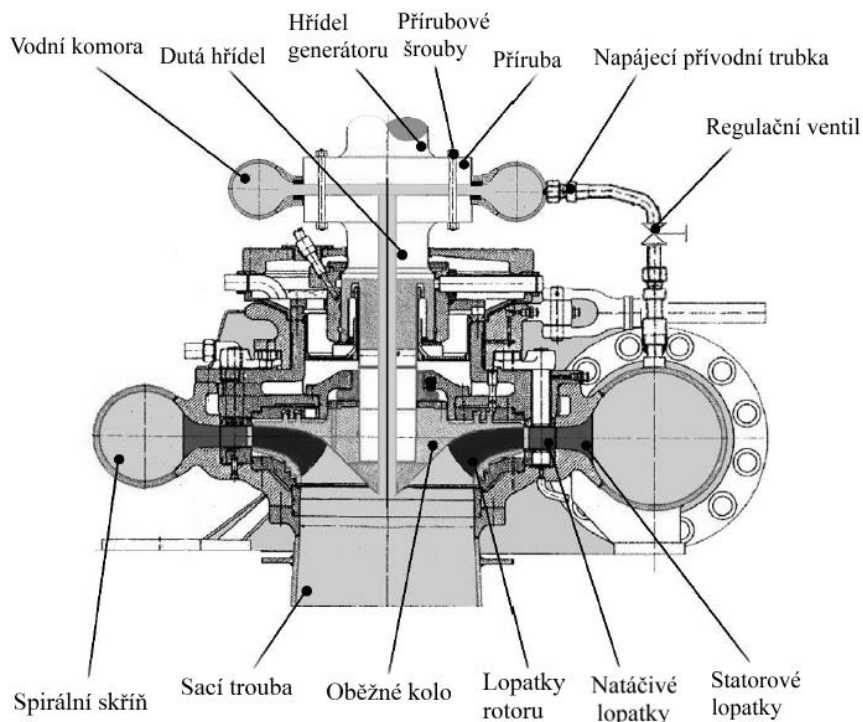
zmíněno v předchozí kapitole, vírový cop rotuje ve stejném směru jako oběžné kolo v režimu podoptimálním a v opačném směru v režimu nadoptimálním. Rychlostní trojúhelníky pro oba případy jsou zobrazeny na obrázku 4. [1]



Obr. 4 Rychlostní trojúhelníky na výstupu z oběžného kola pro různé režimy provozu Francisovy turbíny [1]

2.3 Řízení vírového proudění v sací troubě

Snahou současné doby je tedy najít možnost, jak nízkofrekvenční tlakové pulzace v sací troubě vodní turbíny v oblasti podoptimálního průtoku potlačit nebo je ideálně zcela eliminovat. Pro dosažení tohoto cíle by bylo vhodné vyvinout systém, kterým bude možné řídit vírové proudění v sací troubě. Tento systém řízení by neměl omezovat provoz turbíny v případě, kdy nebude nutné jeho použití, a to v oblasti optimálního bodu a jeho blízkého okolí. Tento systém by tedy měl nabízet možnost okamžitého zapnutí nebo vypnutí a v ideálním případě by měl umožňovat kontinuální regulaci v závislosti na aktuálním režimu provozu turbíny. Používáním systému řízení také nesmí docházet k výraznému snižování účinnosti vodní turbíny a tento systém musí být současně konstrukčně jednoduchý a levný. Možným řešením, které splňuje všechny požadavky zmíněné výše, je vstřikování vody tryskou umístěnou v náboji oběžného kola. Konstrukční řešení systému řízení vstřikováním vody je zobrazeno na obrázku 5. [4]

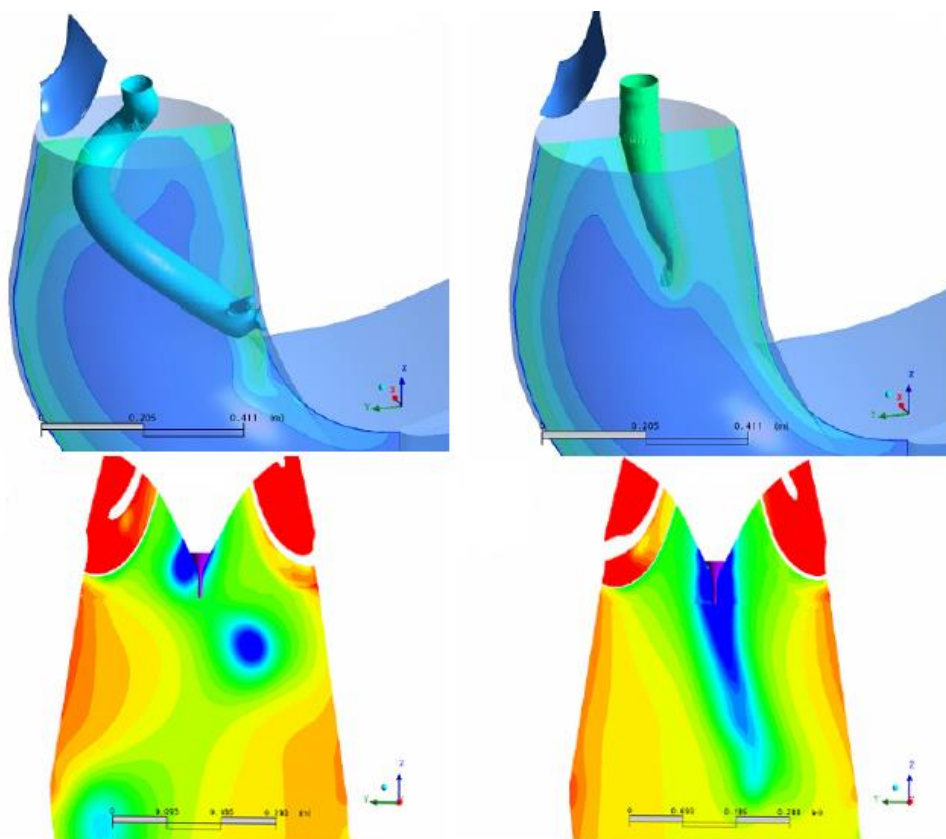


Obr. 5 Konstrukční řešení systému vstřikování vody [4]

Toto technické řešení využívá část vody o vysokém tlaku, která proudí spirální skříň vodní turbíny. Voda je do sací trouby vstřikována skrze dutou hřídel oběžného kola. Doprava vody je zajištěna pomocí přívodní trubky a vodní komory, která je nainstalována na přírubovém spoji hřídelů oběžného kola a generátoru. Regulační ventil zajišťuje regulaci vstřikování vody podle aktuálního provozního režimu. Tento systém vstřikování neovlivňuje geometrii oběžného kola a nevyžaduje úpravy sací trouby turbíny. Pokud je tento systém vypnutý, turbína pracuje stejně jako za běžných podmínek. [4]

Systém vstřikování vody nábojem (skrze dutou hřídel) oběžného kola turbíny tedy poskytuje možnost aktivně řídit vírové proudění vznikající v sací troubě za oběžným kolem. Tento systém využívá jen malé části z celkového průtoku turbínou a je teoreticky možné, že jeho optimalizací může dojít až k mírnému navýšení účinnosti turbíny. Jelikož je voda do hřídele přiváděna mimo oblast lopatek oběžného kola, nepodílí se tato část průtoku na celkovém výkonu. Tím pádem by mohl nárůst účinnosti turbíny kompenzovat hydraulickou energii spotřebovanou při vstřikování. [4]

Daný problém byl modelován a řešen pomocí CFD. Na obrázku 6 je zobrazeno použití systému vstřikování vody. V levé části obrázku je zobrazen plně vyvinutý vírový cop a příslušné tlakové pole při podoptimálním průtoku turbínou. V pravé části obrázku je zobrazena situace po aplikaci systému vstřikování vody. Rotující cop je usměrněn a dochází zde i k celkovému uklidnění tlakového pole. Výsledkem je tedy usměrnění tlakových pulzací, které vznikají rotací vírového copu. Dochází zde k výrazné změně jejich amplitudy a frekvence. [4]



Obr. 6 CFD simulace řízení vírového proudění v sací troubě vstřikováním vody (vlevo – bez vstřikování, vpravo – aplikace vstřikování) [4]

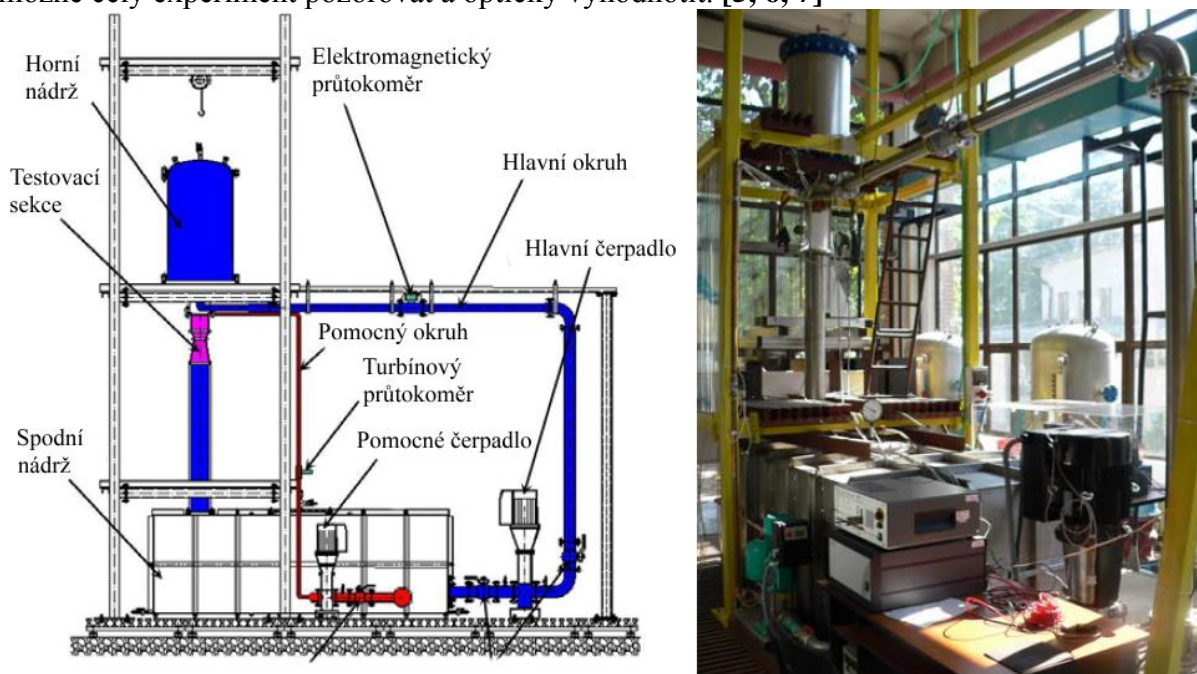
Je tedy účelné a smysluplné toto teoretické řešení dále rozvíjet a postupně se propracovat k nejlepší možné variantě řízení vírového proudění v sací troubě. V budoucnu by díky tomu mohla být na reálném vodním díle zajištěna zvýšená bezpečnost a životnost Francisovy vodní turbíny a jejich příslušných komponent.

3 EXPERIMENT S DIFUZOREM A VÍROVÝM GENERÁTOREM

Aby bylo možné použít systém řízení vstřikováním vody v praxi, musí být nejprve problém experimentálně otestován na modelu. Na Univerzitě Politehnica Timisoara v Rumunsku byl v laboratoři namodelován a řízen pomocí vírového generátoru vírový cop při podoptimálním průtoku. Jako model sací trouby turbíny byl použit kuželovitý difuzor. Výsledky získané experimentálně byly následně porovnány s výsledky CFD výpočtů.

3.1 Měřicí trať

Na obrázku 7 je zobrazeno schéma měřicí trati, která byla v experimentu použita. Trať je složena z hlavního a pomocného okruhu. V hlavním okruhu (zobrazen modře) je pomocí hlavního odstředivé čerpadla rozváděn potřebný průtok do vírového generátoru (testovací sekce). Toto čerpadlo disponuje dobrou schopností regulace rozváděného průtoku, který může být až 35 l/s. V pomocném okruhu (zobrazen červeně) se nachází další odstředivé čerpadlo zajišťující přívod vody pro vstřikování. Testovací sekce byla vyrobena z plexiskla, aby bylo možné celý experiment pozorovat a opticky vyhodnotit. [5, 6, 7]



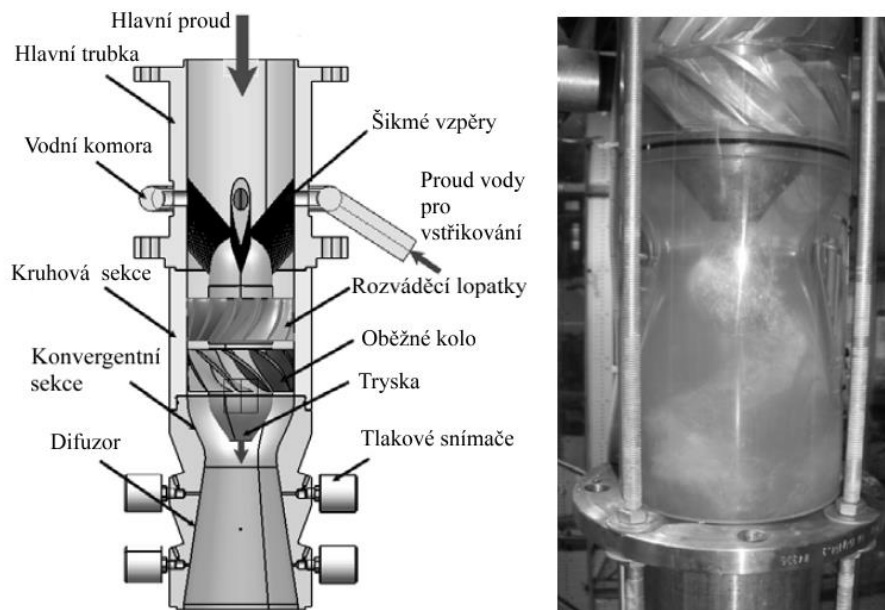
Obr. 7 Schéma měřicí trati [5]

3.2 Vírový generátor (testovací sekce)

Konstrukční řešení vírového generátoru je zobrazeno na obrázku 8. Mezi hlavní prvky vírového generátoru patří 4 šikmé vzpěry, 13 rozváděcích lopatek, oběžné kolo s 10 lopatkami a divergentní sací trouba (kuželovitý difuzor). Rozváděcí lopatky slouží k vytvoření proudu vody o téměř konstantním celkovém tlaku. Dále také zajišťují vytvoření tangenciální složky rychlosti. Za rozváděcími lopatkami se nachází volně uložené oběžné kolo, které přerozděluje celkový tlak proudu vody. V blízkosti stěny (na vnějším průměru kola) je přebytek tlaku, a naopak v blízkosti náboje jeho odpovídající nedostatek. Lopatky oběžného kola se tedy chovají jako čerpadlo v blízkosti stěny a jako turbína v blízkosti náboje kola. Výsledkem je volně otáčející se oběžné kolo s nulovým kroutícím momentem. Tímto nastavením se za oběžným kolem objevuje vířivé proudění podobné tomu, které vzniká při podoptimálním průtoku Francisovou turbínou při cca 70% zatížení. [5, 6]

Pro testování řízení vírového proudění vstřikováním vody je na horní přívodní trubce nainstalována komora tvaru anuloidu, do které je přiváděna voda z pomocného okruhu.

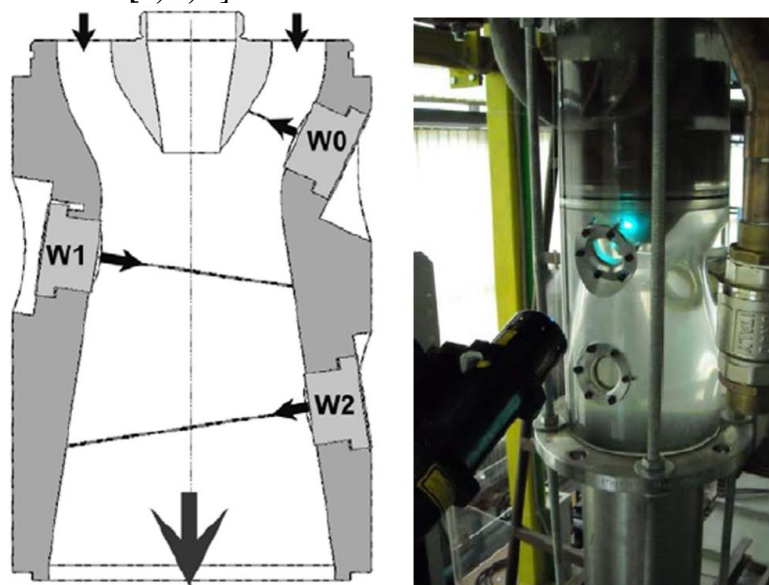
Tato voda je dále rozváděna skrze šikmé podpory až do trysky, ze které je následně vstříkována do oblasti sací trouby (difuzoru). Kuželovitý difuzor má průměr hrdla 100 mm, je 200 mm dlouhý a rozšiřuje se pod polovičním úhlem $8,5^\circ$. [5, 6]



Obr. 8 Konstrukční řešení vírového generátoru [6]

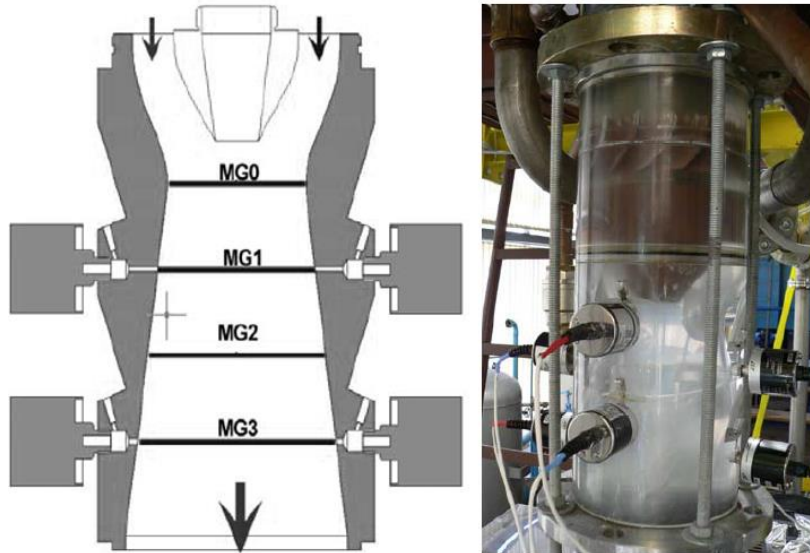
3.3 Experimentální měření rychlosti a tlaku v difuzoru

Rychlostní pole v difuzoru bylo měřeno metodou LDV (Laser – Doppler Velocimetry). Tato metoda umožňuje měření všech tří okamžitých složek rychlosti (v tomto případě ale nikoliv najednou). Částice jsou osvětleny laserovým paprskem a jejich rychlost je vypočtena na základě Dopplerova jevu. Podle tohoto jevu je změna vlnové délky světla odraženého částicí úměrná relativní rychlosti této částice vůči detektoru. Pro odraz laserového paprsku byly použity částice hliníku o velikosti $10\ \mu\text{m}$. Měření rychlostního pole bylo realizováno ve třech optických oknech (označení W0, W1, W2) První bylo umístěno v konvergentní části sací trouby a další dvě byla umístěna v difuzoru. V průběhu měření byl zajišťován kontinuální průtok vody $30\ \text{l/s}$, který odpovídá přibližně 920 otáčkám za minutu oběžného kola. Měření rychlosti je zobrazeno na obrázku 9. [5, 6, 8]



Obr. 9 Experimentální měření rychlosti v testovací sekci [5]

Proměnlivý statický tlak byl měřen pomocí osmi kapacitních tlakových snímačů umístěných na stěnách difuzoru. Kapacitní tlakové snímače mají rozsah plus mínus 1 bar relativního tlaku a přesnost 0,13 %. Cílem měření bylo určení velikosti tlakových pulzací v oblasti difuzoru a stanovení dominantní frekvence, a tím i amplitudy vírového copu. Měření probíhalo ve čtyřech rovinách (označení MG0, MG1, MG2, MG3). V každé rovině byly umístěny vždy naproti sobě dva kapacitní tlakové snímače. První měřená rovina se nachází v úrovni hrdla difuzoru a další jsou od této roviny vzdáleny 50, 100 a 150 mm ve směru proudění. Měření tlaku je zobrazeno na obrázku 10. [5, 6]

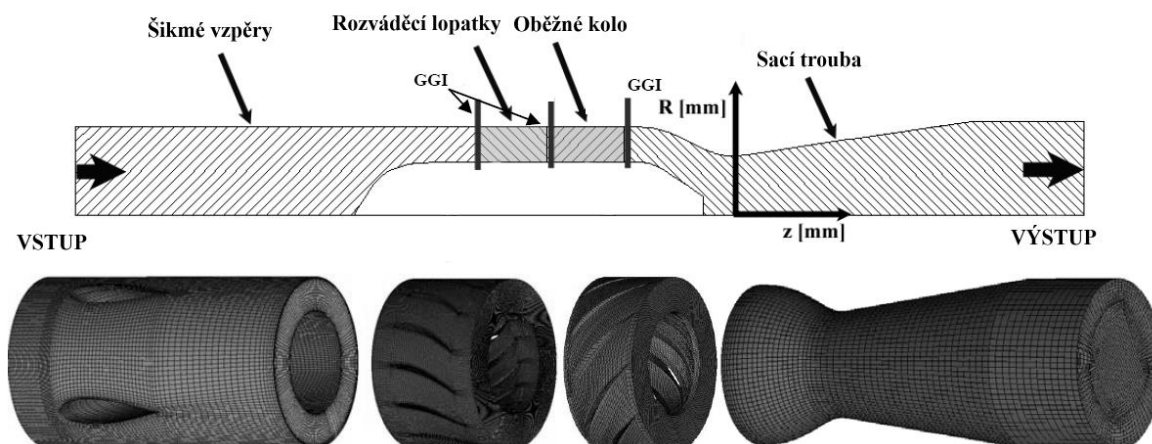


Obr. 10 Experimentální měření tlaku v difuzoru [5]

3.4 Výpočet proudění ve vírovém generátoru využitím CFD

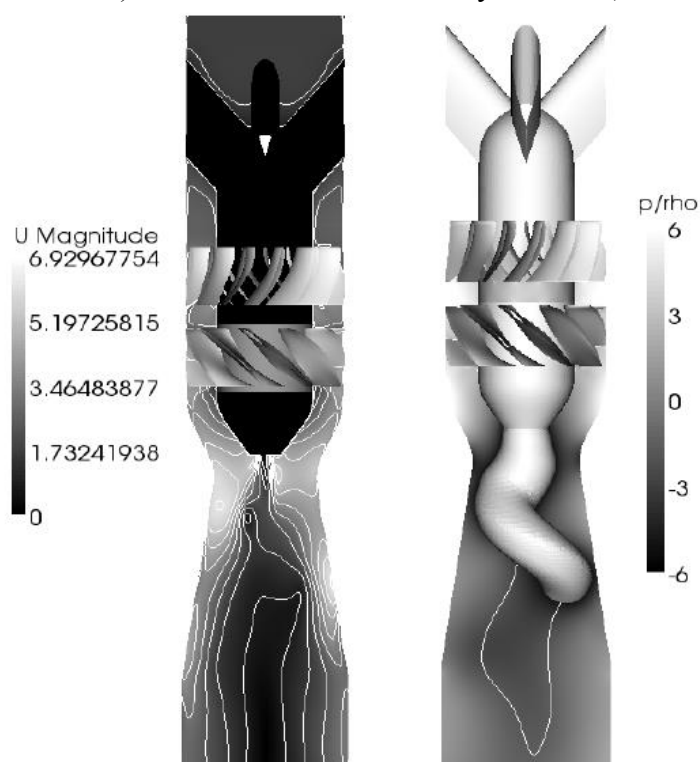
Paralelně s experimentem byl problém řešen využitím výpočtového modelování (CFD), a to ve volně dostupném CFD softwaru OpenFOAM. Výpočtová doména zahrnuje téměř celý vírový generátor zobrazený výše na obrázku 8. Síť pro CFD výpočet je rozdělena do čtyř oblastí. Patří sem oblast šikmých vzpěr, oblast rozváděcích lopatek, oblast oběžného kola a také oblast sací trouby. [5, 6]

Výpočetní síť byla vytvořena v programu ICEM-HEXA a jednotlivé části sítě byly propojeny v programu OpenFOAM využitím tzv. GGI (General Grid Interface). Tato funkce umožňuje spojování rozhraní sítí v případech, kdy na sebe jednotlivé prvky nenavazují a používá se zejména při řešení vzájemně pohybujících se sítí. Celá výpočetní síť obsahuje přibližně 2,8 milionu buněk. Výpočetní doména a síť jsou zobrazeny na obrázku 11. [5, 6]



Obr. 11 Výpočetní doména a síť pro CFD [5, 6]

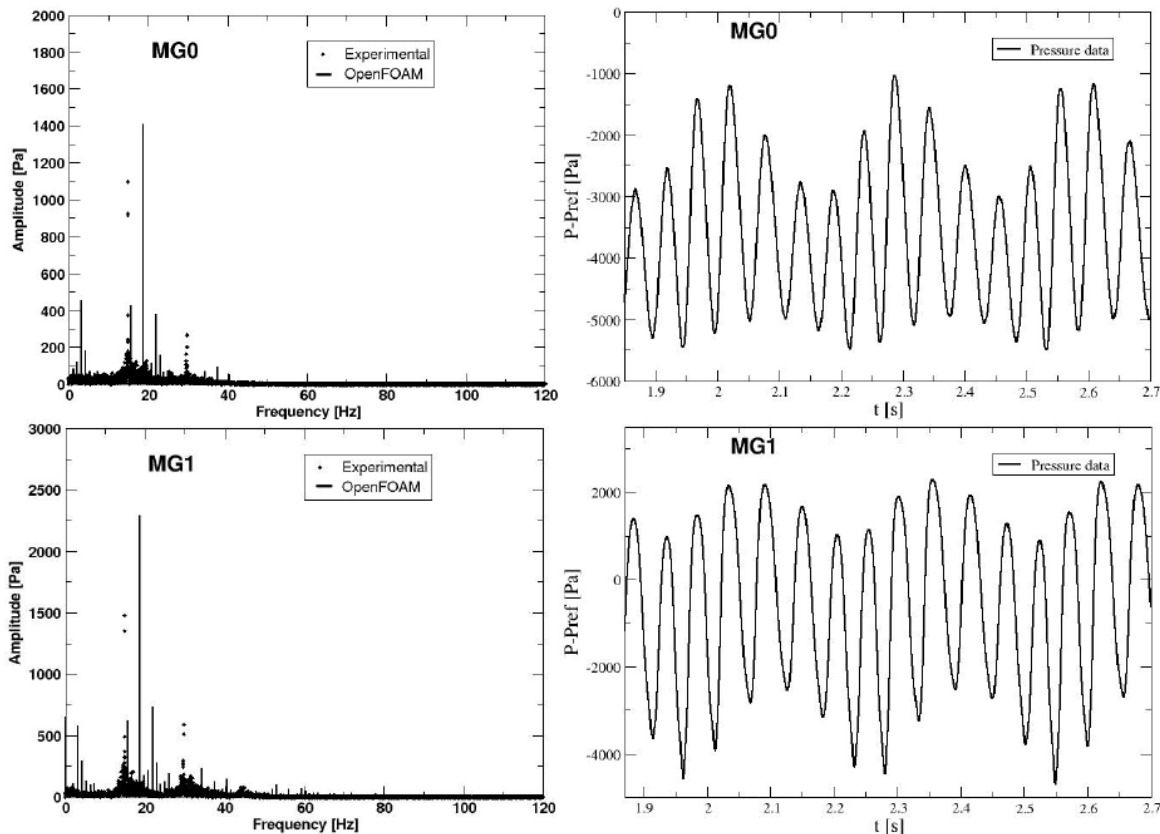
Problém byl řešen užitím dvou metod. V obou případech byl použit dvourovnicový model turbulence $k-\varepsilon$ (realizable i standard). Za prvé byl problém řešen stacionárně využitím tzv. „zmrzlého“ rotoru (frozen rotor) neboli MFR (Multiple Frame of Reference). Tento přístup však nevyhodnotí samotnou interakci mezi statorem a rotorem, ale je vhodný pro základní popis proudění a slouží jako inicializační metoda pro nestacionární (časově závislý) výpočet. Nestacionární výpočet byl řešen pomocí metody Sliding grid, tzv. pohybující se sítě. Tento přístup už vystihuje interakci mezi rotorem a statorem, ale je výpočetně velmi časově náročný. Na vstupu do domény byla předepsána okrajová podmínka konstantního průtoku o velikosti 30 l/s. Na výstupu z domény byla definována tlaková podmínka a relativní tlak byl v tomto místě nastaven na nulovou hodnotu. Na obrázku 12 je zobrazeno výsledné tlakové a rychlostní pole v řezu výpočetní doménou. Vírový cop je zviditelněn pomocí funkce Iso-Surface, tedy povrchu o konstantní hodnotě tlaku. Celková rychlost je označena jako U Magnitude a tlak je vyjádřen vzhledem k hustotě (označení rho). V tlakovém snímku je pomocí funkce Iso-Linie (čára o konstantní hodnotě) zobrazena nulová axiální rychlost. [5, 6]



Obr. 12 Rychlostní pole (vlevo) a tlakové pole (vpravo) v řezu doménou [5]

3.5 Charakteristika vírového copu (porovnání experimentu s CFD)

Podobně jako v experimentu byly na stěně výpočetové domény difuzoru nastaveny monitory tlaku, a to ve stejných rovinách, v jakých byly umístěny tlakové snímače (viz obrázek 10 výše). V obou případech byla vyhodnocena závislost průběhu statického tlaku na čase. Pro převedení časové závislosti do frekvenčního spektra byla následně použita rychlá Fourierova transformace (FFT). Jedná se o matematický algoritmus, který převádí signál časový na signál frekvenční. Po aplikaci tohoto algoritmu byla zjištěna dominantní frekvence, které náleží největší amplituda tlaku. Tato frekvence představuje frekvenci rotace vírového copu. Dominantní frekvence určená experimentálně tlakovými kapacitními snímači byla 15,3 Hz. Pomocí CFD výpočtu v prostředí OpenFoam byla vyhodnocena dominantní frekvence 18,5 Hz. Na obrázku 13 je zobrazeno porovnání experimentu s CFD výpočtem v rovinách difuzoru MG0 a MG1 (viz kapitola Měření tlaku a rychlosti) po aplikování FFT na tlakový záznam. Dále je zde také zobrazen příslušný časový průběh tlakových pulzací, který byl v těchto rovinách získán experimentálně. [5, 6]



Obr. 13 FFT experiment vs. CFD (vlevo), průběh tlakových pulzací získaný experimentálně (vpravo) [5]

3.6 Řízení vírového proudění v difuzoru vstřikováním vody

Součástí experimentu a také výpočtového modelování bylo testování systému vstřikování vody. Výsledky byly vyjádřeny pomocí bezrozměrných veličin vzhledem k následujícím referenčním hodnotám. Minimální průměr D v testovací oblasti byl definován jako průměr hrdla difuzoru o velikosti 0,1 m. Průtok Q v testovací oblasti poskytován hlavním okruhem byl udržován na stálé hodnotě 30 l/s. Průtok Q_{trysky} zajišťován pomocným okruhem byl vyjádřen v procentech hlavního průtoku Q . Frekvence f vírové struktury byla vyjádřena pomocí bezrozměrného Strouhalova čísla (označení Sh), které je definováno v rovnici 2.

[7]

$$Sh = \frac{f \cdot D}{v} [-] \quad (2)$$

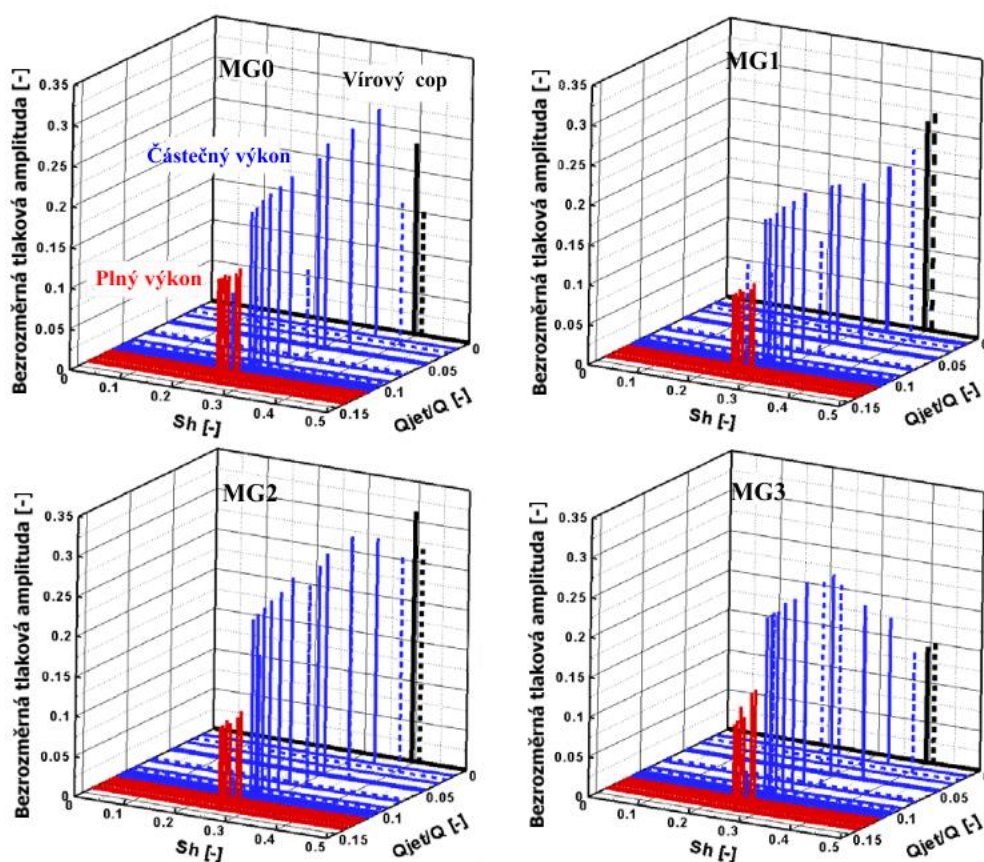
Rychlost v byla určena jako podíl celkového průtoku $Q_{\text{celkový}}$ oblastí a průtočné plochy hrdla. Výpočet je uveden v rovnici 3. [7]

$$v = \frac{Q_{\text{celkový}}}{S} = \frac{4 \cdot (Q + Q_{\text{trysky}})}{\pi \cdot D^2} [m \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

Amplituda tlakových pulzací získaná aplikováním rychlé Fourierovy transformace (FFT) na měřený (vypočtený) tlakový signál byla vyjádřena bezrozměrně vzhledem k dynamickému tlaku p_d na vstupu hrdla, který je definován v rovnici 4. Dynamický tlak je funkcí rychlosti kapaliny a její hustoty ρ [kg/m³]. [7]

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \text{ [Pa]} \quad (4)$$

Na obrázku 14 jsou zobrazeny výsledky testování systému vstřikování vody experimentálně a pomocí CFD. V grafu je vynesena závislost bezrozměrné amplitudy tlaku na Strouhalově čísle a poměrném průtoku tryskou ve čtyřech rovinách difuzoru MG0, MG1, MG2 a MG3 (viz kapitola Měření rychlosti a tlaku). Plnou čarou jsou zde zobrazeny výsledky získané experimentálně a přerušovanou čarou výsledky získané výpočtovým modelováním. Černou barvou je zobrazeno vírové proudění bez aplikace vstřikování. Modrá barva charakterizuje vírové proudění při vstřikování vody částečným výkonem. Červenou barvou je poté charakterizováno proudění při vstřikování vody plným výkonem (pro průtok tryskou větší než 11,6 % průtoku Q). [7]



Obr. 14 Řízení vírového proudění v difuzoru (porovnání experimentu a CFD výpočtů) [7]

Maximální hodnoty tlakové amplitudy vírového copu byly lokalizovány v první a v třetí rovině (v rovině v místě hrdla a v rovině od této roviny vzdálené 100 mm ve směru proudění). Po aplikaci vstřikování vody částečným výkonem byla amplituda tlakových pulzací snížena a nejnižších hodnot dosahovala při plném výkonu trysky. Nutno podotknout, že v případě první roviny se výsledky experimentu a CFD výpočtu viditelně rozcházejí. [7]

V poslední rovině, která se nachází v blízkosti výstupní oblasti difuzoru, byla tlaková amplituda naopak nízká. Je to způsobeno tím, že se v tomto místě již vírový cop pomalu rozpadá. Po aplikaci vstřikování vody částečným výkonem zde byl zaznamenán prudký nárůst tlakové amplitudy. Při plném výkonu trysky byla tato amplituda opět snížena. [7]

Výsledkem experimentu bylo tedy zjištění, že při dosažení plného výkonu vstřikování (kritické hodnoty) dochází k výraznému potlačení amplitudy tlaku. V prvním třech rovinách byla amplituda snížena až o více než 50 % a v poslední rovině v blízkosti výstupu z difuzoru

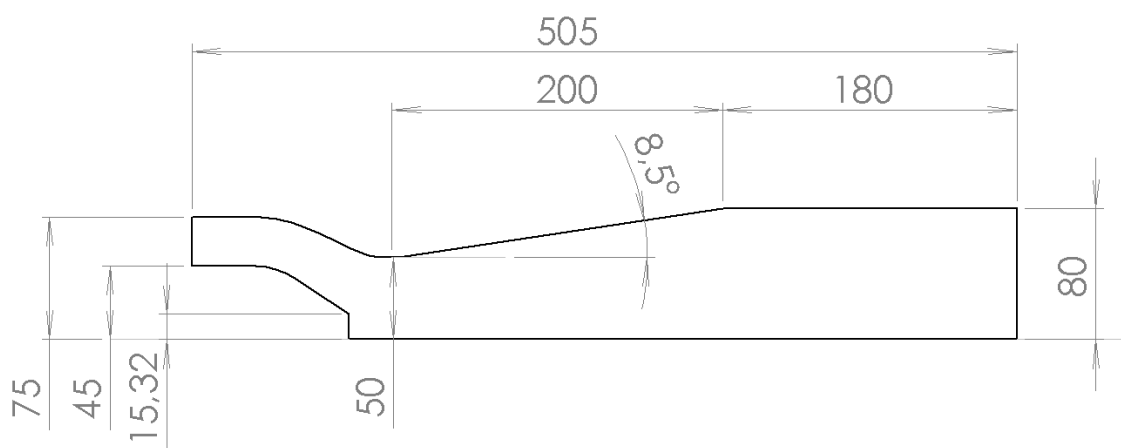
o cca 20 %. Kritická hodnota průtoku pro vstřikování byla zjištěna jako 11,6 % hlavního průtoku Q . Za touto hodnotou už nedochází ke snižování tlakových pulzací. [7]

Na reálném vodním díle 11,6 % představuje poměrně velkou část z pracovního průtoku turbínou, a proto by odebrání tohoto průtoku přímo ze spirály mohlo negativně ovlivnit vlastnosti a zejména účinnost turbíny. Aniž by bylo nutné vyvíjet samostatný zdroj pro dopravu vody, nabízí se zde možnost odběru tlakové energie přímo z oblasti sací trouby. Tím by se využila zbytková tlaková energie za oběžným kolem přímo na dopravu vody do trysky. Je tedy motivací najít takové řešení, aby byl potřebný průtok (tedy i tlaková energie) pro vstřikování co nejmenší. [7]

Následující praktická část diplomové práce je zaměřena na identifikování vhodných a efektivních míst pro vstřikování vody pomocí CFD.

4 MODELOVÁNÍ VÍROVÉHO PROUDĚNÍ V SACÍ TROUBĚ VODNÍ TURBÍNY

Geometrie sací trouby vodní turbíny pro modelování a popis vírového copu je shodná s geometrií testovací sekce, která byla použita ve výše zmíněném experimentu. Jedná se tedy o konvergentně divergentní rotační těleso. Sací troubu zde představuje kuželovitý difuzor, který má průměr hrdla 100 mm, délku 200 mm a rozšiřuje se pod polovičním úhlem $8,5^\circ$. Pro přesnější výpočet a zamezení vlivu okrajové podmínky na výstupu z oblasti, byla výstupní oblast oproti experimentu dvakrát zvětšena (z 90 mm na 180 mm). Geometrie výpočetní oblasti včetně příslušných kót je zobrazena na obrázku 15.



Obr. 15 Geometrie výpočetní oblasti

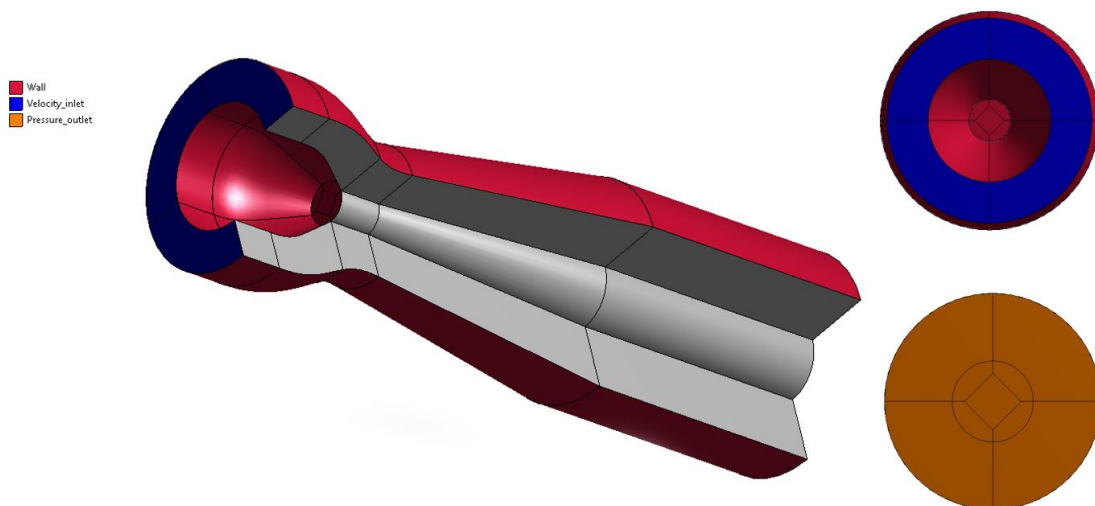
Problém byl řešen v programu ANSYS Fluent převážně pomocí 3D přístupu. Protože je výpočetní doména rotačně symetrická, byly provedeny i výpočty ve 2D. Následně byly oba přístupy srovnány.

Ke zpracování praktické části diplomové práce byla k dispozici 3D geometrie výpočetní domény (testovací oblasti) a byl také předepsaný rychlostní profil na vstupu do této domény.

4.1 Řešení problému pomocí 3D přístupu

4.1.1 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek

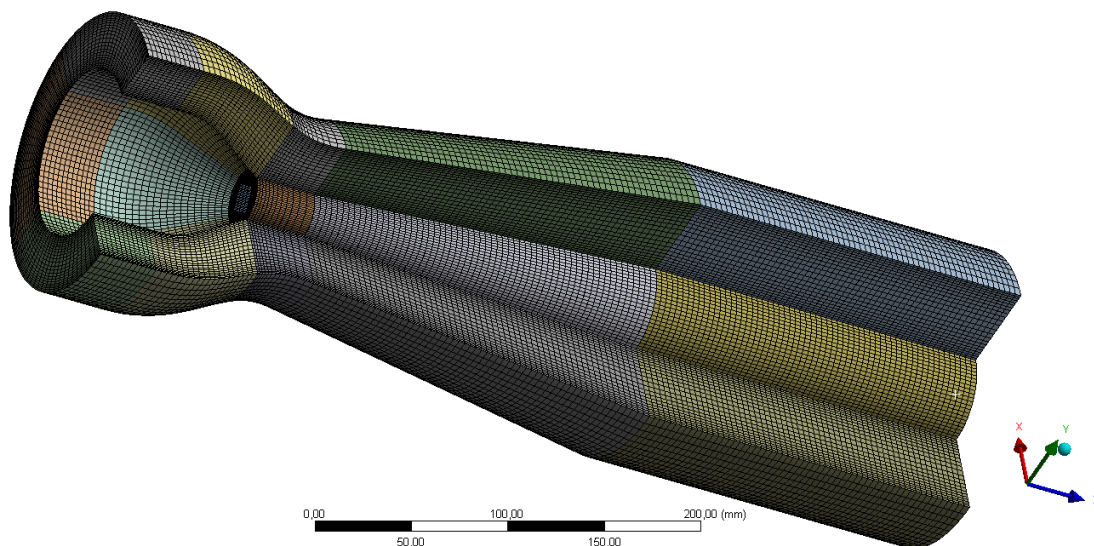
Geometrie výpočetní domény byla upravována v programech Solidworks a Design Modeler. Aby bylo možné vytvořit kvalitní síť pro výpočet (složenou pouze z hexa prvků), musí být celá výpočetní doména vhodně rozdělena na menší podoblasti. Na obrázku 16 je zobrazena finální dekompozice včetně umístění okrajových podmínek. Výpočetní oblast byla rozdělena na celkově 35 podoblastí. Na vstupu do oblasti byla zvolena rychlostní okrajová podmínka (Velocity_inlet, modře). Na výstupu z oblasti byla zvolena tlaková okrajová podmínka (Pressure_outlet, oranžově). Na stěnách výpočetní oblasti byla zvolena okrajová podmínka Wall (červeně), která zajišťuje, aby stěnami nic neprotékalo a tekutina na těchto stěnách ulpívala.



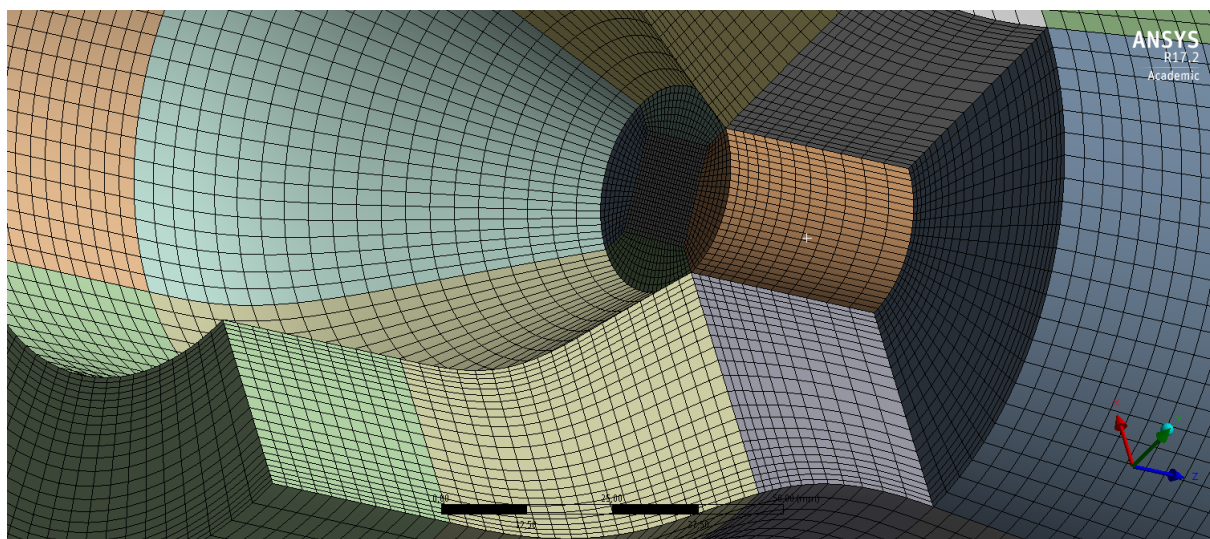
Obr. 16 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek

4.1.2 Tvorba sítě pro výpočet

Výpočetní síť byla vytvořena v prostředí ANSYS Workbench a obsahuje pouze hexa prvky. Kvalitní síť je základním předpokladem k dosažení správných výsledků. Síť je složena z 501 860 hexa prvků a byla vytvořena pomocí funkcí Sweep (tažení profilu skrze těleso), Sizing (definování počtu prvků na hranách) a Face Meshing (vyplnění ploch kvadra prvky). Prvky, které se nacházejí v blízkosti stěn s okrajovou podmínkou Wall, byly k těmto stěnám zhušťovány pomocí Bias Factoru. Je tak lépe vystihnuto počítání s mezní vrstvou. Dále bylo snahou, aby byly prvky delší ve směru proudění. Ideální poměr je obecně 3:5 (šířka ku délce). Výpočetní síť je zobrazena na obrázku 17 a detail sítě v oblasti náboje na obrázku 18.



Obr. 17 Výpočetní síť (501 860 prvků)



Obr. 18 Detail sítě v blízkosti náboje (trysky)

Ve Fluentu byly zjištěny parametry sítě Maximum Aspect Ratio 9,135 a průměrné Y Wall Plus na stěnách 88,46. Maximum Aspect Ratio udává poměr největší vzdálenosti středu prvku od středu příslušné stěny a minimální vzdálenosti dvou vrcholů daného prvku [9]. Y Wall Plus je bezrozměrná veličina podobná Reynoldsovu číslu, která určuje vliv laminárního a turbulentního proudění v blízkosti stěny [10]. Pro použití modelu turbulence k- ϵ v kombinaci se stěnovými funkcemi je nutné, aby hodnota Y Wall Plus na stěnách ležela v intervalu od 20 do 120 (v praxi často povoleno i více) [11].

Tuto síť tedy lze považovat za vhodnou pro výpočet. Jediným problémem této sítě je velká koncentrace malých prvků v blízkosti trysky (v blízkosti osy rotace výpočetní domény), což je ale dáno dekompozicí a požadavkem čistě hexa prvkové sítě.

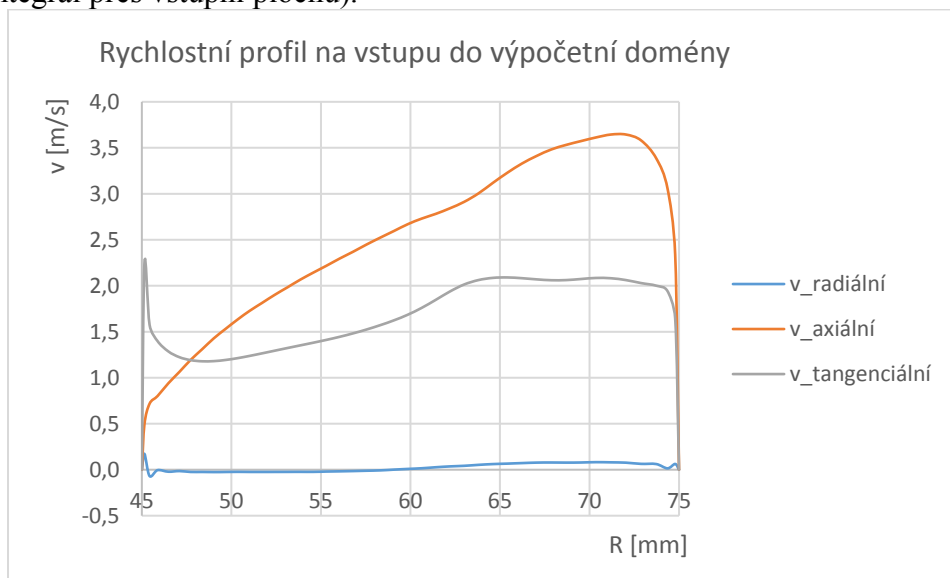
4.1.3 Metodika výpočtu a nastavení Fluentu

Pro řešení RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations, časově středované Navier Stokesovy rovnice) byly použity modely turbulence Realizable k- ϵ a Reynolds Stress Model. Modely turbulence jsou zaváděny z důvodu nedostatku rovnic pro řešení všech neznámých členů. První z modelů je dvourovnicový a řeší RANS na základě tzv. Boussinesquovy hypotézy, kde jsou Reynoldsova napětí vyjádřena pomocí turbulentní viskozity. Tento model turbulence řeší dvě dodatečné transportní rovnice pro kinetickou energii turbulence (k) a disipaci kinetické energie (ϵ). Turbulentní viskozita je obecně vlastností proudění a je vyjádřena jako funkce k- ϵ . Druhý z modelů je sedmirovnicový, řeší celý tenzor Reynoldsových napětí pomocí šesti rovnic a je doplněn o rovnici transportu disipace. Jedná se o nejkomplicovanější RANS model ve Fluentu, je vhodný pro výpočet složitých vířivých proudění, ale jeho nevýhodou je velká časová náročnost. [11, 12]

Úloha byla nejprve řešena stacionárně pomocí modelu turbulence Realizable k- ϵ , který se vyznačuje dobrou konvergencí a je v tomto případě vhodný pro první odhad řešení. Po zkonvergování řešiče na druhé řády přesnosti byl model turbulence změněn na Reynolds Stress Model. Jako interpolační schéma pro tlak bylo doporučeno a použito PRESTO!. Stěnová funkce byla v obou případech volena jako Non Equilibrium Wall Functions. Po dokončení stacionárního řešení byl daný problém změněn na nestacionární s časovým krokem 0,001 s (osvědčený z praxe a pro popis daného typu proudění by měl být dostačující).

Pracovním médiem byla zvolena voda. Rychlostní okrajová podmínka na vstupu byla definována pomocí jednotlivých komponent, a to ve válcovém souřadném systému. Jak již bylo zmíněno výše, rychlostní profil na vstupu je známý. Po jeho načtení do Fluentu byly definovány jednotlivé složky rychlosti (axiální, radiální, tangenciální) a také hodnoty k a ϵ . Závislost

jednotlivých složek na poloměru vstupní oblasti je zobrazena na obrázku 19. Závislost k a ϵ na poloměru vstupní oblasti je součástí přílohy 1. Do výpočetní oblasti proudí 29,897 l/s. Tato hodnota průtoku na vstupu byla zjištěna ve Fluentu pomocí funkce Mass Flow Rate (plošný integrál přes vstupní plochu).

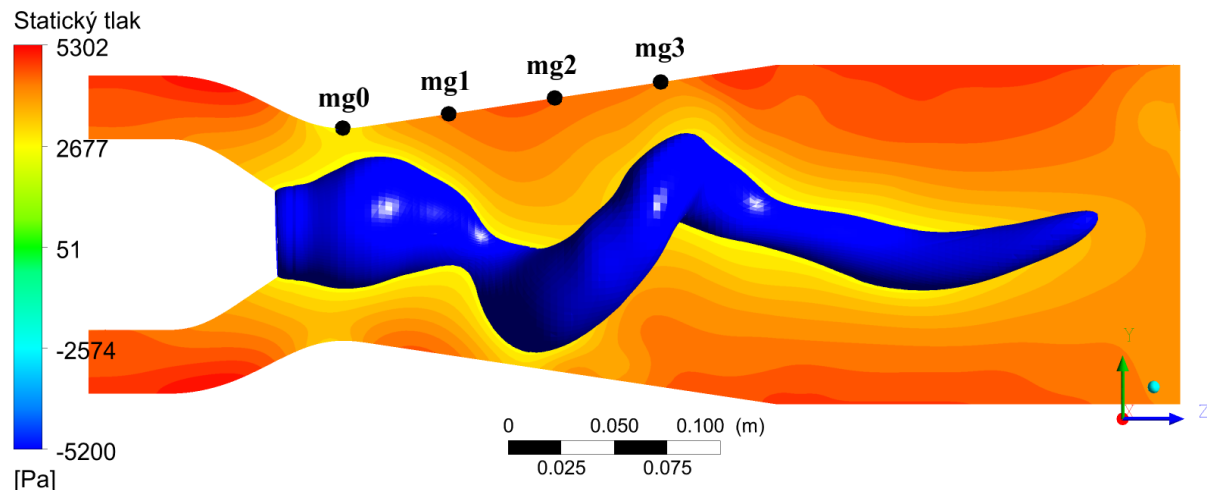


Obr. 19 Rychlostní profil na vstupu do výpočetní domény (rozložení složek rychlosti na poloměru 45 až 75 mm)

Na výstupu z oblasti byl definován atmosférický tlak. Tlak na výstupu byl tedy nastaven na nulovou hodnotu, protože Fluent počítá s relativními tlaky a jedná se o jednofázovou simulaci bez vzniku kavitace. Intenzita zpětných turbulencí byla nastavena na 10 % a poměr turbulentní viskozity k dynamické viskozitě byl nastaven jako 10. [5]

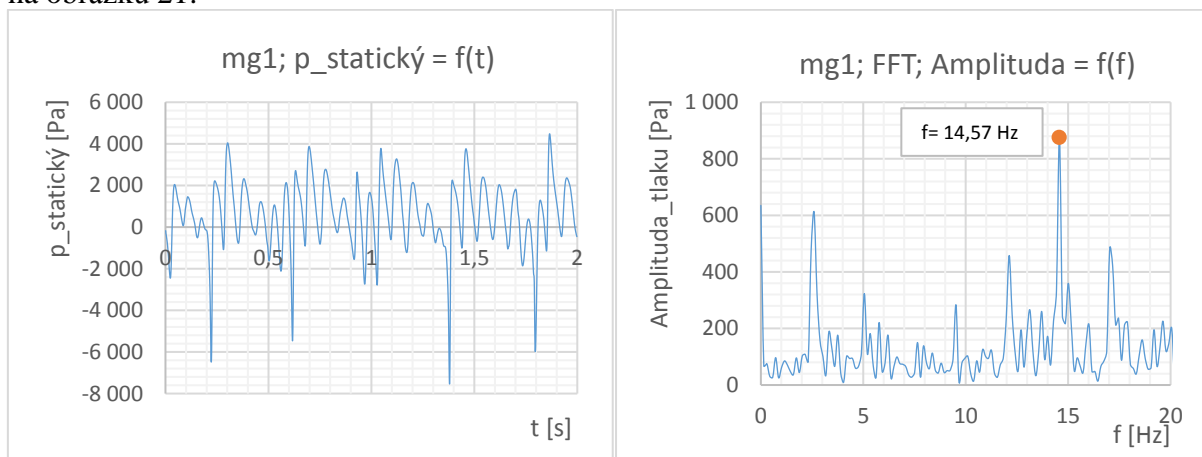
4.1.4 Popis vírového copu v difuzoru

Vírový cop vznikající v difuzoru je definován oblastmi nízkých tlaků. Tvar vírového copu byl zachycen využitím funkce Iso-Surface, tedy plochy o konstantní proměnné. V tomto případě byla předepsána konstantní hodnota statického tlaku (-5200 Pa). Vírový cop umístěný v poli statického tlaku je zobrazen na obrázku 20. Je zde také zobrazeno umístění bodových monitorů tlaku (mg0, mg1, mg2, mg3). Monitory tlaku jsou umístěny na stěnách difuzoru a nacházejí se ve stejných rovinách jako ve výše zmíněném experimentu. Tedy v rovině v místě hrdla a v rovinách od této roviny vzdálených 50, 100 a 150 mm ve směru proudění.



Obr. 20 Vírový cop v poli statického tlaku

Pro popis vírového copu je důležité zjistit jeho dominantní frekvenci. Pomocí monitorů tlaku byl sledován průběh statického tlaku v závislosti na čase (pomocí Vertex Average). Vírový cop koná rotační pohyb a získaná tlaková závislost má tedy harmonický průběh. Pro získání hodnoty dominantní frekvence byla na časový záznam tlaku aplikována rychlá Fourierova transformace (FFT, viz teoretická část práce). FFT je implementována přímo ve Fluentu. Závislost tlaku na čase v bodě mg1 a aplikace FFT na tento záznam jsou zobrazeny na obrázku 21.



Obr. 21 Tlakový záznam a aplikace FFT v bodě mg1

Z frekvenční charakteristiky v bodě mg1 lze identifikovat nejdominantnější frekvenci 14,57 Hz, které náleží tlaková amplituda 874,95 Pa. Vůči těmto hodnotám budou později porovnávány všechny způsoby vírového řízení v této diplomové práci. Frekvence 14,57 Hz tedy představuje frekvenci rotace víru. Hodnota amplitudy při nulové frekvenci je statická hodnota, která se objevuje vždy při použití FFT. Druhá dominantní frekvence v oblasti mezi 2 a 3 Hz představuje axiální pulzace. [11]

Tlakové záznamy a příslušné FFT ve všech sledovaných bodech (mg0, mg1, mg2, mg3) jsou součástí přílohy 2. V bodech mg0, mg1 a mg2 dominovala frekvence 14,57 Hz. V bodě mg3 na konci difuzoru se již žádná dominantní frekvence nevyskytovala, což je způsobeno nestabilitou vírového copu a jeho postupným rozpadáním v této oblasti.

Pro lepší představu o tvaru vírového copu ve výpočetní oblasti je tento cop zobrazen ve 3D pohledu na obrázku 22.



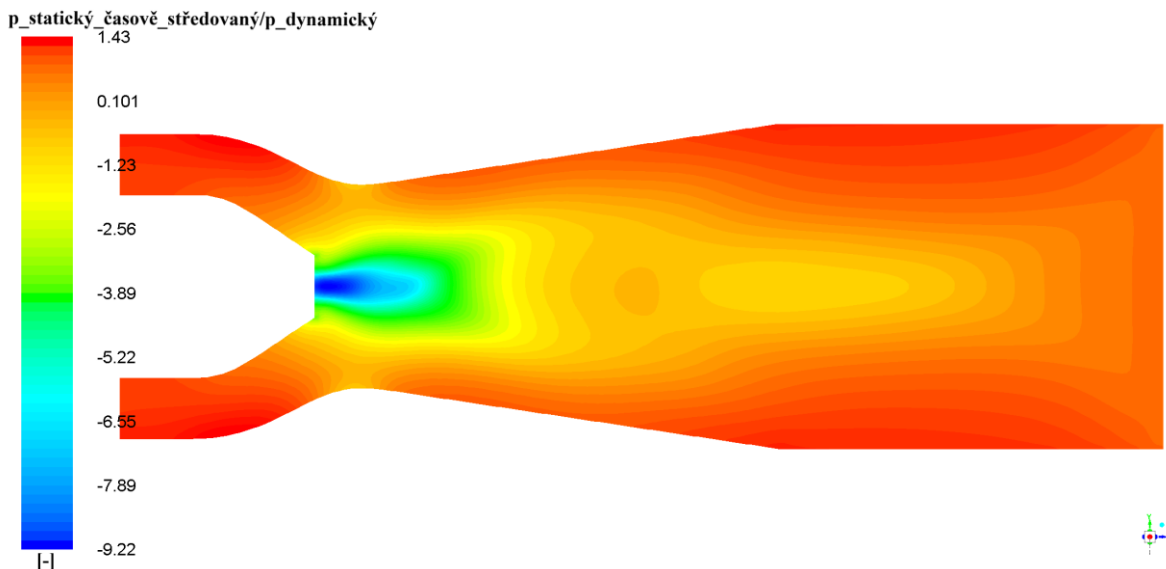
Obr. 22 Vírový cop ve výpočetní oblasti (3D pohled)

4.1.5 Bezrozměrné vyjádření tlakového pole

Aby bylo možné později porovnat tlakové pole (zobrazené na obrázku 20 výše) ve výpočetní oblasti s jinou geometrií sací trouby, je toto tlakové pole vyjádřeno bezrozměrně vzhledem k dynamickému tlaku na vstupu do oblasti. Navíc je toto pole vyjádřeno jako časově středované, a to z důvodu nestabilního tlakového pole v doméně a jeho kolísání. Středování je zde provedeno přes několik period rotace vírového copu. Nejedná se tedy o středování ve smyslu turbulentních veličin. Dynamický tlak byl stanoven pomocí rovnice 4 uvedené v kapitole 3.6. Průtok Q na vstupu do oblasti je 29,897 l/s a obsah příslušné plochy 0,01131 m². Hustota vody ρ ve Fluentu je 998,2 kg/m³. Výpočet dynamického tlaku p_d je uveden níže.

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q}{S}\right)^2 = 3487,527 \text{ [Pa]} \quad (5)$$

Časově středované pole statického tlaku vyjádřené měřítkově vůči dynamickému tlaku na vstupu do oblasti je zobrazeno na obrázku 23.



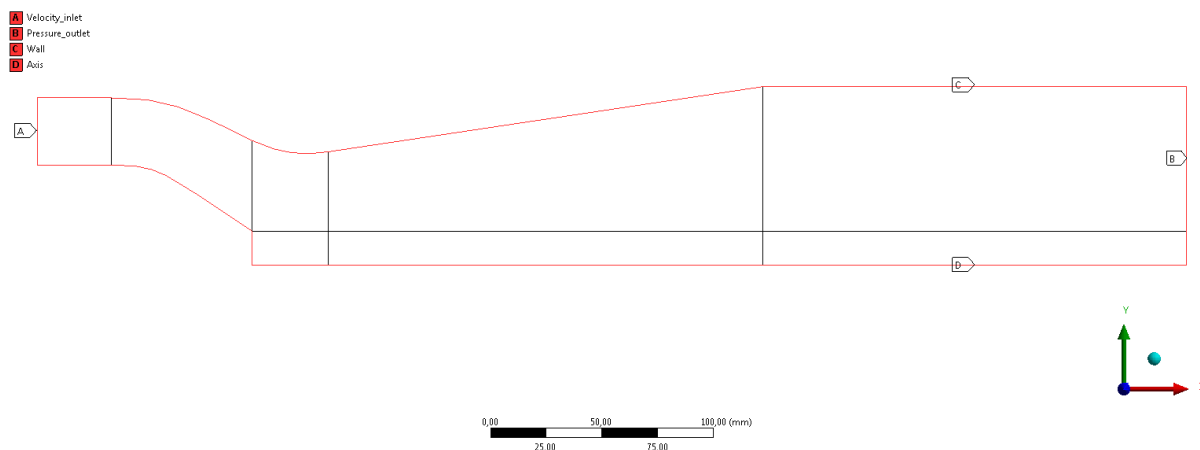
Obr. 23 Časově středované pole statického tlaku vyjádřené měřítkově vůči dynamickému tlaku na vstupu do výpočetní domény

4.2 Řešení problému pomocí 2D přístupu

Z důvodu rotačně symetrické výpočetní oblasti je možné k řešení daného problému využít i 2D přístup. Cílem bude provést stacionární dvourozměrnou simulaci a porovnat rychlostní pole s rychlostním polem získaným pomocí 3D přístupu. Výhodou 2D simulace je podstatná redukce výpočetní sítě, a tím i výrazné zkrácení výpočtového času.

4.2.1 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek

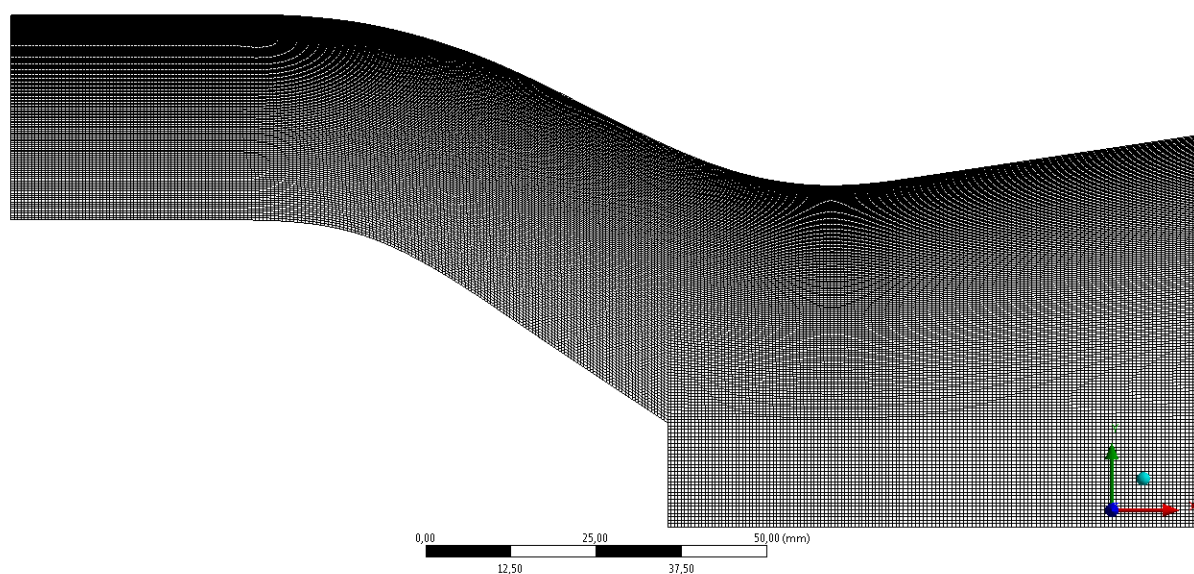
Výpočetní oblastí je rovinná plocha, jejíž rotací kolem hlavní osy vznikne 3D výpočetní doména popisovaná v předchozí kapitole. Podobně jako v případě 3D výpočtu byla výpočetní oblast rozdělena na několik menších podoblastí (v tomto případě na 8). Okrajové podmínky byly voleny stejně, pouze osa rotace byla definována jako Axis (osa). Na vstupní hraně byla zvolena okrajová rychlostní podmínka, na výstupní hraně podmínka tlaková a na ostatních hranách podmínka Wall. Dekompozice výpočetní oblast včetně okrajových podmínek je zobrazena na obrázku 24.



Obr. 24 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek

4.2.2 Tvorba sítě pro výpočet

Rozdělením výpočetní oblasti na 8 podoblastí bylo umožněno vytvoření sítě z obdélníkových prvků. Síť byla vytvořena v prostředí ANSYS Workbench a byly použity funkce Sizing a Face Meshing. Stejně jako v případě trojrozměrné sítě byly prvky zhušťovány ke stěnám. Síť pro výpočet je velmi jemná a obsahuje 139 490 elementů. Ve Fluentu bylo zjištěno Aspect Ratio sítě 4,887 a průměrné Y Wall Plus na stěnách 21,17. Síť tedy splňuje požadavky pro použití modelu turbulence k- ϵ . Detail sítě v blízkosti náboje (trysky) je zobrazen na obrázku 25.



Obr. 25 Výpočetní síť pro 2D výpočet

4.2.3 Metodika výpočtu a nastavení Fluentu

Úloha byla počítána jako 2D axisymetrická rotující. Ve Fluentu je toto umožněno nastavením 2D Axisymmetric Swirl. Model turbulence byl použit Realizable k- ϵ a úloha byla počítána pouze stacionárně. Jako stěnové funkce byly opět zvoleny Non-Equilibrium Wall Functions. Řešení zkonvergovalo na druhé řady přesnosti. Jako tlakové interpolační schéma bylo opět použito PRESTO!

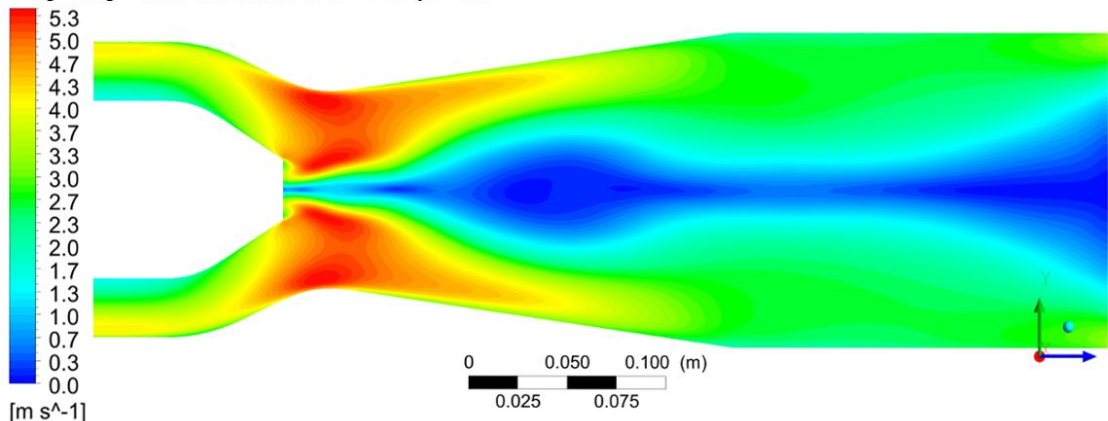
Rychlostní okrajová podmínka byla zadána využitím známého rychlostního profilu na vstupu. Byly zde předepsány axiální, radiální, tangenciální (označení Swirl velocity) složky rychlosti. Stejně tak byly v rychlostní okrajové podmínce předepsány hodnoty k a ϵ

(opět ze známého profilu). Tlaková podmínka byla nastavena stejně jako v případě 3D úlohy (výstupní tlak nastaven na nulu).

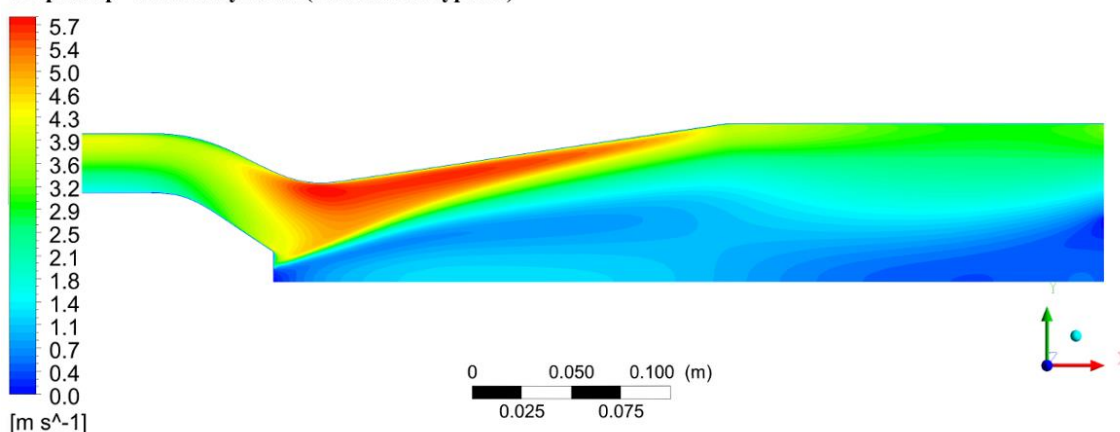
4.3 Porovnání rychlostního pole (3D a 2D přístup)

Na obrázku 26 je zobrazeno časově středované rychlostní pole získané pomocí 3D přístupu a rychlostní pole získané pomocí 2D stacionárního přístupu. V obou případech je vyhodnocována celková rychlost (Velocity Magnitude).

3D přístup - časově středovaná celková rychlost



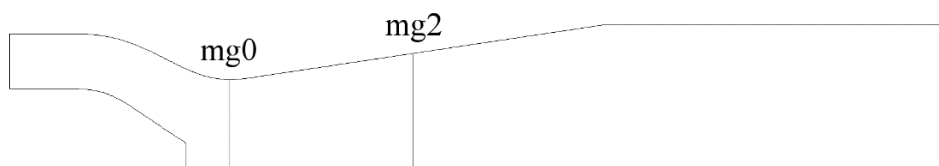
2D přístup - celková rychlost (stacionární výpočet)



Obr. 26 Porovnání rychlostního pole 3D (nahore) a 2D (dole) přístupem

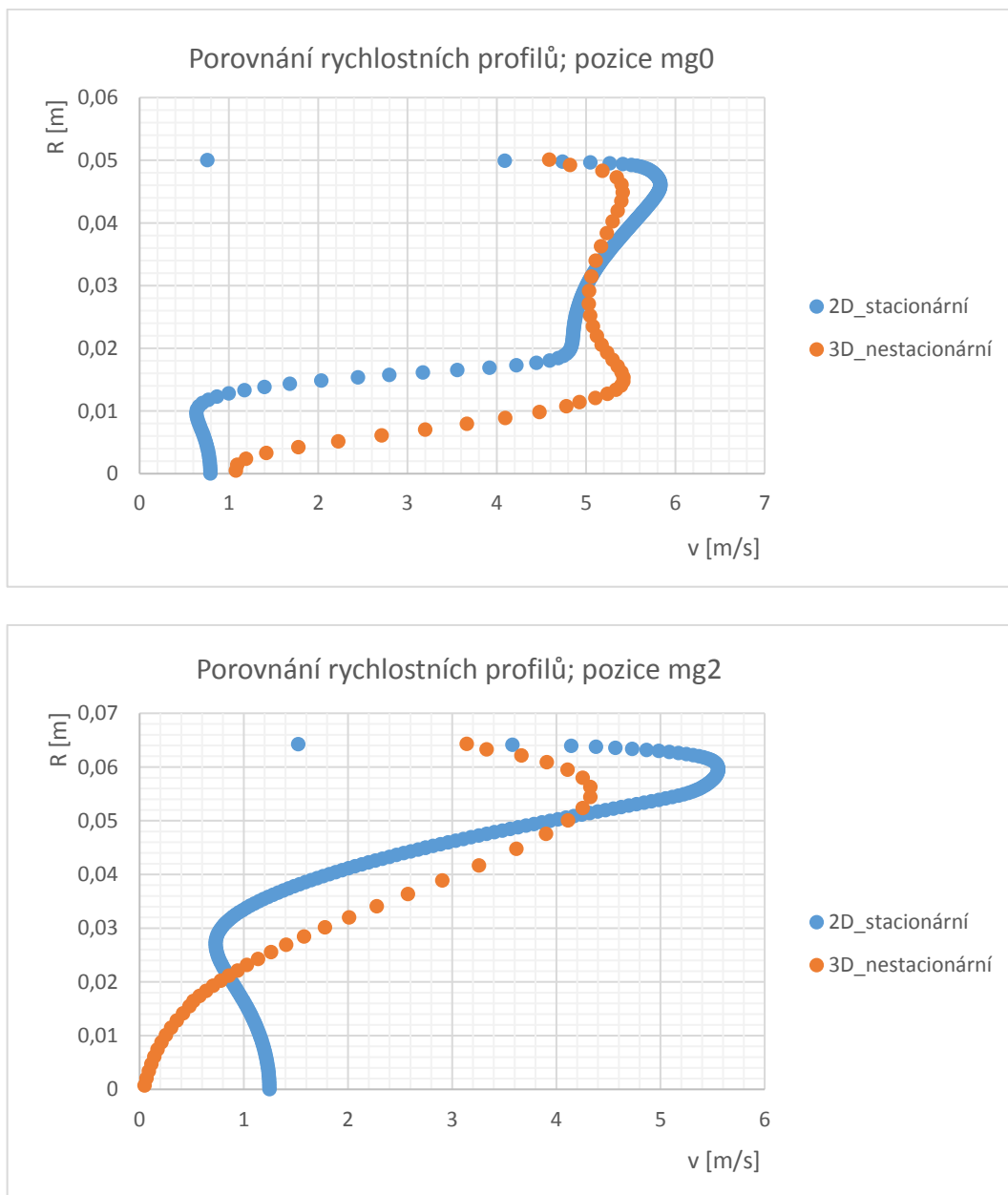
Z obrázku výše lze vidět, že rychlostní pole získané 2D přístupem se od 3D přístupu výrazně odlišuje, a to především v oblasti difuzoru, kde dochází k tvorbě vírového copu. Zjednodušení problému na 2D stacionární tedy není dostatečně přesné a vhodné pro popis vírového proudění.

V rovině v místě hrdla difuzoru (pozice mg0) a v rovině od této roviny vzdálené 100 mm ve směru proudění (pozice mg2) byly následně vyhodnoceny rychlostní profily pro oba přístupy. Srovnávané roviny (úsečky) jsou pro přehled zobrazeny na obrázku 27.



Obr. 27 Místa pro porovnání rychlostních profilů (2D a 3D přístup)

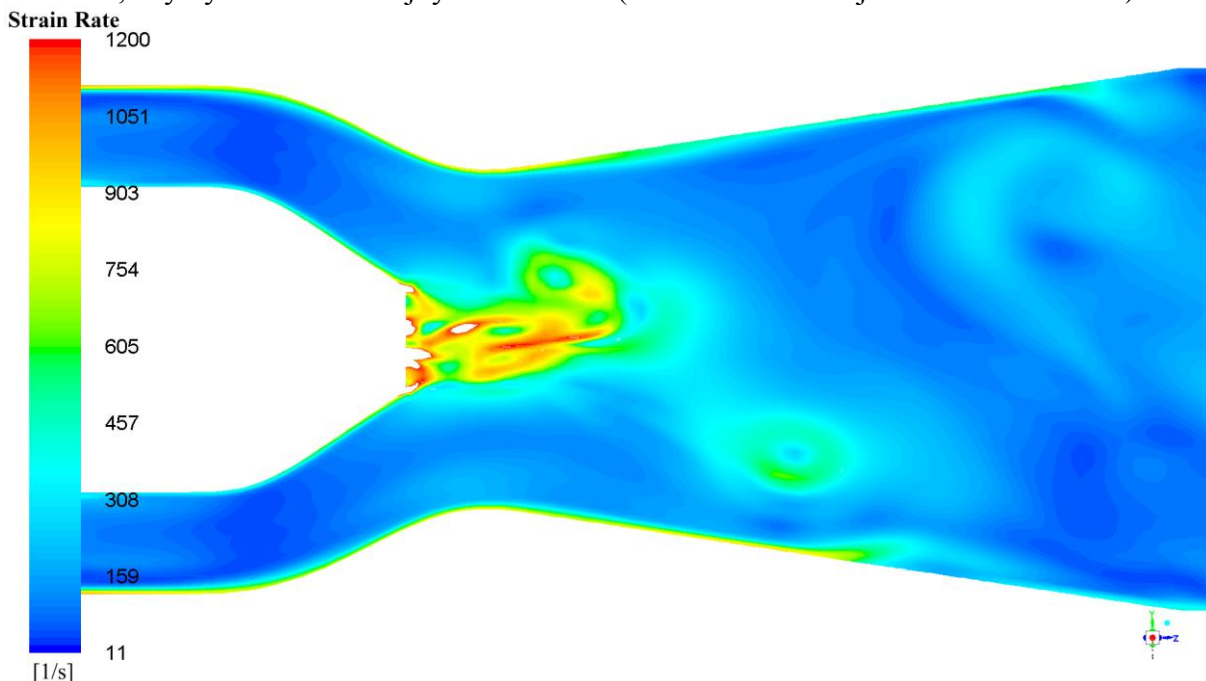
Na obrázku 28 je zobrazeno porovnání rychlostních profilů v pozicích zmíněných výše. Je zde vynesena závislost celkové rychlosti na poloměru v dané oblasti difuzoru. Osy v grafu jsou zde pro lepší přehled orientovány vzhledem k obrázku 26. Jak již bylo řečeno, 2D stacionární přístup se od 3D nestacionárního přístupu výrazně odlišuje, a proto není vhodným zjednodušením. Veškeré následující výpočty budou tedy počítány ve 3D s využitím modelu turbulence Reynolds Stress Model, který je považován za velice přesný.



Obr. 28 Porovnání rychlostních profilů v pozicích mg0 a mg2

5 IDENTIFIKACE MÍST VHODNÝCH PRO UMÍSTĚNÍ ŘÍDÍČÍCH PRVKŮ

Na základě analogie řízením odtržené mezní vrstvy u leteckých profilů bylo základní ideou ovlivnit oblast intenzivních smykových vrstev. K identifikaci těchto míst je nutné znát rozložení tenzoru rychlosti deformace (Strain Rate) a pozice, kde dosahuje maximálních hodnot. Je tedy potřeba určit místa s nejvyšším gradientem rychlosti. Na obrázku 29 je zobrazeno pole tenzoru rychlosti deformace v řezu výpočetní oblasti. Toto pole je měřítkově omezené, aby vynikla oblast nejvyšších hodnot (tenzor zde dosahuje hodnot až 4500 s^{-1}).



Obr. 29 Rozložení tenzoru rychlosti deformace v řezu výpočetní oblasti

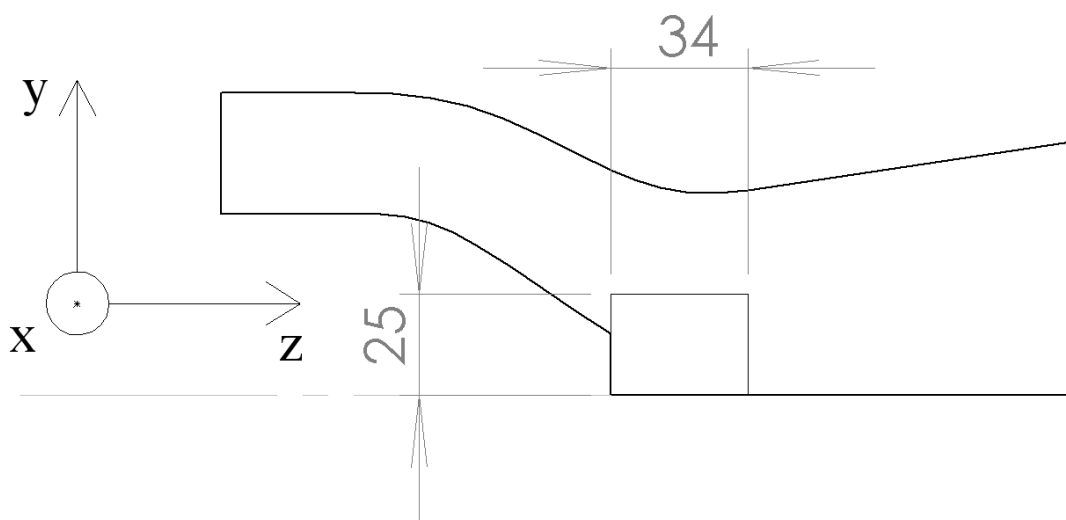
Z obrázku výše je patrné, že nejvyšší hodnoty tenzoru se nacházejí v oblasti, kde byla v experimentu umístěna tryska. Tedy v blízkosti stěny na konci konvergentní oblasti (v blízkosti náboje). Zobrazované pole je pouze polem okamžitých hodnot, protože ve Fluentu zatím není možné vyhodnotit tento tenzor jako časově středovaný. K určení vhodných míst pro řízení vírového proudění bude tedy nutné časově středované hodnoty tenzoru vypočítat numericky.

Tenzor rychlosti deformace je symetrický tenzor 2. řádu a je definován rovnicí 6, která je zapsána v Einsteinově sumační symbolice. Tato rovnice je následně rozepsána do složek (pro i a j od 1 do 3).

$$v_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

$$v_{ij} = \begin{pmatrix} \frac{\partial v_1}{\partial x_1} & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} + \frac{\partial v_2}{\partial x_1} \right) & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_1} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} + \frac{\partial v_2}{\partial x_1} \right) & \frac{\partial v_2}{\partial x_2} & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_2} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_1} \right) & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_2} \right) & \frac{\partial v_3}{\partial x_3} \end{pmatrix} \quad (7)$$

Úloha byla řešena v kartézském souřadném systému, a to konkrétně v řezu rovinou yz. Směry os x_1 , x_2 , x_3 odpovídají příslušným osám x, y a z. Stejně tak rychlosti v_1 , v_2 , v_3 odpovídají rychlostem v_x , v_y a v_z . Jak již bylo zmíněno výše, nejvyšší hodnoty tenzoru se nacházejí v blízkosti stěny na konci konvergentní oblasti. Ve Fluentu byly z této oblasti, která je ohraničená pomocí funkce Iso-Clip, vyexportovány jednotlivé buňky sítě a hodnoty časově středovaných složek rychlosti v těchto buňkách. Pro každou buňku je tedy známa její souřadnice a příslušné časově středované složky rychlosti ve směrech os souřadného systému. Exportovaná výpočetní data pro každou buňku jsou tedy ve tvaru $[x, y, z, v_x, v_y, v_z]$. Oblast dat pro export je vymezena na obrázku 30.

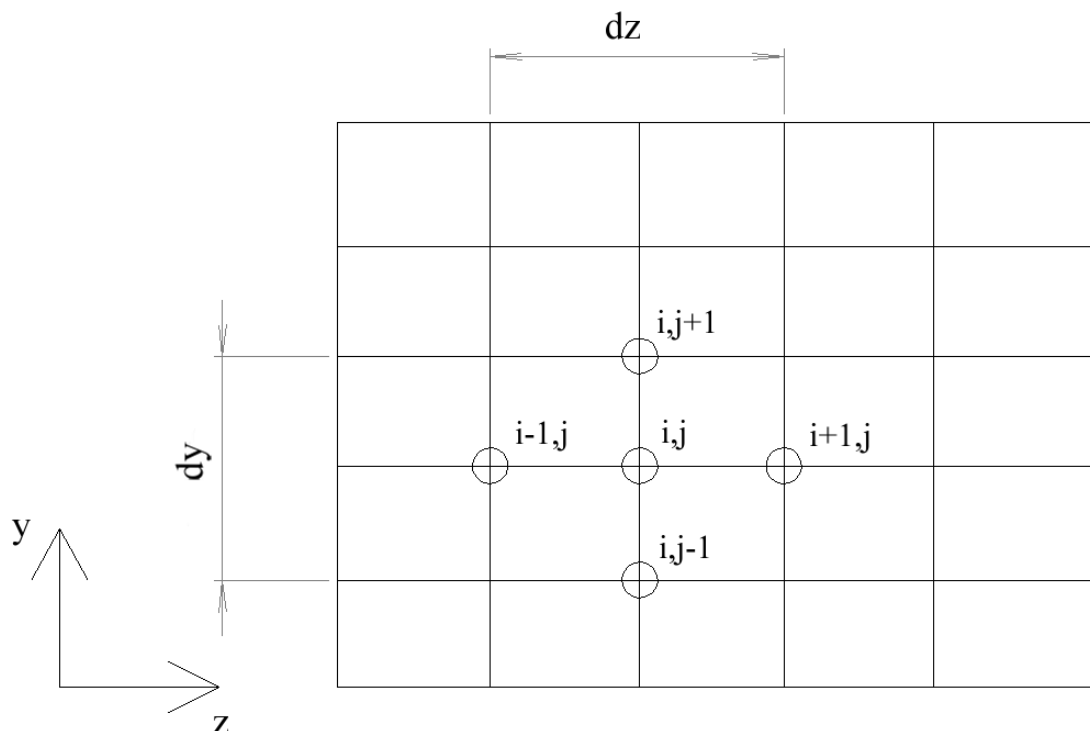


Obr. 30 Vymezení oblasti pro export výpočetních dat

Jelikož je úloha zjednodušena na 2D případ (řez yz), lze všechny derivace ve směru x_1 (osy x) zanedbat. Rovnice 7 se tedy výrazně zjednoduší na tvar uvedený níže.

$$v_{ij} = \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} \right) & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} \right) & \frac{\partial v_2}{\partial x_2} & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_2} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right) & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_2} \right) & \frac{\partial v_3}{\partial x_3} \end{pmatrix} \quad (8)$$

Exportovaná data byla v Excelu uspořádána takovým způsobem, aby každá buňka měla kolem sebe příslušné sousední buňky. Derivace jsou tedy řešeny pro pole hodnot, a to využitím centrální diference. Diskretizace oblasti je naznačena na obrázku 31.



Obr. 31 Diskretizace oblasti [11]

Vzorce pro numerický výpočet derivací metodou centrálních diferencí pro směry y a z jsou uvedeny v rovnicích 9 a 10.

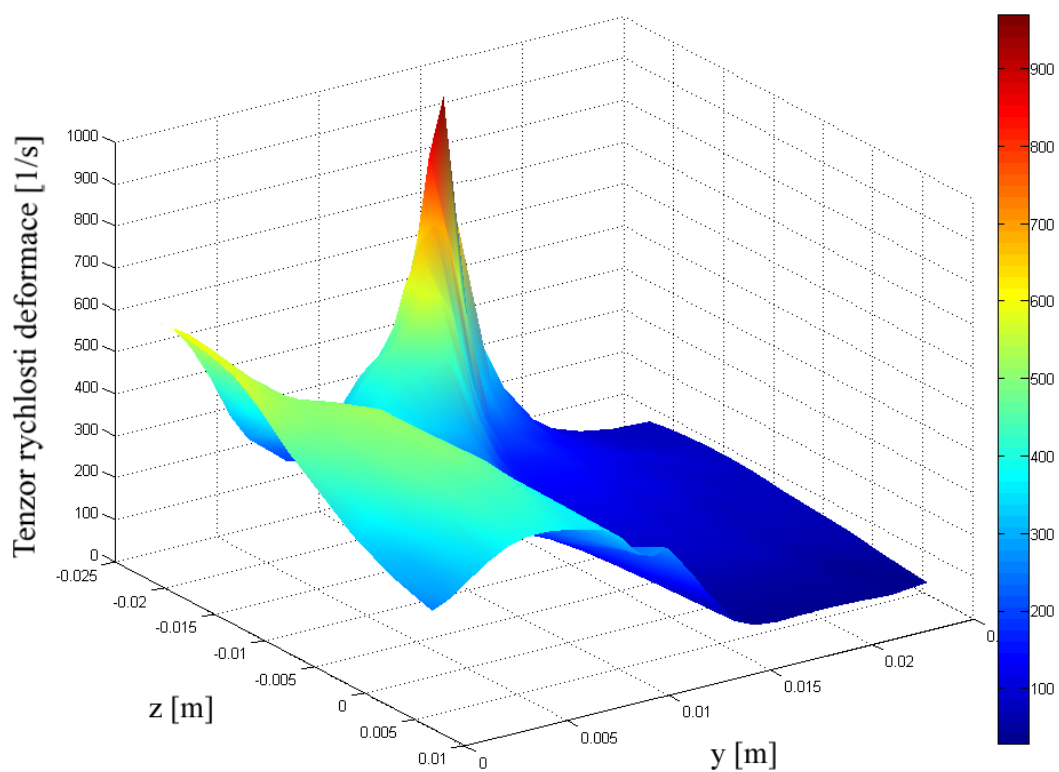
$$\frac{\partial v_{i,j}}{\partial y} = \frac{v_{i,j+1} - v_{i,j-1}}{dy} \quad (9)$$

$$\frac{\partial v_{i,j}}{\partial z} = \frac{v_{i+1,j} - v_{i-1,j}}{dz} \quad (10)$$

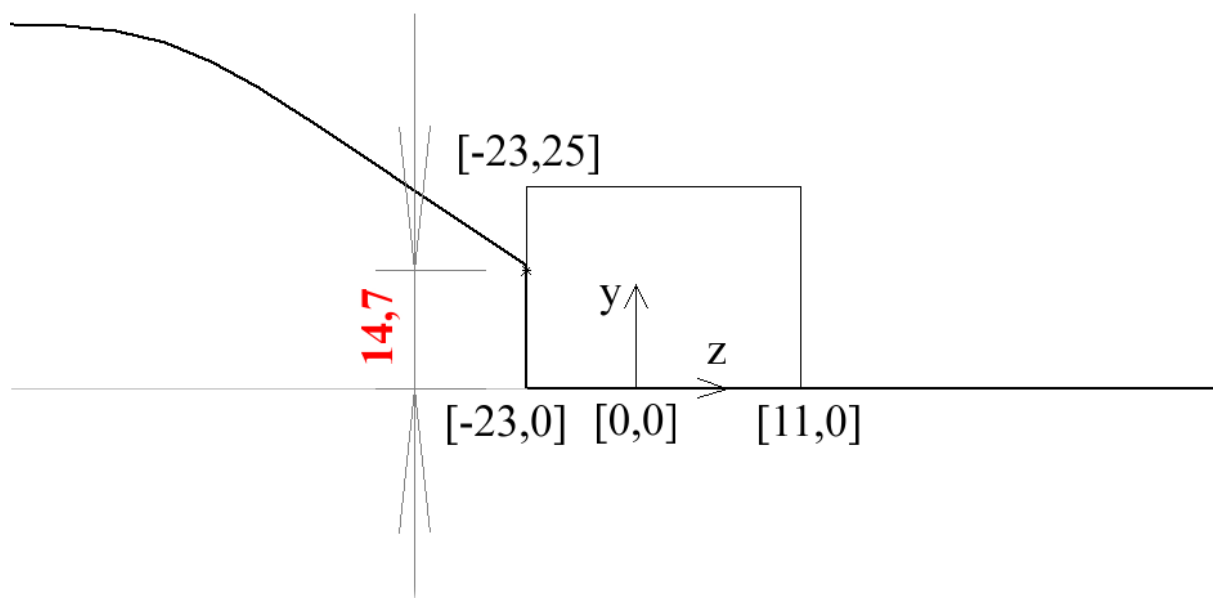
Tímto postupem tedy byly určeny pro všechny buňky složky tenzoru z rovnice 8. Velikost tenzoru druhého řádu je poté definována rovnicí 11 [13]. Jednotlivé složky tenzoru byly tedy umocněny na druhou a pod odmocninou následně sečteny.

$$\|v_{ij}\| = \sqrt{v_{ij} \cdot v_{ij}} \quad (11)$$

Kompletní numerický výpočet pro pole exportovaných buněk byl realizován v programu Excel a pro grafický výstup byl použit program Matlab. Na obrázku 32 je zobrazen průběh tenzoru deformace v dané oblasti. Na obrázku 33 je v řezu yz pro lepší přehled vyznačen bod s nejvyšší hodnotou vzhledem k lokálnímu souřadnému systému.



Obr. 32 Pole časově středovaného tenzoru rychlosti deformace ve vymezené oblasti



Obr. 33 Lokalizace bodu pro umístění řídicích prvků

Velikost časově středovaného tenzoru rychlosti deformace se směrem od stěny konce konvergentní oblasti výrazně snižuje. Bod, ve kterém má časově středovaný tenzor rychlosti deformace maximální hodnotu 967 s^{-1} , leží na této stěně a je vzdálen od osy z 14,7 mm. Ve Fluentu je velikost tenzoru (viz rovnice 11) při výpočtu ještě násobena konstantou, takže zjištěná maximální hodnota nemusí úplně korespondovat s rozsahem pole zobrazeným výše na obrázku 29.

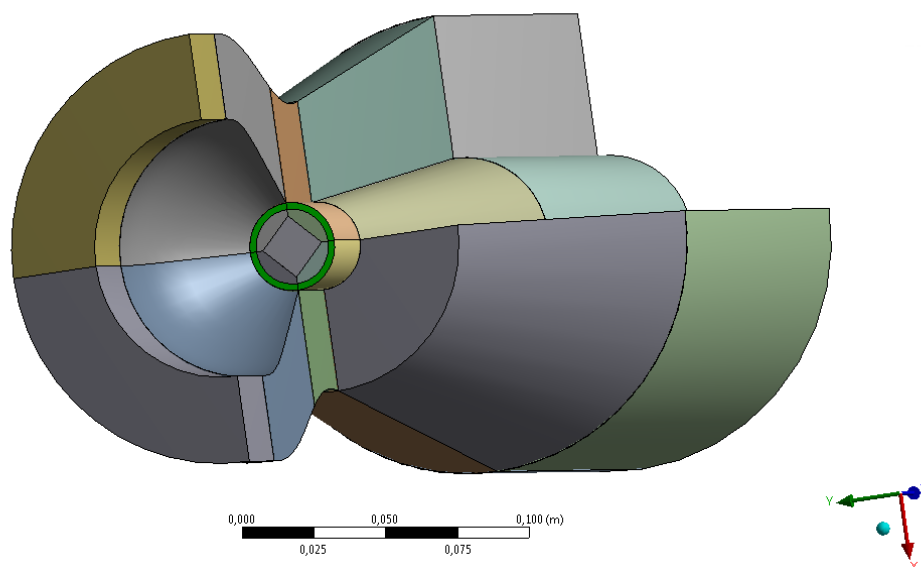
Pole maximálních hodnot časově středovaného tenzoru rychlosti deformace je v prostoru popsáno kružnicí o poloměru 14,7 mm, která leží na stěně náboje. Pro řízení vírového proudění bude v tomto místě např. instalována mezikruhová tryska, která dané pole pokryje. Aplikace vstříkávání vody jednotlivými způsoby je popsána a zhodnocena v následující části práce.

6 ŘÍZENÍ KONTINUÁLNÍM VSTŘIKOVÁNÍM MEZIKRUHOVOU TRYSKOU

6.1 Mezikruhová tryska o šířce 2 mm

6.1.1 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek

Oblast pro výpočet uvedená v kapitole 4 byla upravena a elementy v blízkosti místa pro vstřikování byly rozděleny tak, aby v tomto místě bylo možné zadat novou okrajovou rychlostní podmínku. Tato okrajová podmínka je definována na mezikruží o šířce 2 mm. Jinak jsou všechny okrajové podmínky stejné jako ve výše zmíněné kapitole. Výpočetní doména obsahuje celkem 47 podoblastí. Výpočetní doména včetně nově umístěné rychlostní okrajové podmínky je zobrazena na obrázku 34.

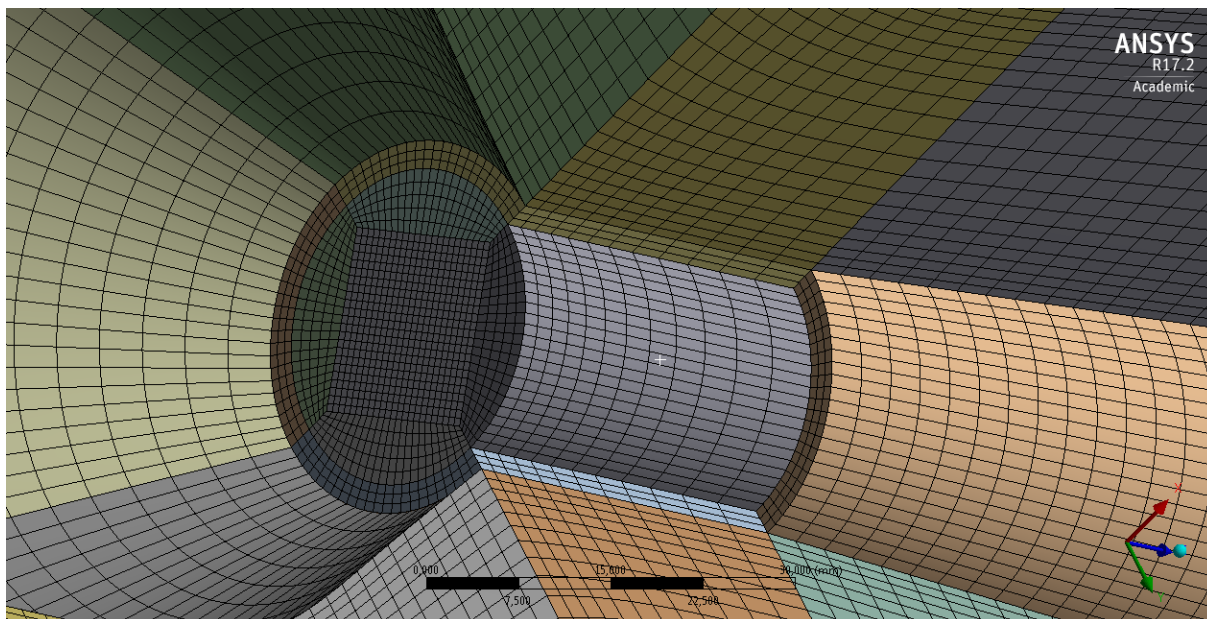


Obr. 34 Dekompozice výpočetní domény s novou okrajovou rychlostní podmínkou

6.1.2 Tvorba sítě pro výpočet

Výpočetní síť byla vytvářena stejným způsobem jako v případě 3D výpočtu pro analyzování vírového copu. K tvorbě byla navíc použita funkce MultiZone, protože tenké elementy nebylo možné pomocí funkce Sweep vysítovat. Do mezikruží by bylo vhodné umístit více prvků, aby byl dodržen doporučený počet prvků ve spáře (min 5, optimálně 15 prvků). [11] Pro zachování podobné struktury a podobného počtu prvků sítě (tzn. výpočetního času) z kapitoly 4 byl při tvorbě této sítě ale kladen důraz na návaznost jednotlivých buněk a na zachování jejich optimálního poměru (šířka ku délce).

Výsledná síť je složena z 507 242 hexa elementů. Maximální Aspect Ratio sítě je 12,04 a hodnota průměrného Y Wall Plus na stěnách 134,5. Síť má horší parametry než síť v kapitole 4, což je převážně způsobeno novými tenkými elementy a požadavkem hexa prvkové sítě. Síť ale i v tomto případě splňuje podmínky pro výpočet. Detail sítě v místě trysky je zobrazen na obrázku 35.



Obr. 35 Detail sítě pro vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm

6.1.3 Metodika výpočtu a nastavení Fluentu

Výpočet byl proveden stejným způsobem jako v případě 3D výpočtu v kapitole 4. Nově zde byla pouze zadána okrajová rychlostní podmínka v místě mezikruží. Výpočet byl realizován pro takový počet průtoků, aby bylo možné sestavit graf závislost amplitudy tlakových pulzací na množství vstřikované vody. Rychlosti vstřikování vody pro jednotlivé průtoky jsou uvedeny v tabulce 1. Obsah mezikruží S je 206 mm^2 . Rychlosti byly tedy určeny ze známého vztahu pro průtok a tedy $Q = v \cdot S$. Dále je zde také uveden poměr množství vstřikované vody Q_{jet} k nominálnímu průtoku Q ($29,897 \text{ l/s}$) na vstupu do domény. Rychlost byla zadána jako axiální ve válcovém souřadném systému. Ostatní složky byly nastaveny na nulu. Intenzita turbulence byla nastavena na 5 % (i pro všechny ostatní případy).

Tab. 1 Rychlosti vstřikování vody (mezikruhová tryska o šířce 2 mm)

Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v [m/s]
2	0.07	9.67
3	0.10	14.51
4	0.13	19.34
5	0.17	24.18
6	0.20	29.01
7	0.23	33.85
9	0.30	43.52
11	0.37	53.19
12	0.40	58.03
14	0.47	67.70

6.1.4 Vyhodnocení

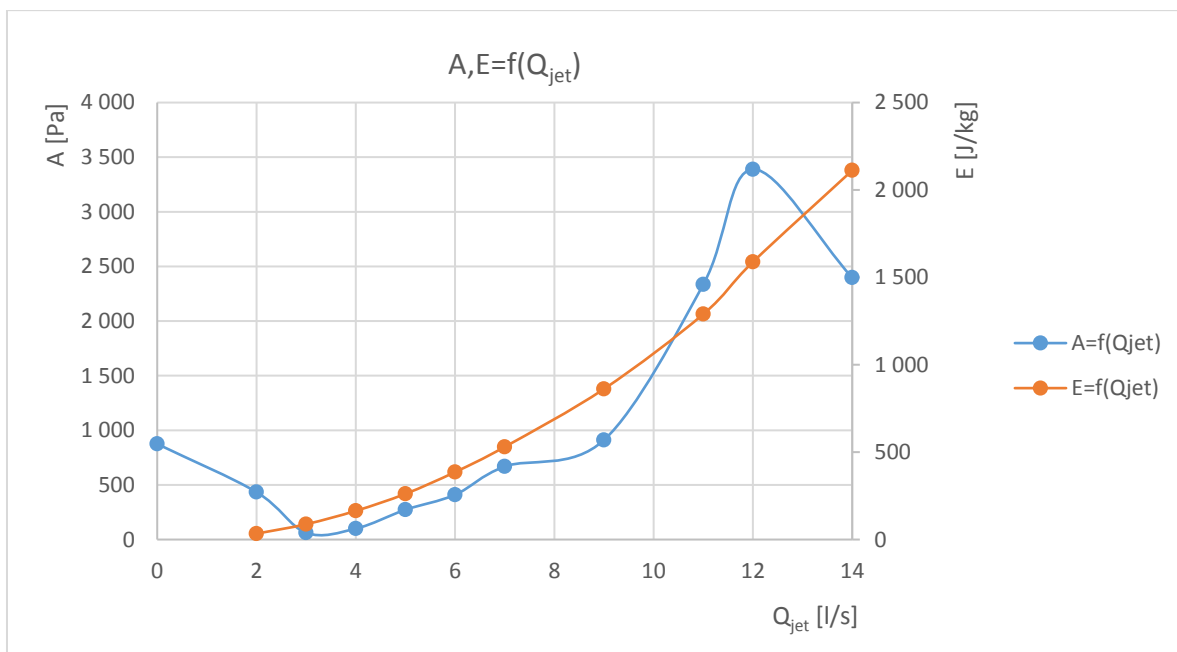
Ve výpočetní doméně byl vyhodnocován pro každý průtok průběh statického tlaku v závislosti na čase, a to v tlakovém monitoru mg1 (viz kapitola 4) na stěně difuzoru. Poté byly pomocí FFT vyhodnoceny příslušné amplitudy a dominantní frekvence tlakových pulzací. Dalším posuzovaným kritériem jednotlivých průtoků bylo množství energie potřebné na vstřikování, která byla určena z totálního tlaku v oblasti mezikruhové trysky. Ten zde byl definován pomocí plošného integrálu (Mass Weighted Average). Totální tlak je součtem dynamického a statického tlaku. Určuje tedy celkovou tlakovou energii v oblasti. Podělením totálního tlaku hustotou kapaliny (voda, ve Fluentu referenční hodnota $998,2 \text{ kg/m}^3$) je získána měrná energie E , která musí být kapalině kontinuálně dodávána, aby byl zajištěn požadovaný průtok.

V tabulce 2 jsou pro každý průtok vyhodnoceny požadované veličiny. Jedná se o tlakovou amplitudu A , dominantní frekvenci tlakových pulzací f a měrnou tlakovou energii E . Nulovým průtokem je myšlena situace bez vstřikování, která byla vyhodnocena v kapitole 4.

Tab. 2 Vyhodnocení vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm

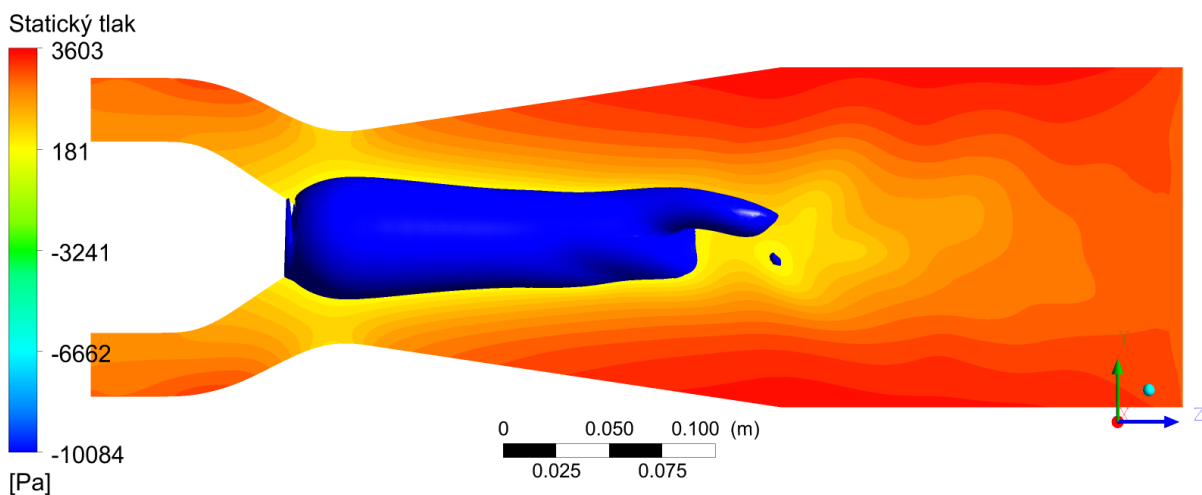
Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v [m/s]	A [Pa]	f [Hz]	E [J/kg]
0	-	-	874.95	14.57	-
2	0.07	9.67	434.15	6.44	33.68
3	0.10	14.51	62.12	11.54	87.83
4	0.13	19.34	100.12	6.06	164.21
5	0.17	24.18	272.75	4.55	261.46
6	0.20	29.01	409.92	3.85	386.13
7	0.23	33.85	668.33	34.62	530.16
9	0.30	43.52	911.25	26.92	861.64
11	0.37	53.19	2 335.03	33.55	1 289.70
12	0.40	58.03	3 389.13	38.03	1 588.14
14	0.47	67.70	2 397.46	46.15	2 111.92

Z tabulky je patrné, že pro tento případ vstřikování neplatí závislost popsaná v kapitole 3.6. Nedochází zde k utlumení amplitudy na konstantní hodnotu při dosažení kritické hodnoty vstřikování (od 11,6 % nominálního průtoku). K významnému utlumení zde dochází při průtoku 3 l/s, a to o více než 90 % ve srovnání s původní hodnotou bez vstřikování. Pro tento případ je potřeba 87,83 J/kg měrné tlakové energie. Závislost tlakové amplitudy A a měrné energie E na množství vstřikované vody je zobrazena na obrázku 36. Zajímavý je také průběh hodnot dominantních frekvencí tlakových pulzací, které začnou od cca 23 % nominálního průtoku prudce narůstat.



Obr. 36 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstříkované vody (mezikruhová tryska o šířce 2 mm)

Pole statického tlaku pro průtok 3 l/s je zobrazeno na obrázku 37. Je zde opět pomocí funkce Iso-Surface zobrazena oblast o konstantní hodnotě statického tlaku. Z obrázku je patrné, že vírový cop (obrázek 20) byl díky vstříkování vody potlačen a je nyní symetrický.

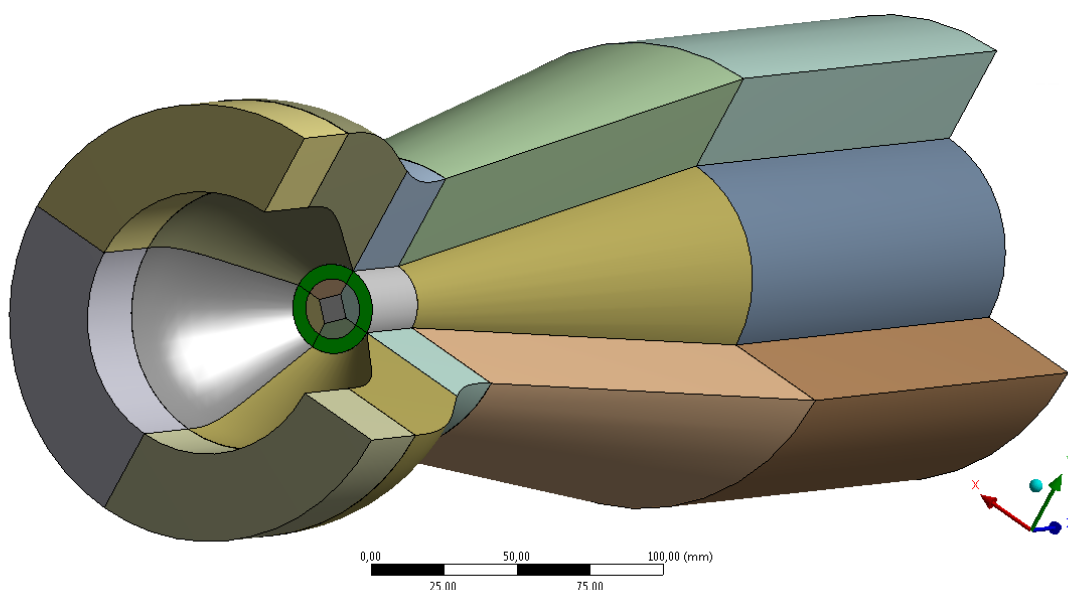


Obr. 37 Pole statického tlaku pro průtok 3 l/s mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm

6.2 Mezikruhová tryska o šířce 5 mm

6.2.1 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek

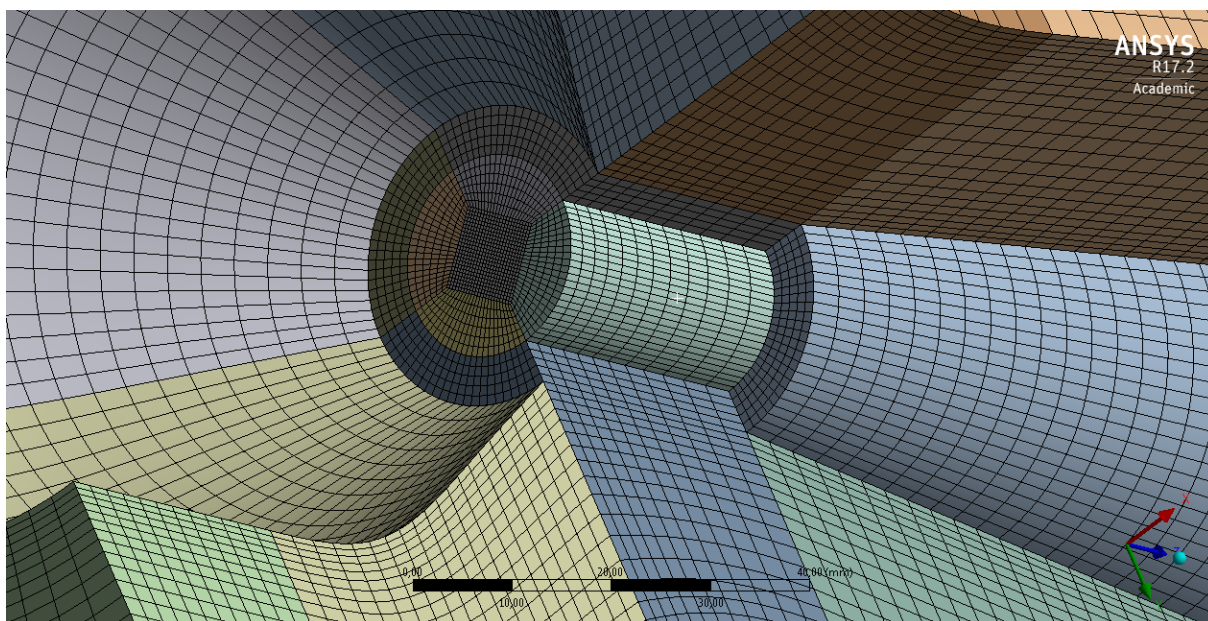
K vytvoření vhodné dekompozice pro umístění mezikruhové oblasti o šířce 5 mm již nebylo možno upravit stávající dekompozici pro 3D výpočet z kapitoly 4 jako v předchozím případě. Byla tedy v programu Solid Works vymodelována nová výpočetní doména. Dekompozice a okrajové podmínky byly realizovány stejným způsobem jako v případě domény s mezikružím 2 mm. Výpočetní oblast tedy obsahuje také 47 podoblastí a je zobrazena na obrázku 38.



Obr. 38 Výpočetní doména a její dekompozice pro mezikruhovou trysku o šířce 5 mm

6.2.2 Tvorba sítě pro výpočet

Výpočetní síť byla vytvořena užitím stejných funkcí jako v případě domény s mezikružím 2 mm. Pro tvorbu sítě byly tedy využity funkce Sizing, Sweep, Face Meshing a MultiZone. Síť obsahuje 495 581 hexa elementů a ve Fluentu vykazuje hodnoty Aspect Ratio 13,26 a průměrné Wall Y Plus na stěnách 69,5. Tato výpočetní síť opět splňuje předpoklady pro výpočet. Detail sítě je zobrazen na obrázku 39.



Obr. 39 Detail sítě pro vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm

6.2.3 Metodika výpočtu a nastavení Fluentu

Výpočet byl nastaven a realizován stejným způsobem jako v případě mezikruhové trysky o šířce 2 mm. Na mezikruhové oblasti (plocha 401,46 mm²) byla definována nová okrajová rychlostní podmínka, která byla opět nastavena pro dostatečný počet průtoků. Rychlosti v axiálním směru pro různé velikosti průtoků jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3 Rychlosti vstřikování vody (mezikruhová tryska o šířce 5 mm)

Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v [m/s]
2	0.07	4.98
3	0.10	7.47
4	0.13	9.96
5	0.17	12.45
6	0.20	14.95
7	0.23	17.44
9	0.30	22.42
12	0.40	29.89
14	0.47	34.87

6.2.4 Vyhodnocení

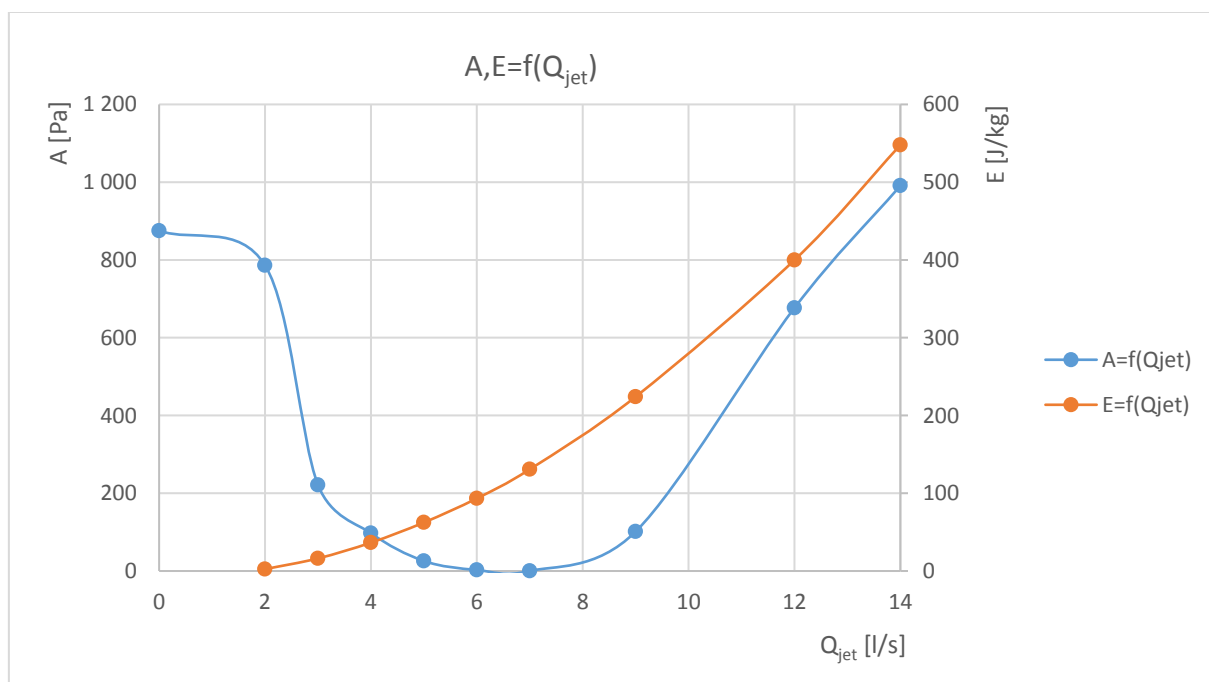
Jako v předchozích případech byla vyhodnocována závislost průběhu statického tlaku na čase, a to v bodovém monitoru tlaku mg1 (na stěně difuzoru, rovina 50 mm od hrdla). Pomocí FFT byly opět vyhodnoceny příslušné amplitudy tlaku a dominantní frekvence. Energetické hledisko je posuzováno z totálního tlaku na vstupu do oblasti. Tato hodnota je podělena hustotou vody a tím je získána měrná tlaková energie, která musí být v této oblasti dodávána. Vyhodnocení je totožné s případem mezikruhové trysky o šířce 2 mm. Získané hodnoty tlakové amplitudy A , dominantní frekvence f tlakových pulzací a měrné tlakové energie E pro výše zmíněné průtoky jsou uvedeny v tabulce 4.

Tab. 4 Vyhodnocení vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm

Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v [m/s]	A [Pa]	f [Hz]	E [J/kg]
0	-	-	874.95	14.57	-
2	0.07	4.98	786.20	8.49	2.38
3	0.10	7.47	221.45	5.95	16.20
4	0.13	9.96	97.49	4.58	36.46
5	0.17	12.45	25.83	2.00	62.37
6	0.20	14.95	2.60	2.50	93.35
7	0.23	17.44	0.07	2.50	130.79
9	0.30	22.42	101.43	2.14	224.13
12	0.40	29.89	676.69	2.50	399.89
14	0.47	34.87	990.92	28.97	547.83

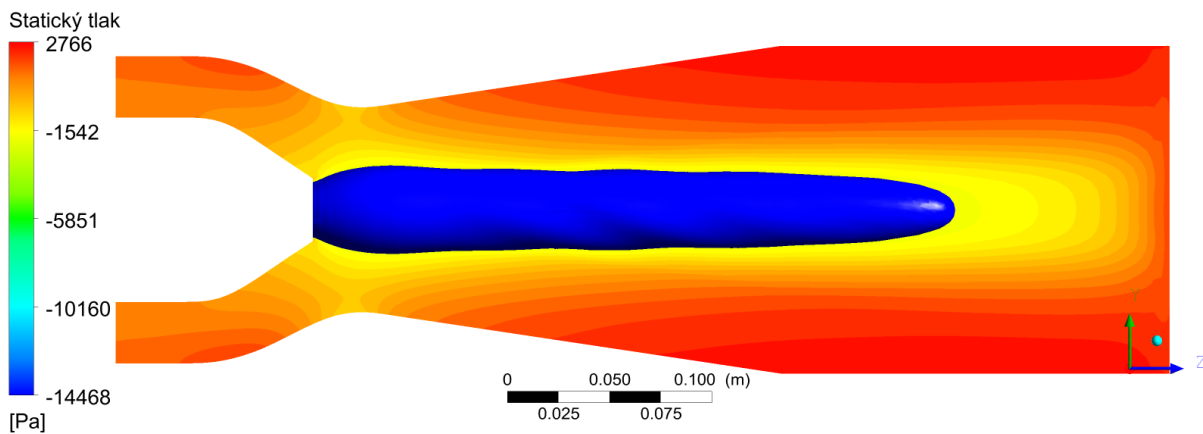
Z tabulky je opět patrné, že průběh amplitudy v závislosti na průtoku neodpovídá průběhu zjištěnému v experimentu (popsanému v kapitole 3.6). Amplituda se opět při vyšších průtocích výrazně zvyšuje a nezůstává na konstantní hodnotě. Pro tento případ vstřikování byly tlakové pulzace nejvíce utlumeny při průtoku 7 l/s. Amplituda pulzací zde má téměř nulovou hodnotu (utlumení téměř 100 % vzhledem k původnímu stavu) a potřeba energie je na hodnotě 130,79 J/kg. Systém je tedy výrazně více zatlučen než v případě použití mezikruhové trysky o šířce 2 mm a průtoku 3 l/s. Z energetického hlediska je ale toto řešení náročnější. Při průtocích 5 l/s a 6 l/s také dochází k výraznému snížení pulzací a systém je více zatlučen než při použití užší mezikruhové trysky. Řešení vstřikováním 5 l/s je i energeticky výhodnější.

Při vysokém průtoku tryskou opět dochází k nárůstu amplitudy a dominantní frekvence tlakových pulzací. Závislost amplitudy tlakových pulzací a měrné tlakové energie na průtoku je zobrazena na obrázku 40.



Obr. 40 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (mezikruhová tryska o šířce 5 mm)

Rozložení statického tlaku v doméně je zobrazeno na obrázku 41. Hladina o konstantní hodnotě statického tlaku je opět vykreslena pomocí funkce Iso-Surface. Jako v případě mezikruhové trysky o šířce 2 mm také dochází k potlačení vírového copu, ale tlakové pole je zde výrazně více symetrické a klidnější.



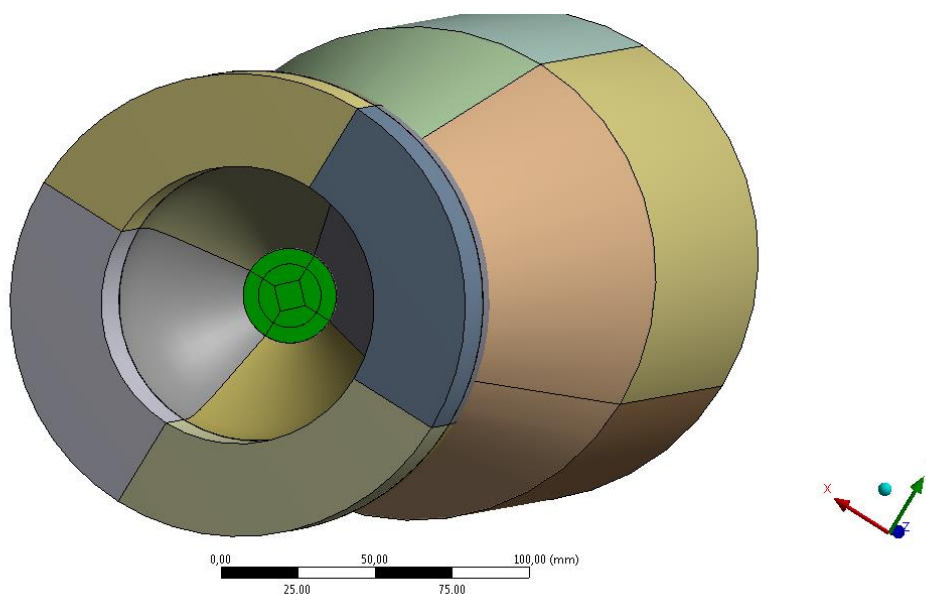
Obr. 41 Pole statického tlaku pro průtok 7 l/s mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm

7 DALŠÍ MOŽNOSTI ŘÍZENÍ VÍROVÉHO PROUDĚNÍ

7.1 Vstřikování vody plným kruhem

V experimentu popsaném v kapitole 3 bylo zjištěno, že po dosažení určitého kritického průtoku tryskou (v tomto případě se jednalo o plný kruh) se již tlakové pulzace v oblasti difuzoru nesnižují. Hodnota kritického průtoku byla zjištěna jako 11,6 % z nominálního průtoku 30 l/s doménou. V kapitole 6 pro vstřikování mezikruhovou tryskou toto tvrzení neplatí. Dosažením určitého průtoku tryskou se pulzace téměř zcela utlumí, ale s dále zvyšujícím se průtokem opět narůstají. Pro srovnání bylo proto nasimulováno a zpracováno také vstřikování plným kruhem, a to pro stejné pásmo průtoků jako v předchozích případech.

Výpočetní doména a síť byla použita z případu mezikruhové trysky o šířce 5 mm. Na vstupu do domény byla pouze upravena rychlostní okrajová podmínka (Velocity inlet). Nová okrajová rychlostní podmínka je zobrazena na obrázku 42.



Obr. 42 Rychlostní okrajová podmínka pro vstřikování plným kruhem

Nastavení výpočtu ve Fluentu bylo identické s přechozími případy. Problém byl opět řešen pro průtoky v intervalu od 1 do 14 l/s. Plocha trysky má obsah 734,69 mm². Rychlosti v axiálním směru pro tento případ jsou uvedeny v tabulce 5.

Tab. 5 Rychlosti vstřikování vody (plný kruh)

Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v [m/s]
1	0.03	1.36
3	0.10	4.08
5	0.17	6.81
7	0.23	9.53
9	0.30	12.25
11	0.37	14.97
12	0.40	16.33
13	0.43	17.69
14	0.47	19.06

Vyhodnocení bylo provedeno také stejným způsobem jako v předchozí kapitole. V monitoru tlaku na pozici mg1 (50 mm od hrdla difuzoru) byl sledován v závislosti na čase průběh statického tlaku. Následně byla vyhodnocena pro každý průtok maximální amplituda A tlakových pulzací, příslušná frekvence f a situace byla opět zhodnocena i z hlediska energetického (měrná tlaková energie E). Získané výsledky pro řízení vírového proudění vstřikováním vody plným kruhem jsou uvedeny v tabulce 6.

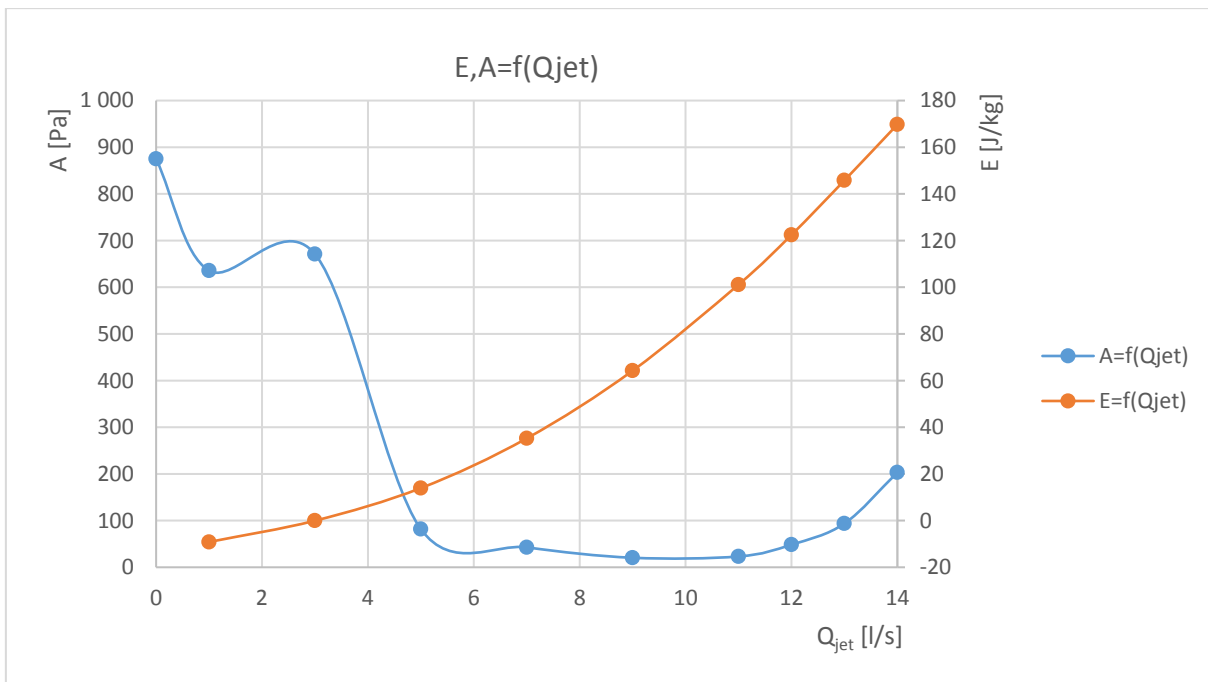
Tab. 6 Vyhodnocení vstřikování plným kruhem

Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v [m/s]	A [Pa]	f [Hz]	E [J/kg]
0	-	-	874.95	14.57	-
1	0.03	1.36	635.63	11.11	-9.17
3	0.10	4.08	670.98	8.55	-0.03
5	0.17	6.81	81.80	1.28	13.94
7	0.23	9.53	42.72	1.01	35.24
9	0.30	12.25	20.41	3.21	64.25
11	0.37	14.97	23.16	4.81	101.13
12	0.40	16.33	48.50	1.28	122.44
13	0.43	17.69	93.80	1.26	145.79
14	0.47	19.06	203.14	1.89	169.76

Z vyhodnocení je patrné, že i v tomto případě jsou pulzace nejprve utlumeny a poté se vzrůstajícím průtokem opět narůstají. Výsledky jsou tedy odlišné od experimentu z kapitoly 3. To může být způsobeno použitím přesnějšího modelu turbulence pro řešení RANS (Reynolds Stress Model) a také výpočtem pro širší škálu průtoků (až pro 47 % z nominálního průtoku Q).

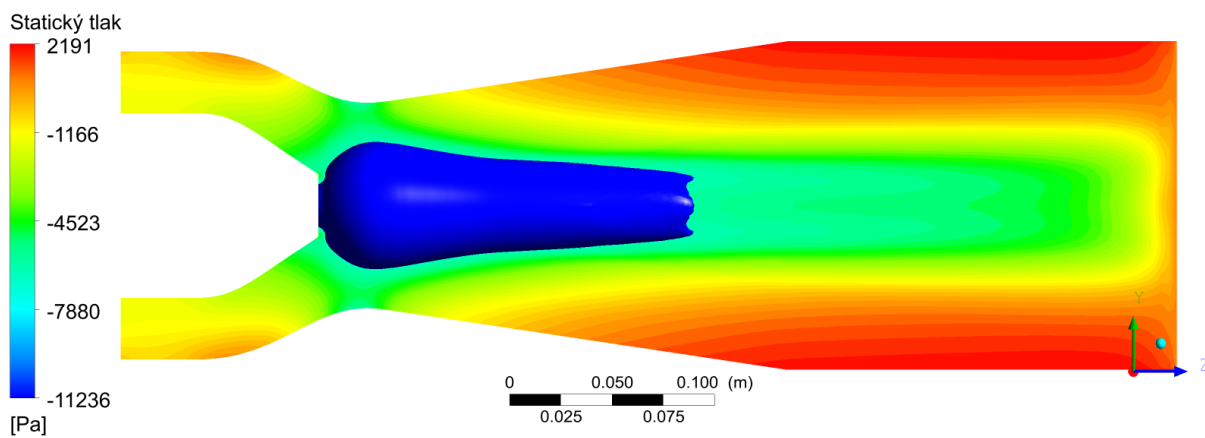
Pro tento případ jsou pulzace nejvíce utlumeny v rozmezí průtoků od 7 do 12 l/s. K největšímu utlumení dochází při průtoku tryskou 9 l/s (64,25 J/kg). Systém sice není tak dokonale utlumený jako v případě mezikruhové trysky o šířce 5 mm, ale z hlediska celkové energetické náročnosti je toto řešení výrazně výhodnější. Je to způsobeno větší plochou trysky a tím, že zde není potřeba tak vysokých rychlostí k dosažení požadovaných průtoků jako v kapitole 6. Frekvence pulzací se zvyšujícím se průtokem výrazně klesají a již zde nedochází k opětovnému nárůstu (viz kapitola 6).

Závislost amplitudy tlakových pulzací a měrné tlakové energie na průtoku je zobrazena na obrázku 43. Zajímavé je, že v tomto případě amplituda tlakových pulzací v oblasti vysokých průtoků nepřeroste přes původní hodnotu amplitudy v situaci bez vstřikování.



Obr. 43 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstříkované vody (plný kruh)

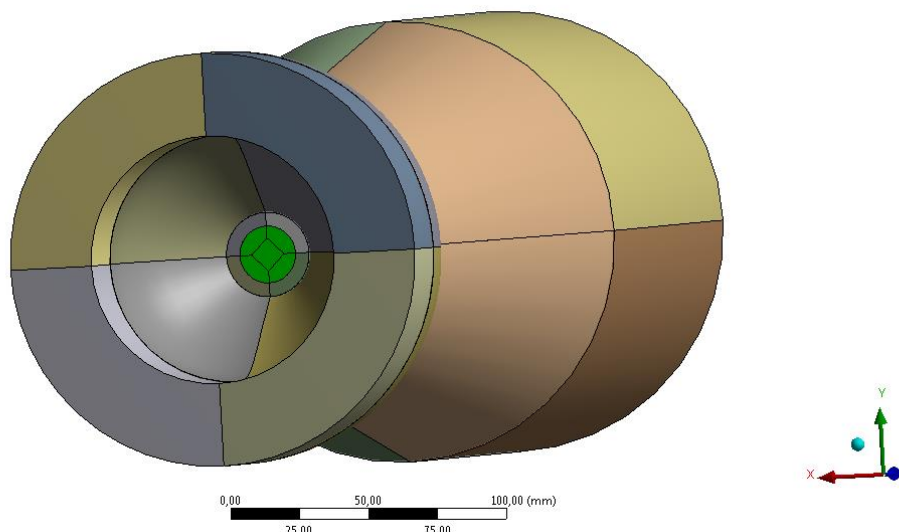
Pole statického tlaku s vykreslením hladiny o konstantní hodnotě je zobrazeno na obrázku 44. Vírový cop je zde opět potlačen (na symetrický).



Obr. 44 Pole statického tlaku pro průtok 9 l/s plným kruhem

7.2 Vstřikování vody kruhovou tryskou o menším průměru

Řízení vstřikováním plným kruhem se ukázalo být energeticky přijatelnější než použití mezikruhových trysek. Dále bude tedy otestováno vstřikování kruhovou tryskou o menším průměru než v předchozím případě plného kruhu (průměr 30,64 mm). Kruhová tryska má v tomto případě průměr 20,64 mm. Úloha bude realizována na výpočetní doméně pro mezikruhovou trysku o šířce 5 mm. Nastavení a postup výpočtu zůstává stejný. Nová rychlostní okrajová podmínka je zobrazena na obrázku 45.



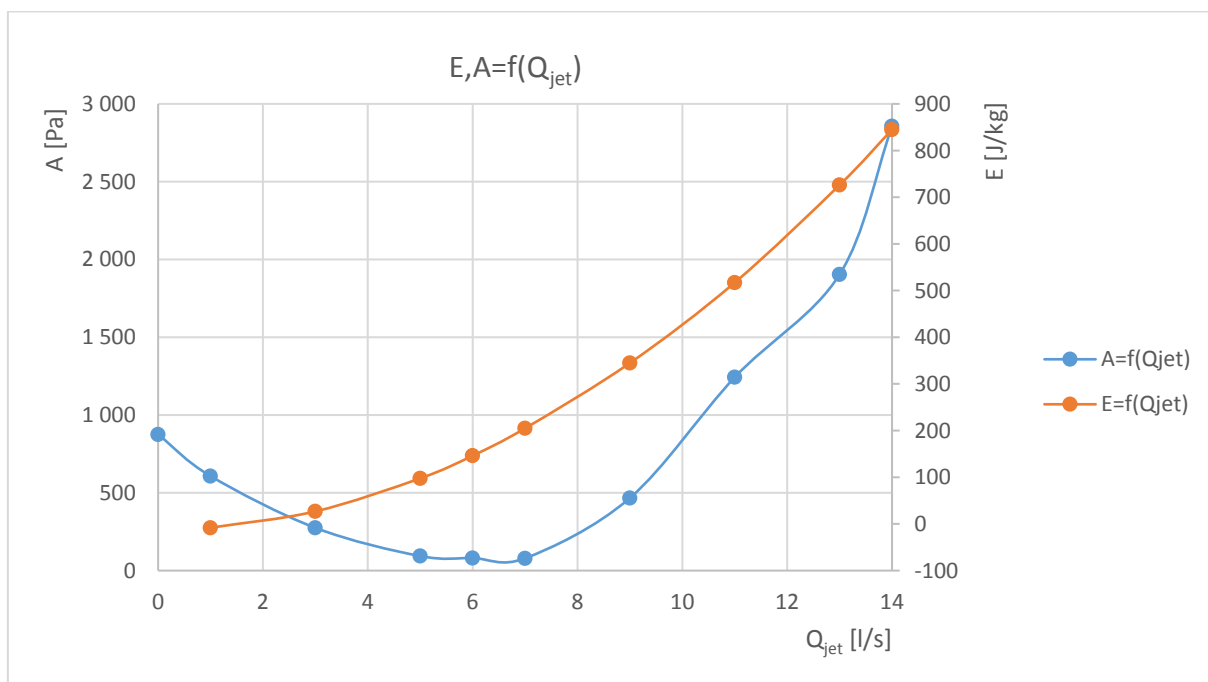
Obr. 45 Rychlostní okrajová podmínka pro vstřikování kruhovou tryskou o průměru 20,64 mm

Tryska má pro tento případ plochu 333,23 mm². Rychlosti v axiálním směru pro průtoky od 1 do 14 l/s jsou zobrazeny v tabulce 7. V této tabulce jsou také uvedeny vyhodnocené veličiny A, f a E pro tento případ. Tlakové pulzace byly opět vyhodnocovány v bodě mg1.

Tab. 7 Vyhodnocení pro vstřikování kruhem o menším průměru

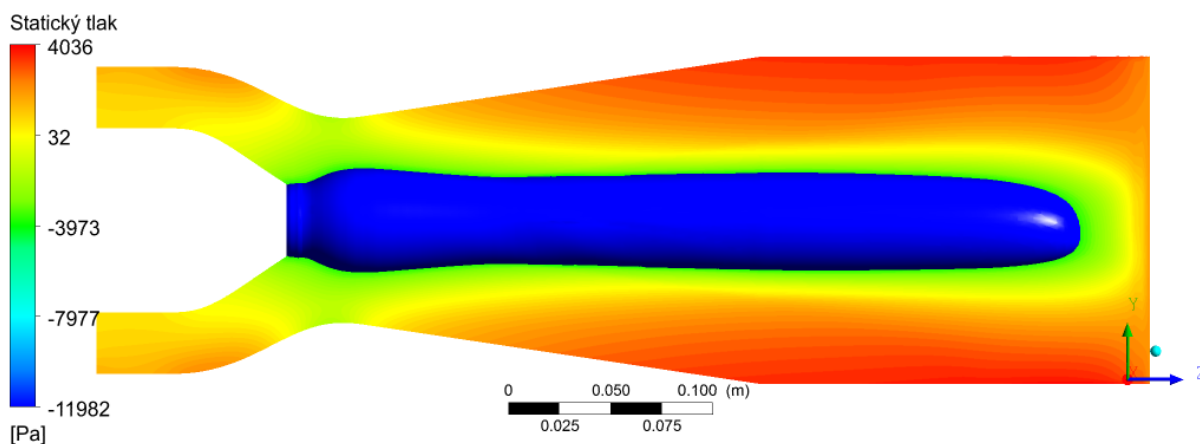
Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v [m/s]	A [Pa]	f [Hz]	E [J/kg]
0	-	-	874.95	14.57	-
1	0.03	3.00	607.43	12.49	-8.23
3	0.10	9.00	274.57	1.00	26.84
5	0.17	15.00	93.40	1.83	97.63
6	0.20	18.01	80.71	2.53	146.21
7	0.23	21.01	78.91	3.50	204.87
9	0.30	27.01	466.66	1.17	344.80
11	0.37	33.01	1 242.70	1.75	517.09
13	0.43	39.01	1 903.66	1.26	726.25
14	0.47	42.01	2 855.97	1.26	844.92

Z tabulky je patrné, že v případě vstřikování tímto kruhem nedochází k tak výraznému utlumení jako v předchozím případě. V pásmu průtoků od 5 do 7 l/s je ale i tak systém utlumen oproti původní hodnotě o přibližně 90 %. Z energetického hlediska je toto řešení výrazně náročnější než při vstřikování kruhem o větším průměru a také než při vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm. Je to způsobeno menším obsahem plochy trysky, kde je potřeba vyšších rychlostí pro dosažení požadovaných průtoků. Horší útlum může být způsoben tím, že daná plocha trysky nezahrnuje kritické body určené v kapitole 5. Závislost amplitudy tlakových pulzací a měrné tlakové energie na průtoku je zobrazena na obrázku 46.



Obr. 46 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (kruh o menším průměru)

Pulzace jsou opět nejprve utlumeny a poté se zvyšujícím se průtokem opět stoupají. Pole statického tlaku pro danou metodu vstřikování je zobrazeno na obrázku 47. Vírový cop je zde opět potlačen a tvarem se přibližuje k případu vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm.



Obr. 47 Pole statického tlaku pro průtok 7 l/s kruhem o menším průměru

7.3 Řízení proudění pulzujícím průtokem

7.3.1 Budící funkce

Řízení pulzujícím průtokem bylo realizováno na mezikruhové trysce o šířce 2 mm z kapitoly 6. Pulzující průtok byl popsán harmonickou funkcí sinus uvedenou v rovnici 12. Tímto předpisem je vyjádřena závislost rychlosti v vstříkované vody na čase. Člen v_0 představuje střední hodnotu, kolem které signál harmonicky kmitá s amplitudou A a úhlovou frekvencí ω .

$$v(t) = v_0 + A \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (12)$$

Tato rovnice obsahuje tři volné parametry. Pro zjednodušení úlohy byla úloha řešena tak, aby byl v čase zajištěn přibližně průtok 3 l/s, pro který bylo řešení kontinuálním vstříkáváním nejefektivnější. Střední hodnota v_0 a také amplituda A byly nastaveny na hodnotu 14,507 m/s. Volným parametrem je nyní tedy pouze úhlová frekvence ω . Zjednodušená rovnice je uvedena níže.

$$v(t) = 14,507 + 14,507 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (13)$$

Cílem bylo budít frekvencí f , která je rovna dominantní frekvenci vírového copu (14,57 Hz, viz kapitola 4). Vztah mezi frekvencí a úhlovou rychlostí je uveden v rovnici 14.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (14)$$

Frekvenci 14,57 Hz odpovídá úhlová frekvence 91,546 rad/s. Pro zjištění vlivu parametru ω na velikosti tlakových pulzací v difuzoru byla úloha řešena pro různá ω od 0 do 180 rad/s. Příklad pro nulovou hodnotu představuje již vyřešené kontinuální vstříkávání průtokem 3 l/s.

7.3.2 Definování okrajové podmínky ve Fluentu

Ve Fluentu byla rychlostní okrajová podmínka předepsána využitím UDF (User Defined Function). Předpis funkce pro proměnlivou rychlost byl převzat z manuálu pro Fluent 17.0 a následně upraven [14]. Kód pro buzení dominantní úhlovou frekvencí vírového copu je zobrazen níže. Pro další frekvence byl tento kód dále upravován.

```
#include "udf.h"
```

```
DEFINE_PROFILE(unsteady_velocity, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;

    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_PROFILE(f, thread, position) = 14.507 + 14.507*sin(91.546*t);
    }
    end_f_loop(f, thread)
}
```

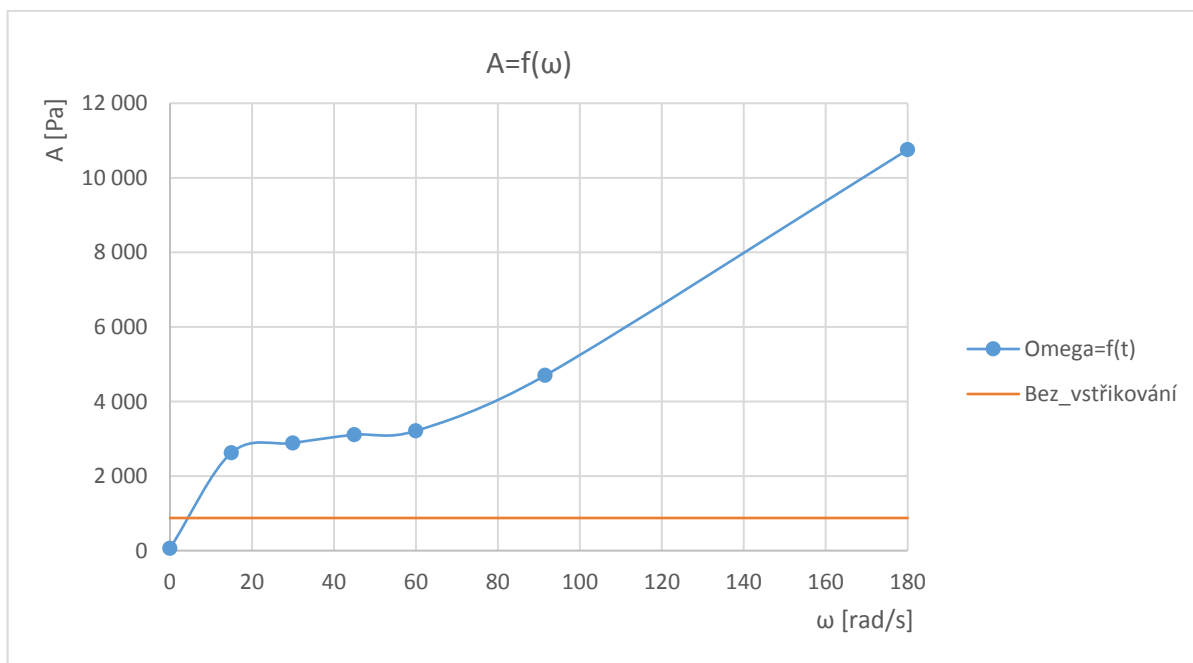
7.3.3 Vyhodnocení

Výpočetní doména a nastavení ve Fluentu byly totožné s případem mezikruhové trysky o šířce 2 mm. Tlakové pulzace byly opět sledovány v místě bodového monitoru tlaku mg1. Získané hodnoty maximálních amplitud A tlakových pulzací a příslušných frekvencí v závislosti na úhlové frekvenci buzení (frekvenci buzení) jsou uvedeny v tabulce 8.

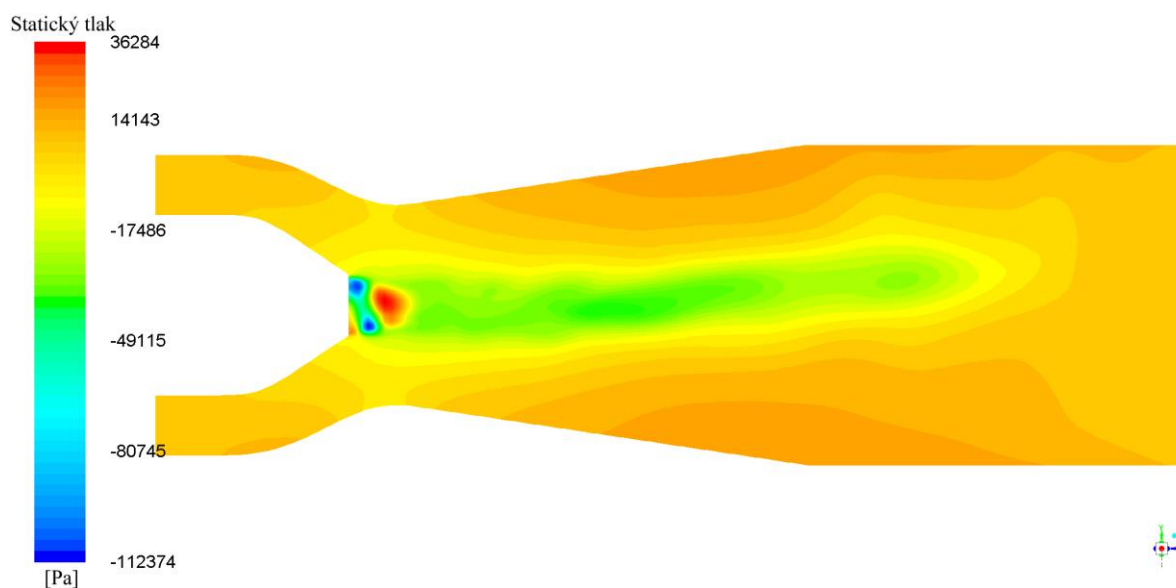
Tab. 8 Vyhodnocení řízení pulzujícím průtokem

ω [rad/s]	f buzení [Hz]	f pulzací [Hz]	A [Pa]
0	0	11.54	62.12
15	2.39	2.19	2 624.72
30	4.77	4.96	2 887.62
45	7.16	7.33	3 108.76
60	9.55	9.38	3 213.76
92	14.57	14.39	4 699.95
180	28.65	28.47	10 755.39

Z tabulky je patrné, že frekvence buzení je téměř shodná s frekvencí pulzací v difuzoru. Řízení pulzujícím zdrojem o frekvenci 14,57 Hz (frekvence vírového copu, viz kapitola 4) vyvolá v doméně téměř šestinásobně větší amplitudu tlakových pulzací ve srovnání se stavem bez vstřikování (874,95 Pa). I pro nižší úhlové frekvence jsou příslušné amplitudy výrazně vyšší. Závislost amplitudy A tlakových pulzací na budící úhlové frekvenci je zobrazena na obrázku 48. Pole statického tlaku (včetně hladiny o konstantní hodnotě) pro situaci buzení frekvencí 14,57 Hz je zobrazeno na obrázku 49.



Obr. 48 Závislost amplitudy A na úhlové frekvenci buzení ω



Obr. 49 Pole statického tlaku pro pulzující průtok 3 l/s (frekvence buzení 14,57 Hz)

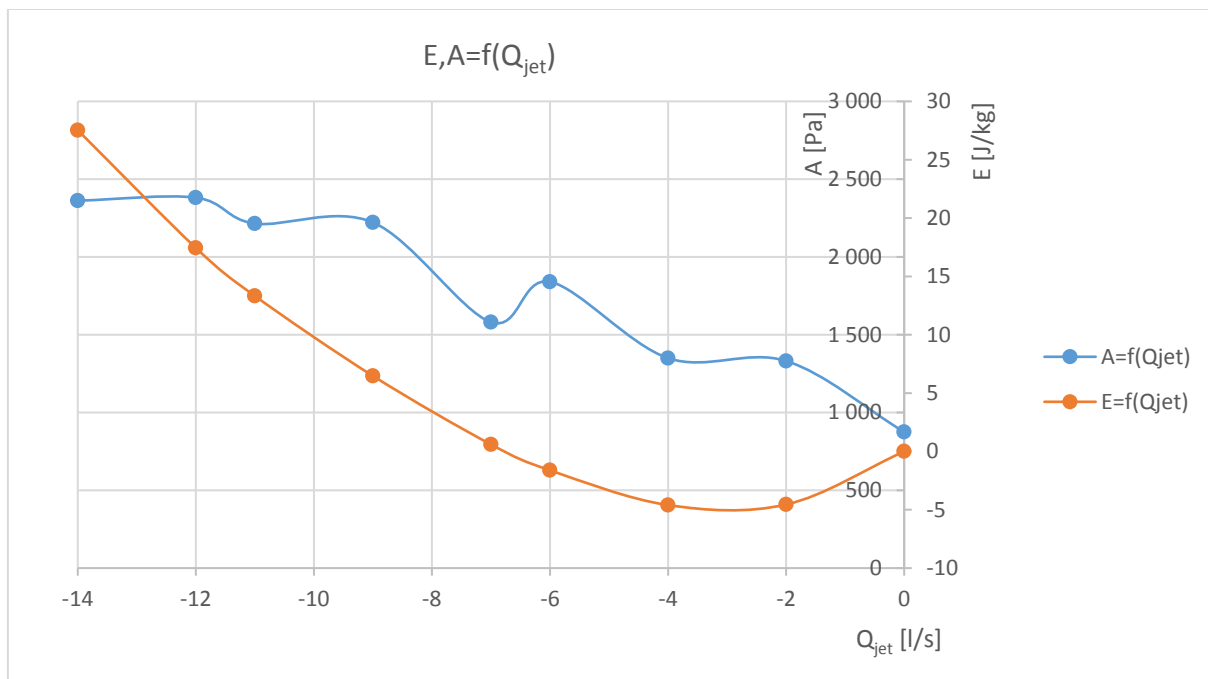
Z tlakového pole je patrné, že je symetrické a tvarem se blíží výsledkům z kapitol 6, 7.1 a 7.2. Nedochází zde proto k výrazným pulzacím rotačního charakteru jako v případě vírového copu popsaném v kapitole 4 (obrázek 20). Pulzující průtok tedy částečně potlačuje tvar vírového copu, ale zároveň vyvolává v doméně axiální pulzace. Toto tvrzení bylo ověřeno videosekvencí. Řízení pulzujícím průtokem se pro tento případ a nastavení ukázalo jako nevhodné.

7.4 Řízení kontinuálním odsáváním vody

Dále bylo otestováno řízení vírového proudění kontinuálním odsáváním vody (inspiratione odsáváním mezní vrstvy u leteckých profilů) z testovací oblasti. Pro určení závislosti požadovaných veličin (A , E , f) na průtoku byla použita výpočetní doména pro mezikruhovou trysku o šířce 5 mm. Rychlostní okrajová podmínka byla zachována a úloha byla počítána úplně stejným principem, ale pro záporné průtoky. Rychlosti v axiálním směru byly tedy nastaveny jako záporné. V tabulce 9 jsou uvedeny získané hodnoty sledovaných veličin pro záporné průtoky. Závislost amplitudy A tlakových pulzací a měrné tlakové energie E na průtoku je uvedena na obrázku 50.

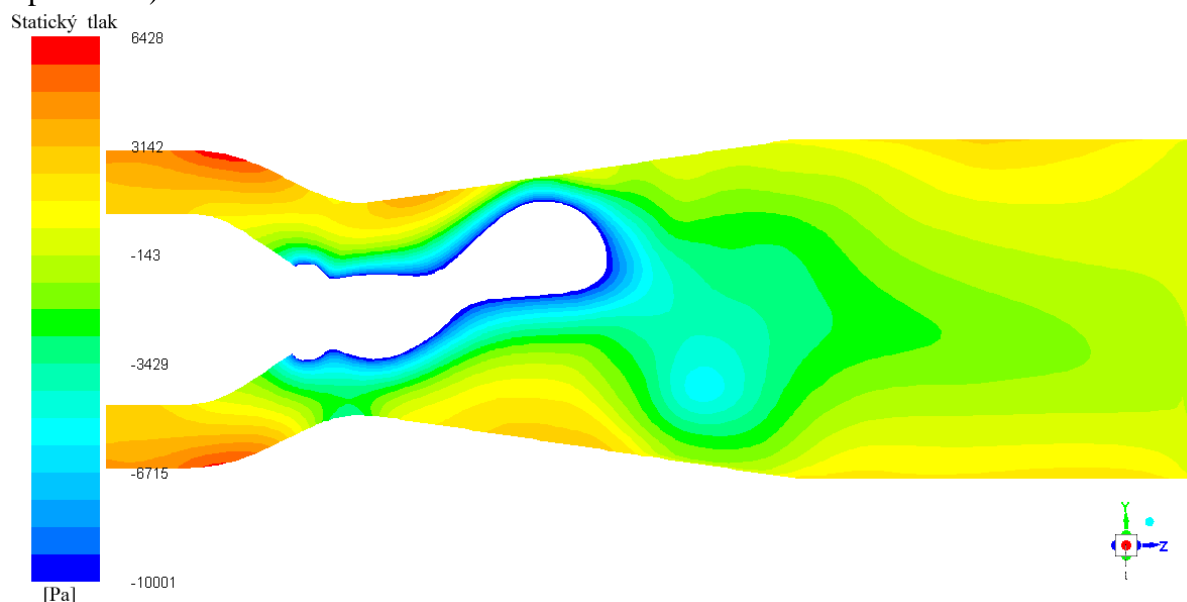
Tab. 9 Vyhodnocení řízení odsáváním na mezikruhové trysce o šířce 5 mm

Q_{jet} [l/s]	$ Q_{\text{jet}}/Q $ [-]	v [m/s]	A [Pa]	f [Hz]	E [J/kg]
0	-	-	874.95	14.57	-
-2	0.07	-4.98	1 331.05	15.73	-4.55
-4	0.13	-9.96	1 349.73	15.98	-4.60
-6	0.20	-14.95	1 840.28	15.34	-1.62
-7	0.23	-17.44	1 580.99	15.15	0.60
-9	0.30	-22.42	2 222.17	15.17	6.47
-11	0.37	-27.40	2 214.68	14.32	13.32
-12	0.40	-29.89	2 381.14	13.89	17.44
-14	0.47	-34.87	2 361.83	13.03	27.53



Obr. 50 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství odsávané vody (mezikruhová tryska o šířce 5 mm)

Z grafu a tabulky je patrné, že touto metodou nedochází k tlumení tlakových pulzací v doméně a frekvence pulzací se také téměř nemění. Tlakové pulzace jsou naopak zesíleny a amplituda tlakových pulzací A s množstvím odsávané vody roste. Na obrázku 51 je zobrazeno tlakové pole v oblasti pro odsávaný průtok 7 l/s. Je zde vidět, že nedochází k potlačení vírového copu. Naopak při vstřikování stejného množství vody byly tlakové pulzace zcela utlumeny (viz kapitola 6.2).

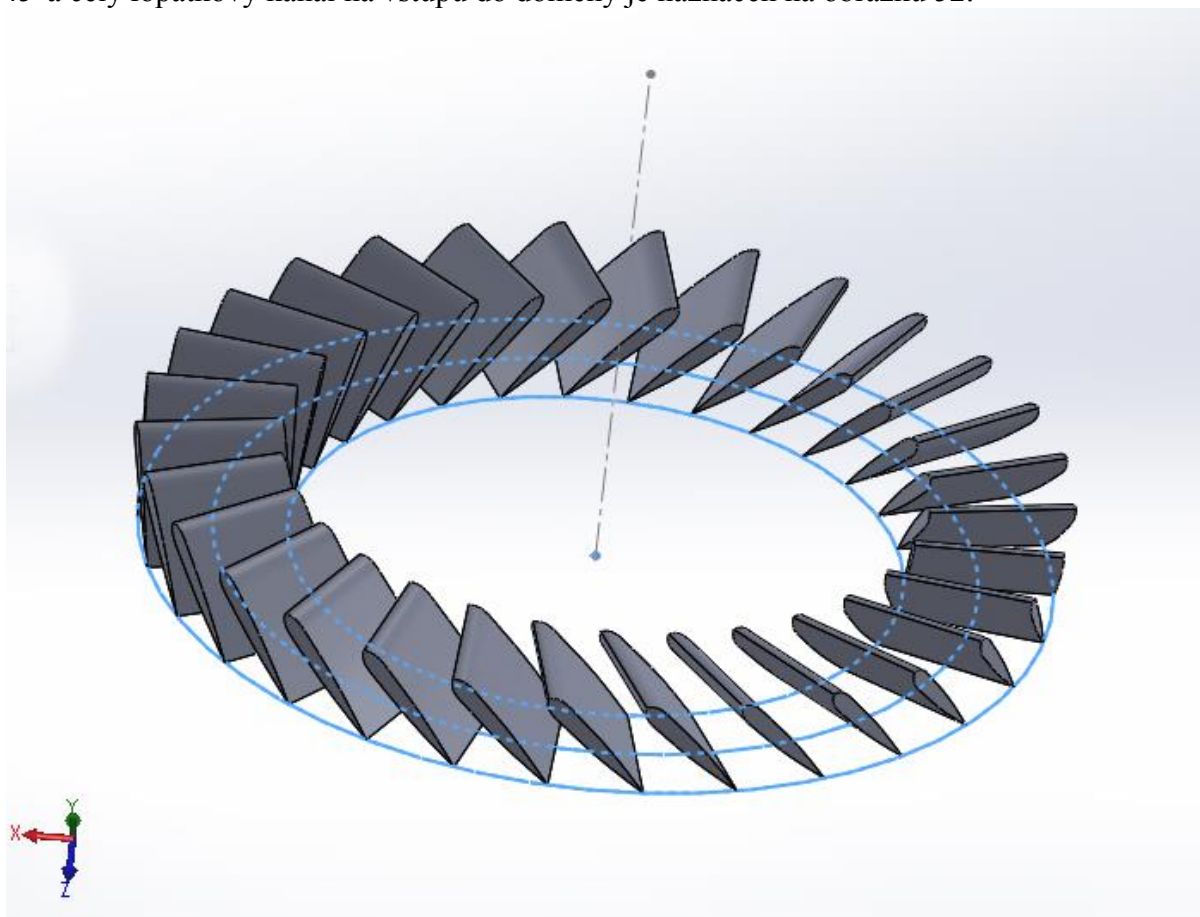


Obr. 51 Pole statického tlaku pro odsávaný průtok 7 l/s mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm

Dále bylo také otestováno odsávání mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm (pro 3 l/s) a odsávání plným kruhem (pro 9 l/s). Pro oba případy byla amplituda pulzací proti původní téměř trojnásobná a frekvence se také výrazně neměnila.

7.5 Řízení vstřikováním vody proti směru rotace víru

Další variantou, která byla testována, je vstřikování vody proti směru rotace víru (vírového copu, viz kapitola 4). Cílem je tedy roztočit kapalinu na vstupu do testovací oblasti tak, aby rotovala proti víru, který zde rotuje směrem od souřadné osy x k souřadné ose y (takto jsou orientovány výpočetní domény v této diplomové práci). Pro tento případ byla využita výpočetní doména pro mezikruhovou trysku o šířce 5 mm (kapitola 6.2). Na ploše rychlostní okrajové podmínky pro mezikruží o šířce 5 mm bylo jako možné technické řešení pro rozvod kapaliny uvažováno využití lopatkového kanálu. Lopatky jsou zde umístěny pod úhlem 45° a celý lopatkový kanál na vstupu do domény je naznačen na obrázku 52.

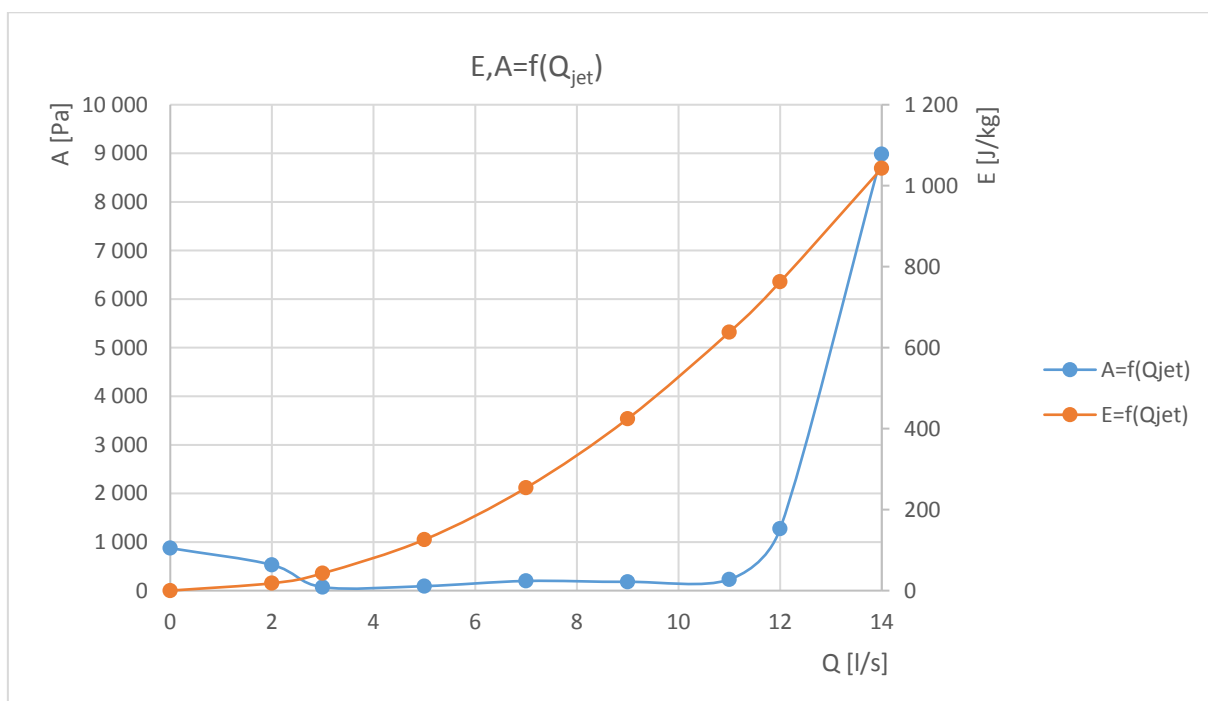


Obr. 52 Lopatkový kanál uvažovaný na vstupu do výpočetní domény

Tvar lopatek na obrázku výše odpovídá profilu NACA 0012 [15]. Uvedený lopatkový kanál je pouze řešením orientačním. Ve Fluentu byly pouze zadány velikosti složek rychlosti na okrajové rychlostní podmínce. Radiální složka byla uvažována jako nulová, axiální složky rychlosti pro dané průtoky zůstaly stejné (viz kapitola 6.2) a tangenciální složky byly definovány jako záporné hodnoty příslušných axiálních složek rychlostí. Je tím tedy docíleno, že kapalina vstupuje do domény pod úhlem 45° a rotuje v opačném směru než vír v doméně. Je zde tedy zanedbán odpor lopatkového kanálu a zároveň je také předpokládáno, že kapalina vystupuje z lopatkového kanálu ideálně, a to pod úhlem 45° . Princip výpočtu, nastavení a vyhodnocení je totožný s případem v kapitole 6.2. V tabulce číslo 10 jsou uvedeny rychlosti na vstupu do domény a také vyhodnocené veličiny (A , f , E) pro průtoky od 1 do 14 l/s. Na obrázku 53 je uvedena závislost amplitudy tlakových pulzací A a měrné tlakové energie E na množství vstřikované vody.

Tab. 10 Vyhodnocení řízení vstřikováním vody proti směru rotace víru

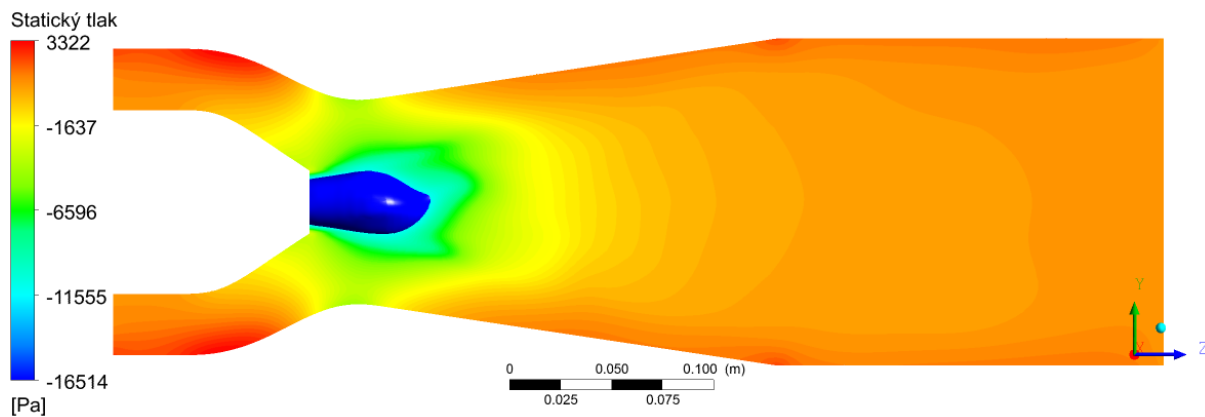
Q_{jet} [l/s]	Q_{jet}/Q [-]	v_{ax} [m/s]	v_{tan} [m/s]	A [Pa]	f [Hz]	E [J/kg]
0	0.00	-	-	874.95	14.57	-
2	0.07	4.98	-4.98	530.60	12.82	18.34
3	0.10	7.47	-7.47	71.98	17.05	42.91
5	0.17	12.45	-12.45	92.54	62.59	125.85
7	0.23	17.44	-17.44	199.00	69.99	253.88
9	0.30	22.42	-22.42	181.43	105.56	424.50
11	0.37	27.40	-27.40	229.78	109.79	638.20
12	0.40	29.89	-29.89	1 273.80	2.00	762.63
14	0.47	34.87	-34.87	8 980.57	5.88	1 043.03



Obr. 53 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (vstřikování vody proti směru rotace víru)

Z grafu a tabulky výše je patrné, že i díky této metodě jsou v doméně potlačeny tlakové pulzace, a to v pásmu od 2 do 11 l/s. Nejlepšího zatlumení je dosaženo při průtoku vody 3 l/s. Zde amplituda tlakových pulzací dosahuje hodnoty 71,98 Pa a na toto řešení je potřeba 42,91 J/kg měrné tlakové energie. Se vzrůstajícími průtoky energetická náročnost jako v ostatních případech narůstá. Při velmi vysokých průtocích od 40 % nominálního průtoku amplituda pulzací v doméně prudce vzroste až na desetinásobek původní hodnoty (bez vstřikování). Tato metoda se ve výsledku jeví jako vhodná, a to zejména z důvodu širokého pásma průtoků, při kterých dochází k tlumení tlakových pulzací (až do 37 % nominálního průtoku).

Na obrázku 54 je zobrazeno pole statického tlaku v doméně při množství vstřikované vody 3 l/s. Vírový cop z kapitoly 4 je zde opět potlačen.



Obr. 54 Pole statického tlaku pro průtok 3 l/s (vstřikování proti směru rotace víru)

Tato metoda tedy umožňuje řídit vírové proudění na velmi širokém pásmu průtoků. Úloha byla řešena pro ideální případ, kdy kapalina vstupuje do domény pod úhlem 45° . Dále je zde také zanedbán odpor příslušného technického řešení. Rozvod kapaliny do testovací oblasti by mohl být v praxi realizován např. pomocí lopatkového kanálu.

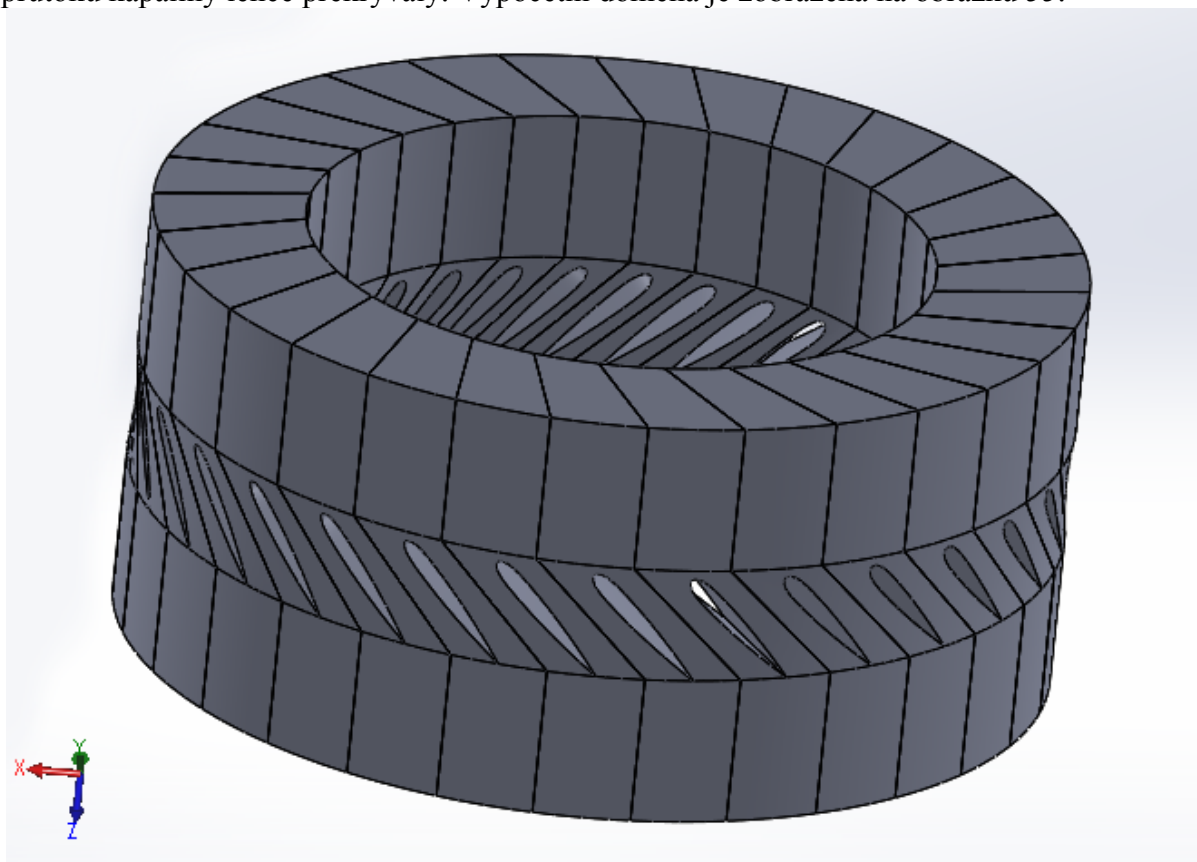
Pro lopatkový kanál z obrázku 52 je v následující kapitole orientačně určen odpor (celková tlaková ztráta), a to pro stejné průtoky jako v této kapitole.

8 VÝPOČET TLAKOVÉ ZTRÁTY NA LOPATKOVÉHO KANÁLU

Jak již bylo zmíněno v kapitole 7.5, je jedním z možných řešení pro vstřikování kapaliny proti směru rotace víru využití lopatkového kanálu. V této kapitole je pro lopatkový kanál z obrázku 52 stanoven pomocí 3D CFD výpočtu přibližný hydraulický odpor (celková tlaková ztráta lopatkového kanálu). Je zde tedy ukázáno, zda je uvažované teoretické řešení v praxi využitelné z hlediska energetické náročnosti.

8.1 Geometrie výpočetní oblasti

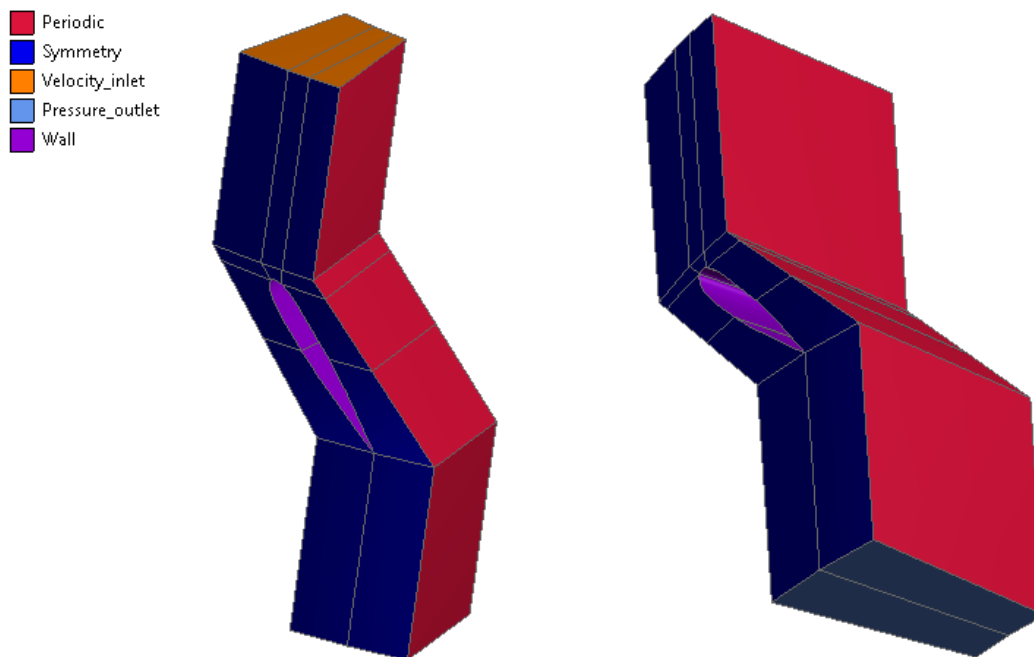
Pro výpočet lopatkového kanálu z obrázku 52 byla vytvořena výpočetní doména z 30 periodických oblastí. Lopatky mají profil NACA 0012 [15]. Každá z lopatek má délku tětiny 5 mm a šířku 5 mm. Sklon lopatek je uvažován 45° . Celkově lopatkový kanál obsahuje právě 30 lopatek. Při tvorbě geometrie kanálu bylo zohledněno, aby se jednotlivé lopatky při průtoku kapaliny lehce překrývaly. Výpočetní doména je zobrazena na obrázku 55.



Obr. 55 Výpočetní doména pro lopatkový kanál

8.2 Dekompozice periodické výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek

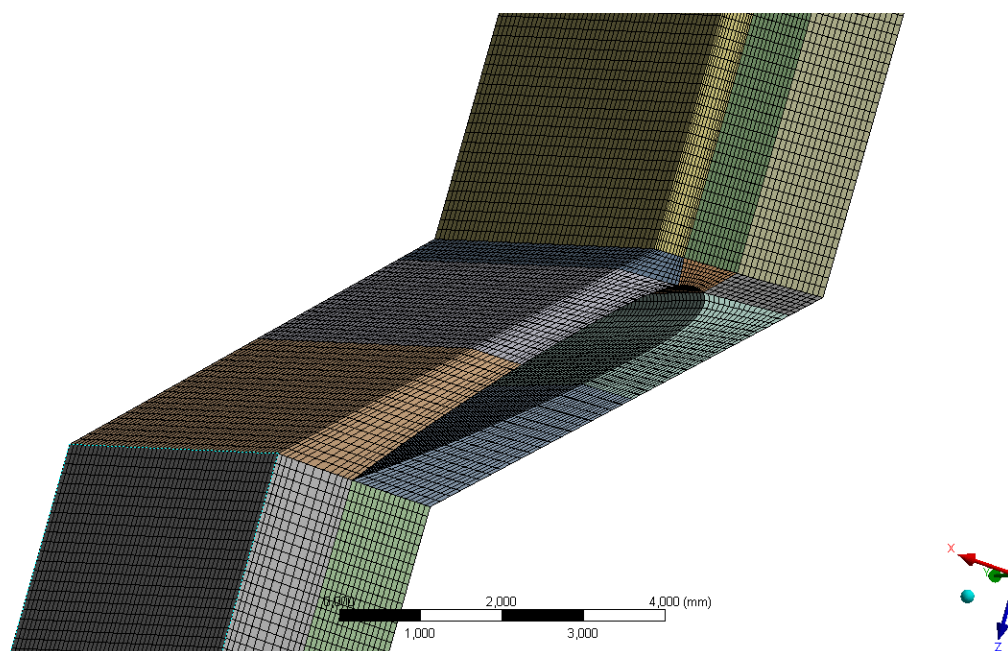
Úloha byla řešena jako periodická pro jeden z 30 elementů kruhového pole (viz výše). Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek je zobrazeno na obrázku 56. Oblast byla rozdělena na 12 podoblastí, aby bylo možné vytvořit čistě hexaprvkovou síť. Na vstupu do výpočetní oblasti byla definována podmínka rychlostní (Velocity_inlet) a na výstupu podmínka tlaková (Pressure_outlet). Na vnějších stěnách byla definována podmínka Symmetry (kapalina neprotéká skrze stěnu, ale ani na této stěně neulpívá). Na společných stěnách byla definována periodická okrajová podmínka (Periodic). Na stěnách v oblasti lopatky je předepsána okrajová podmínka Wall (kapalina neprotéká skrze stěnu a zároveň na této stěně ulpívá).



Obr. 56 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek pro jeden periodický element

8.3 Tvorba sítě pro výpočet

Výpočetní síť obsahuje 208 600 hexa prvků. Byla vytvořena využitím funkce Sizing. Vzhledem k malým rozměrům výpočetní oblasti nebyl kladen zvýšený důraz na zhuštění sítě v blízkosti stěny lopatky (síť je hustá sama o sobě). Prioritou bylo, aby síť na stěnách s okrajovou podmínkou Periodic byla stejná a tyto plochy na sebe navazovaly. Po načtení do Fluentu byly zjištěny parametry sítě Aspect Ratio 11,29 a průměrné Wall Y Plus na stěnách lopatky 17,33. Tato hodnota je spíše hraniční pro použití modelu turbulence k- ϵ . V tomto případě je ale hlavním cílem vyhodnocení tlakové ztráty na lopatce, takže lze předpokládat, že tato síť je vhodná pro výpočet. Dále je nutné brát v úvahu, že rozměry výpočetní oblasti jsou velmi malé, a proto bude výpočetní síť u stěn vždy hustá. Detail výpočetní sítě je zobrazen na obrázku 57.



Obr. 57 Výpočetní síť pro jeden periodický element lopatkového kanálu

8.4 Metodika výpočtu a nastavení Fluentu

Úloha byla řešena stacionárně pro každý průtok za pomoci modelu turbulence Realizable k- ϵ . Stěnové funkce byly voleny jako Non Equilibrium Wall Functions. Úloha byla počítána na druhé řady přesnosti. V rychlostní okrajové podmínce byly definovány axiální složky rychlosti, a to stejně jako v kapitole 7.5. Intenzita turbulence byla nastavena na 5 %. Tlak na výstupu byl definován na nulu a intenzita zpětných turbulencí byla nastavena také na 5 %

8.5 Vyhodnocení

Pro každý průtok byla následně vyhodnocena přibližná tlaková ztráta Δp , a to z rozdílu totálních tlaků na vstupu a výstupu. Jedná se již o celkovou tlakovou ztrátu celého kanálu, a to z důvodu definované periodické okrajové podmínky.

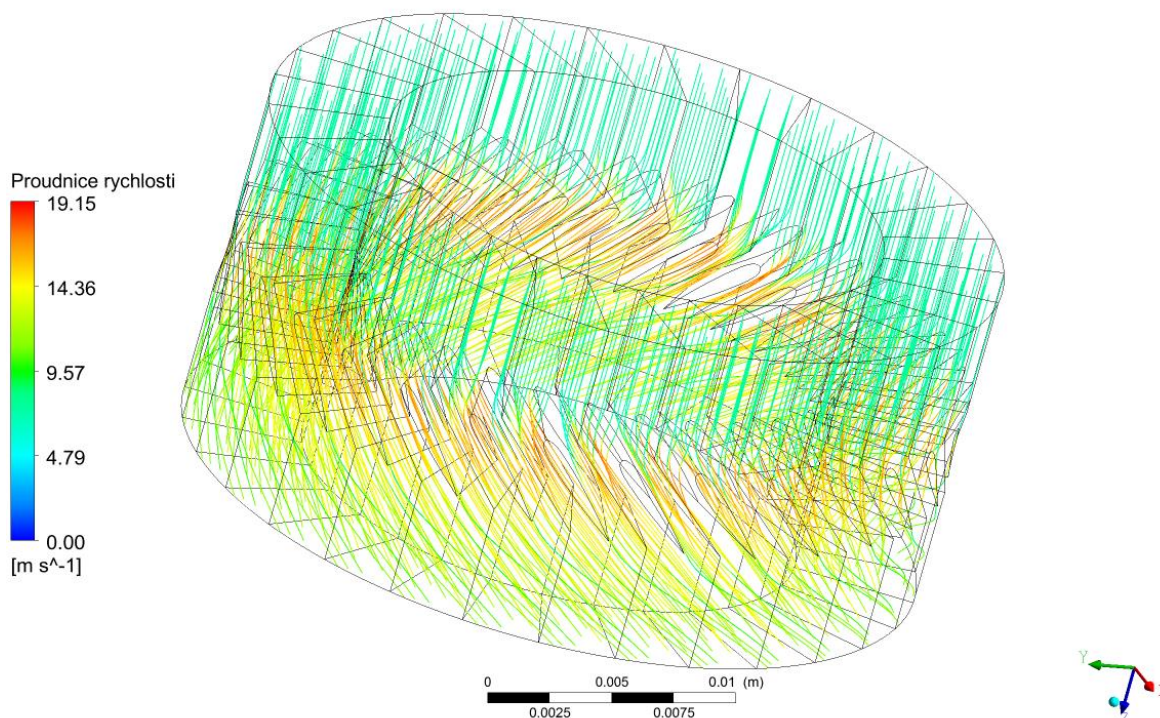
Tato tlaková ztráta byla poté vyjádřena pomocí měrné energie ΔE . Vyhodnocené veličiny jsou uvedeny v tabulce 11.

Tab. 11 Vyhodnocení tlakových ztrát na lopatkovém kanálu

Q_{jet} [l/s]	v [m/s]	Δp [Pa]	ΔE [J/kg]
2	4.98	9 716.13	9.73
3	7.47	22 155.11	22.20
5	12.45	61 688.04	61.80
7	17.44	121 443.33	121.66
9	22.42	201 228.98	201.59
11	27.40	292 407.70	292.93
12	29.89	358 772.20	359.42
14	34.87	475 066.80	475.92

Z tabulky je patrné, že energetická náročnost řízení vstřikováním vody proti směru rotace víru tímto řešením stoupne ještě přibližně o polovinu původní hodnoty (vzhledem k situaci se zanedbáním odporu lopatkového kanálu, viz tabulka 10 v kapitole 7.5).

Na obrázku 58 jsou zobrazeny proudnice rychlosti v celém lopatkovém kanálu pro průtok 3 l/s. Je zde vidět, že pro požadovaný rozvod kapaliny pod úhlem přibližně 45 ° je lopatkový kanál řešen dobře (je zde i patrná rotace kapaliny proti směru víru, a to od souřadné osy y směrem k souřadné ose x).

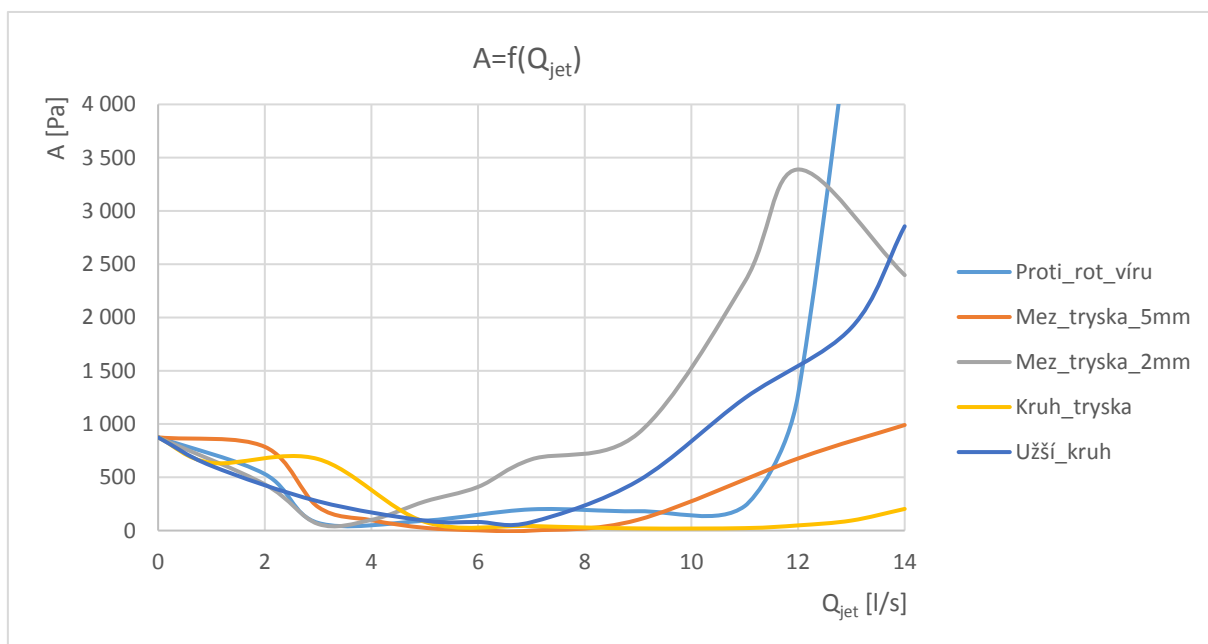


Obr. 58 Proudnice rychlosti v lopatkovém kanálu

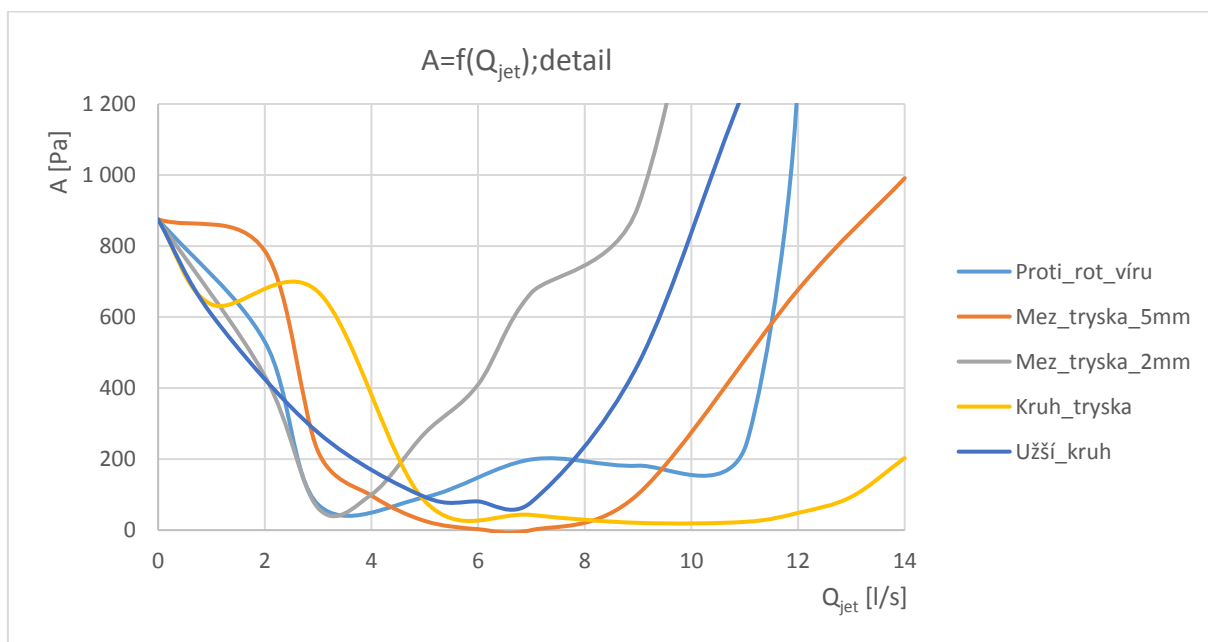
Toto technické řešení tedy umožňuje rozvod kapaliny do testovací oblasti pod úhlem přibližně 45°. Z energetického hlediska je toto řešení ale výrazně náročnější než například uvedená metoda vstřikování plným kruhem (viz kapitola 7.1). V budoucnu je tedy možné přesněji optimalizovat tvar lopatek, upravit sklon a velikost lopatek a také optimalizovat hustotu lopatkové mříže tak, aby bylo docíleno co nejnižší tlakové ztráty. Nebo použít pro vstřikování kapaliny proti směru rotace víru úplně jinou technologii, a to např. soustavu bodových trysek.

9 ZHODNOCENÍ ŘÍDÍCÍCH METOD

V této kapitole jsou zhodnoceny metody, které vyšly z hlediska tlumení tlakových pulzací kladně. Jsou tedy vzájemně porovnány tyto metody: vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm, vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm, vstřikování plným kruhem, vstřikování kruhem o menším průměru a vstřikování proti směru rotace víru. Porovnání z hlediska závislosti amplitudy A tlakových pulzací na množství vstřikované vody je zobrazeno na obrázcích 59 a 60.



Obr. 59 Porovnání metod řízení vírového proudění z hlediska amplitudy A

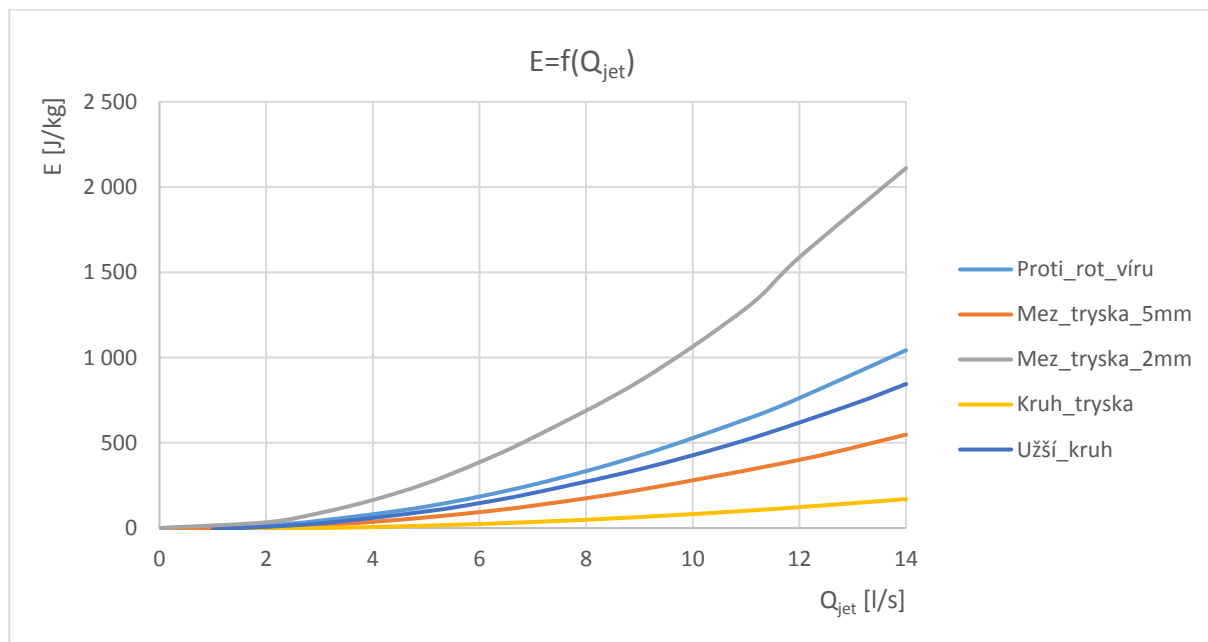


Obr. 60 Porovnání metod řízení vírového proudění z hlediska amplitudy A (detail)

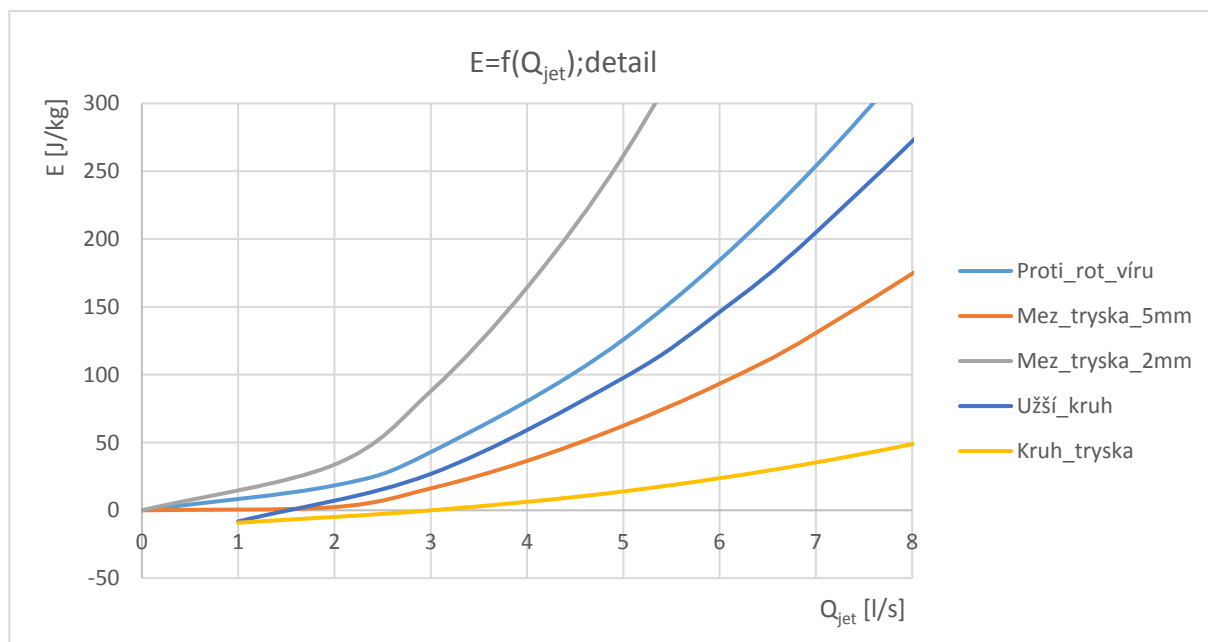
Z porovnání je patrné, že nejlépe tlumí tlakové pulzace metoda s využitím mezikruhové trysky o šířce 5 mm. Systém je v pásmu přibližně od 5 do 8 l/s dokonale zatlumen. Na druhém

místě z hlediska tlumení figuruje metoda využití vstříkávání plným kruhem (byla využita již dříve, viz experiment v kapitole 3), kde jsou pulzace také výrazně zatlumeny, a to oproti výše zmíněné metodě na širším pásmu průtoků. Třetí metodou, která vychází velmi kladně, je využití vstříkávání kapaliny proti směru rotace vírového copu (vírového proudění). Tato metoda sice tak výborně netlumí, ale je použitelná na velmi širokém pásmu průtoků (srovnatelném s metodou plného kruhu).

Porovnání jednotlivých metod z hlediska energetické náročnosti je zobrazeno na obrázcích 61 a 62.



Obr. 61 Porovnání metod řízení z hlediska energetické náročnosti



Obr. 62 Porovnání metod řízení z hlediska energetické náročnosti (detail)

Z porovnání je patrné, že nejlépe z hlediska energetického (tzn. potřeby měrné tlakové energie) vychází metoda vstřikováním plným kruhem. Je to způsobeno především největším průřezem trysky, a tím také i menšími rychlostmi na vstupu do oblasti. Na druhém místě figuruje metoda vstřikování mezikruhovou tryskou. Využití vstřikování proti směru rotace vírového copu vychází z hlediska energetického hůře. Ve všech případech jsou zanedbány tlakové ztráty na technickém řešení dopravy kapaliny do oblasti. V minulé kapitole bylo ověřeno, že např. při vstřikování vody proti směru víru užitím lopatkového kanálu ještě energetická náročnost výrazně vzroste.

V příloze 3 jsou tyto tři výše zmíněné metody porovnány z hlediska tlakového pole a časově středovaného rychlostního pole. Je zde také pro srovnání uvedena původní situace bez vstřikování.

10 ZÁVĚR

Jedním z cílů této diplomové práce bylo provést rešerši z problematiky vírového copu v oblasti podoptimálního zatížení Francisovy turbíny. Dané téma bylo zpracováno v teoretické části práce. Byly zde popsány možnosti řízení vírového proudění v sací troubě turbíny a dále také experiment s difuzorem a vírovým generátorem provedeným na Univerzitě Politehnica Timisoara v Rumunsku. Součástí tohoto experimentu bylo také testování řízení vírového proudění vstřikováním vody do modelové oblasti skrze kruhovou trysku umístěnou v náboji. Výsledkem experimentu bylo zjištění, že tlakové pulzace v oblasti se od dosažení určitého průtoku tryskou již dále netlumí.

Dalším cílem diplomové práce bylo provést výpočtové modelování na základně výše zmíněného experimentu a identifikovat na modelové oblasti sací trouby (difuzoru) vhodná místa pro působení řídicích prvků. Výpočtové modelování bylo provedeno v prostředí programu Ansys Fluent 17.2. Nejprve byl tedy v modelové oblasti nasimulován vírový cop tak, aby se jeho vlastnosti co nejvíce blížily experimentu. Problém byl řešen jako 3D úloha a také využitím axisymetrie jako 2D úloha. Oba přístupy byly porovnány a bylo zjištěno, že zjednodušení zde není vhodné a neshoduje se s přesnějším trojrozměrným řešením. Všechny výpočty byly tedy v diplomové práci následně provedeny jako 3D. Vhodné místo pro působení řídicích prvků bylo identifikováno jako kružnice bodů na náboji o poloměru 14,7 mm.

Posledním cílem diplomové práce bylo aplikovat na tomto místě různé způsoby vstřikování vody a následně je mezi sebou porovnat a vyhodnotit. Tlakové pulzace v modelové oblasti byly utlumeny použitím těchto metod: vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm, vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm, vstřikování kruhovou tryskou (stejná jako v experimentu), vstřikování kruhovou tryskou o menším průměru a vstřikování proti směru rotace víru v oblasti. U každé z těchto metod došlo k útlumu pouze na určitém pásmu průtoků a se stoupajícím průtokem tlakové pulzace v oblasti opět stoupaly (často i nad původní hodnotu bez vstřikování). Oproti experimentu bylo ale testováno vstřikování na širším průtokovém pásmu, a to až do téměř 50 % nominálního průtoku oblastí. Jako nevhodné metody se pro dané nastavení ukázaly tyto metody: odsávání vody z oblasti a pulzační vstřikování vody do oblasti pomocí harmonického průběhu.

Z energetického hlediska bylo zjištěno, že nejvýhodnější metodou je vstřikování vody kruhovou tryskou, stejně jako tomu bylo v experimentu. Pulzace jsou zde utlumeny na širokém pásmu průtoků. Jako další vhodnou metodou bylo vyhodnoceno vstřikování vody mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm. Tato metoda tlumí tlakové pulzace ze všech metod úplně nejlépe, ale oproti výše zmíněné metodě je energeticky náročnější a tlumí na užším pásmu průtoků. Třetí metodou, která měla dobré tlumící vlastnosti, bylo vstřikování vody proti směru rotace víru v oblasti. Tato metoda tlumí tlakové pulzace na širokém pásmu průtoků srovnatelném s případem vstřikování kruhovou tryskou. Nevýhodou této metody je vyšší energetická náročnost a komplikovanější technické řešení rozvodu kapaliny do oblasti. Užitím lopatkového kanálu tato energetická náročnost ještě významně vzroste.

V této diplomové práci byly určeny na modelové oblasti nové alternativy, kterými by bylo možné tlumit tlakové pulzace v sací troubě Francisovy turbíny a bylo by tak umožněno regulovat a provozovat turbínu v oblasti podoptimálního zatížení bez vzniku vírového copu. Je také velmi důležité, aby byly jednotlivé řídicí metody co nejméně energeticky náročné a bylo v budoucnu případně možné odebírat tlakovou energii přímo z oblasti sací trouby a pokrýt tak samovolně provoz těchto metod.

V budoucnu by tedy bylo vhodné vyzkoušet ještě další metody řízení (např. pulzační vstřikování, kdy funkce nemá sinusový průběh – schodová funkce) nebo výše zmíněné metody zoptimalizovat (např. určení nejvhodnější šířky mezikruhové trysky při kontinuálním vstřikování; určení nejvhodnějšího úhlu, pod kterým vstupuje voda do testovací oblasti při vstřikování proti směru rotace víru; otestování dalších parametrů při pulzačním řízení harmonickou funkcí sinus).

11 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] FAVREL, A. T. Dynamics of the cavitation precessing vortex rope for Francis turbines at part load operating conditions [online]. 2016 [cit. 2017-03-01]. Dostupné z: https://hyperbole.epfl.ch/Publications/EPFL_TH6880.pdf
- [2] *HYDROSERVIS UNION pro s.r.o.: Francisova turbína* [online]. [cit. 2017-03-03]. Dostupné z: <http://www.h-union.cz/c-16-francisova-turbina.html>
- [3] MELICHAR, J., J. VOJTEK a J. BLÁHA. Malé vodní turbíny: konstrukce a provoz. Praha: ČVUT, 1998. ISBN 80-010-1808-3.
- [4] SUSAN-RESIGA, R., T.C. VU, S. MUNTEAN, G.D. CIOCAN a B. NENNEMANN. Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge. In: 23rd IAHR Symposium. Yokohama, 2006, s. 14.
- [5] PETIT, O., A. I. BOSIIOC, H. NILSSON, S. MUNTEAN a R. F. SUSAN-RESIGA. Unsteady Simulations of the Flow in a Swirl Generator, Using OpenFOAM. International Journal of Fluid Machinery and Systems [online]. 2011, 4(1), 199-208 [cit. 2017-03-15]. DOI: 10.5293/IJFMS.2011.4.1.199. ISSN 1882-9554. Dostupné z: <http://koreascience.or.kr/journal/view.jsp?kj=OCGKEU>
- [6] MUNTEAN, S., H. NILSSON a R. F. SUSAN-RESIGA. 3D NUMERICAL ANALYSIS OF THE UNSTEADY TURBULENT SWIRLING FLOW IN A CONICAL DIFFUSER USING FLUENT AND OPENFOAM. 3 rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems [online]. Brno, 2009 [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/250612504_3D_NUMERICAL_ANALYSIS_OF_THE_UNSTEADY_TURBULENT_SWIRLING_FLOW_IN_A_CONICAL_DIFFUSER_USING_FLUENT_AND_OPENFOAM
- [7] BOSIIOC, A.I., C. TANASA, S. MUNTEAN a R. SUSAN-RESIGA. Unsteady pressure measurements and numerical investigation of the jet control method in a conical diffuser with swirling flow. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2010, 12(1), 11.
- [8] *Lasery a Optika: Laser Doppler Velocimetry* [online]. [cit. 2017-04-03]. Dostupné z: <http://www.lao.cz/aplikace-79/zobrazovaci-metody-145/laser-doppler-velocimetry-ldv-294>
- [9] *FLUENT 6.3 Documentation: Mesh Quality* [online]. [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node155.htm>
- [10] ARIFF, M. A., S. M. SALIM a S. Ch. CHEAH. WALL Y + APPROACH FOR DEALING WITH TURBULENT FLOW OVER A SURFACE MOUNTED CUBE: PART 1 – LOW REYNOLDS NUMBER [online]. In: . Melbourne, 2009, s. 6 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: http://www.cfd.com.au/cfd_conf09/PDFs/141SAL.pdf
- [11] RUDOLF, P. *Přednášky z předmětů Výpočtové modelování proudění a Diplomový seminář*. Brno, 2016/2017.
- [12] VLČEK, P. *Modelování turbulentního proudění*. České Vysoké Učení Technické v Praze, 2013. Fakulta strojní, Ústav procesní a zpracovatelské techniky,.

- [13] CHAVES, E. W. V. *Notes on continuum mechanics* [online]. Barcelona, Spain: International Center for Numerical Methods in Engineering (CIMNE), 2013 [cit. 2017-04-05]. ISBN 9789400759862. Dostupné z: <https://previa.uclm.es/profesorado/evieira/ftp/apuntes/Tensors.pdf>
- [14] *Ansys 17.0 manual: UDF* [online]. [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/flu_udf/flu_udf.html
- [15] *Podklady z předmětu Měření tekutinových systémů*. Brno, 2016.

12 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Francisova turbína a její komponenty [1]	16
Obr. 2 Vírový cop při podoptimálním průtoku (vlevo), osově symetrický cop při nadoptimálním průtoku (vpravo) [3].....	17
Obr. 3 Rychlostní trojúhelník na výstupu z oběžného kola Francisovy turbíny při optimálním průtoku [1].....	17
Obr. 4 Rychlostní trojúhelníky na výstupu z oběžného kola pro různé režimy provozu Francisovy turbíny [1].....	18
Obr. 5 Konstrukční řešení systému vstřikování vody [4]	18
Obr. 6 CFD simulace řízení vírového proudění v sací troubě vstřikováním vody (vlevo – bez vstřikování, vpravo – aplikace vstřikování) [4].....	19
Obr. 7 Schéma měřicí tratě [5].....	20
Obr. 8 Konstrukční řešení vírového generátoru [6]	21
Obr. 9 Experimentální měření rychlosti v testovací sekci [5].....	21
Obr. 10 Experimentální měření tlaku v difuzoru [5]	22
Obr. 11 Výpočtová doména a síť pro CFD [5, 6]	22
Obr. 12 Rychlostní pole (vlevo) a tlakové pole (vpravo) v řezu doménou [5]	23
Obr. 13 FFT experiment vs. CFD (vlevo), průběh tlakových pulzací získaný experimentálně (vpravo) [5]	24
Obr. 14 Řízení vírového proudění v difuzoru (porovnání experimentu a CFD výpočtů) [7] ..	25
Obr. 15 Geometrie výpočetní oblasti	27
Obr. 16 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek	28
Obr. 17 Výpočetní síť (501 860 prvků)	28
Obr. 18 Detail sítě v blízkosti náboje (trysky)	29
Obr. 19 Rychlostní profil na vstupu do výpočetní domény (rozložení složek rychlosti na poloměru 45 až 75 mm)	30
Obr. 20 Vírový cop v poli statického tlaku	30
Obr. 21 Tlakový záznam a aplikace FFT v bodě mg1	31
Obr. 22 Vírový cop ve výpočetní oblasti (3D pohled).....	31
Obr. 23 Časově středované pole statického tlaku vyjádřené měřítkově vůči dynamickému tlaku na vstupu do výpočetní domény.....	32
Obr. 24 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek	33
Obr. 25 Výpočetní síť pro 2D výpočet	33
Obr. 26 Porovnání rychlostního pole 3D (nahore) a 2D (dole) přístupem	34
Obr. 27 Místa pro porovnání rychlostních profilů (2D a 3D přístup).....	34
Obr. 28 Porovnání rychlostních profilů v pozicích mg0 a mg2.....	35
Obr. 29 Rozložení tenzoru rychlosti deformace v řezu výpočetní oblastí	36
Obr. 30 Vymezení oblasti pro export výpočetních dat	37
Obr. 31 Diskretizace oblasti [11]	38
Obr. 32 Pole časově středovaného tenzoru rychlosti deformace ve vymezené oblasti.....	39
Obr. 33 Lokalizace bodu pro umístění řídicích prvků	39
Obr. 34 Dekompozice výpočetní domény s novou okrajovou rychlostní podmínkou.....	41
Obr. 35 Detail sítě pro vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm	42
Obr. 36 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (mezikruhová tryska o šířce 2 mm).....	44
Obr. 37 Pole statického tlaku pro průtok 3 l/s mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm.....	44
Obr. 38 Výpočetní doména a její dekompozice pro mezikruhovou trysku o šířce 5 mm.....	45
Obr. 39 Detail sítě pro vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm	46
Obr. 40 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (mezikruhová tryska o šířce 5 mm).....	47

Obr. 41 Pole statického tlaku pro průtok 7 l/s mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm	48
Obr. 42 Rychlostní okrajová podmínka pro vstřikování plným kruhem.....	49
Obr. 43 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (plný kruh)	51
Obr. 44 Pole statického tlaku pro průtok 9 l/s plným kruhem.....	51
Obr. 45 Rychlostní okrajová podmínka pro vstřikování kruhovou tryskou o průměru 20,64 mm.....	52
Obr. 46 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (kruh o menším průměru).....	53
Obr. 47 Pole statického tlaku pro průtok 7 l/s kruhem o menším průměru.....	53
Obr. 48 Závislost amplitudy A na úhlové frekvenci buzení ω	55
Obr. 49 Pole statického tlaku pro pulzující průtok 3 l/s (frekvence buzení 14,57 Hz)	56
Obr. 50 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství odsávané vody (mezikruhová tryska o šířce 5 mm)	57
Obr. 51 Pole statického tlaku pro odsávaný průtok 7 l/s mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm.....	57
Obr. 52 Lopatkový kanál uvažovaný na vstupu do výpočetní domény.....	58
Obr. 53 Závislost tlakové amplitudy a měrné energie na množství vstřikované vody (vstřikování vody proti směru rotace víru)	59
Obr. 54 Pole statického tlaku pro průtok 3 l/s (vstřikování proti směru rotace víru).....	60
Obr. 55 Výpočetní doména pro lopatkový kanál.....	61
Obr. 56 Dekompozice výpočetní oblasti a umístění okrajových podmínek pro jeden periodický element	62
Obr. 57 Výpočetní síť pro jeden periodický element lopatkového kanálu.....	63
Obr. 58 Proudnic rychlosti v lopatkovém kanálu	64
Obr. 59 Porovnání metod řízení vírového proudění z hlediska amplitudy A.....	65
Obr. 60 Porovnání metod řízení vírového proudění z hlediska amplitudy A (detail)	65
Obr. 61 Porovnání metod řízení z hlediska energetické náročnosti	66
Obr. 62 Porovnání metod řízení z hlediska energetické náročnosti (detail).....	66

13 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Rychlosti vstřikování vody (mezikruhová tryska o šířce 2 mm).....	42
Tab. 2 Vyhodnocení vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 2 mm.....	43
Tab. 3 Rychlosti vstřikování vody (mezikruhová tryska o šířce 5 mm).....	46
Tab. 4 Vyhodnocení vstřikování mezikruhovou tryskou o šířce 5 mm.....	47
Tab. 5 Rychlosti vstřikování vody (plný kruh)	49
Tab. 6 Vyhodnocení vstřikování plným kruhem	50
Tab. 7 Vyhodnocení pro vstřikování kruhem o menším průměru.....	52
Tab. 8 Vyhodnocení řízení pulzujícím průtokem.....	55
Tab. 9 Vyhodnocení řízení odsáváním na mezikruhové trysce o šířce 5 mm.....	56
Tab. 10 Vyhodnocení řízení vstřikováním vody proti směru rotace víru.....	59
Tab. 11 Vyhodnocení tlakových ztrát na lopatkovém kanálu	63

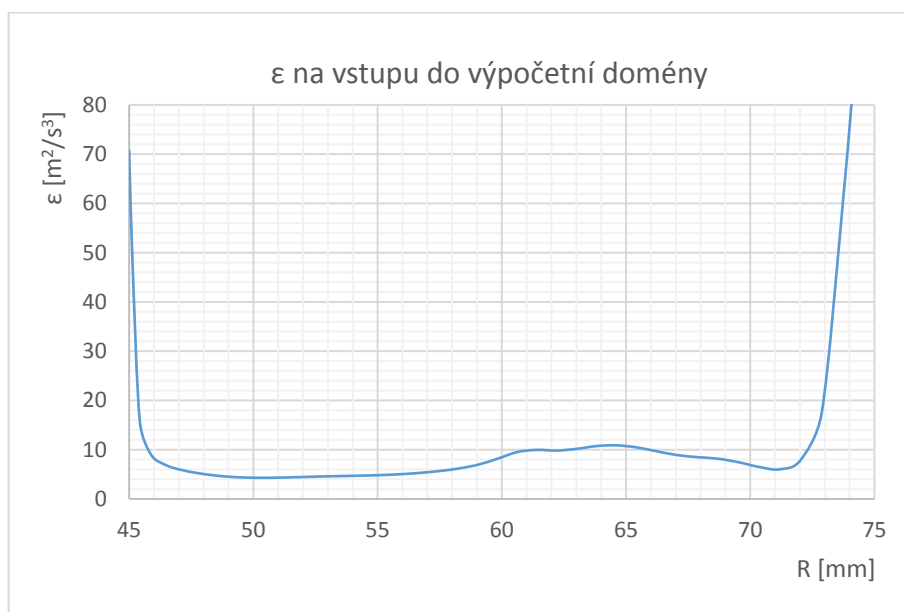
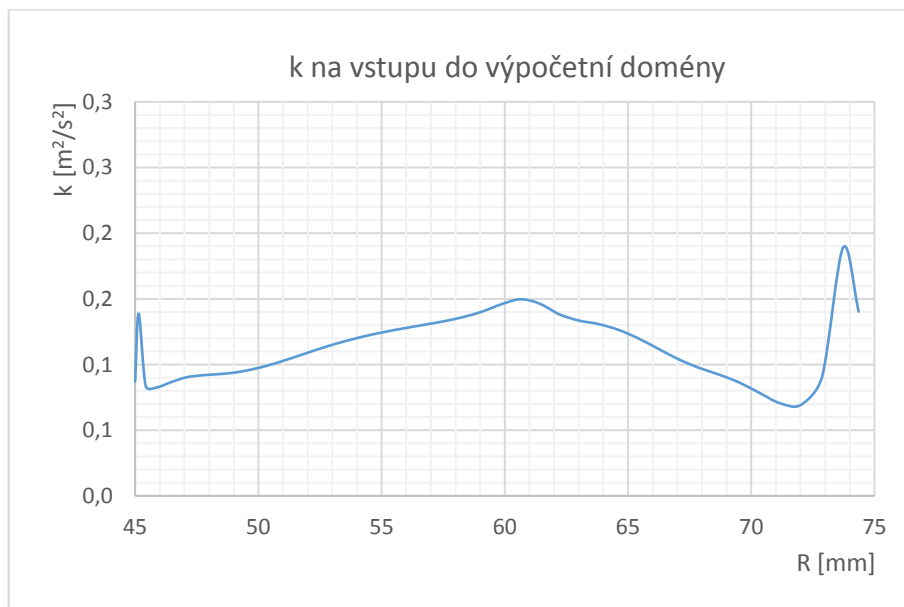
14 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A HLAVNÍCH SYMBOLŮ

CFD	Computational Fluid Dynamics (výpočtové modelování proudění)
FFT	Fast Fourier Transform (rychlá Fourierova transformace)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations (časově středované Navier Stokesovy rovnice)
Q_{jet}	Množství vstříkované (odsávané) vody [l/s]
Q	Nominální průtok testovací oblasti (přibližně 30 l/s)
A	Amplituda tlakových pulzací v testovací oblasti [Pa]
E	Měrná tlaková energie [J/kg]
f	Frekvence tlakových pulzací v testovací oblasti [Hz]

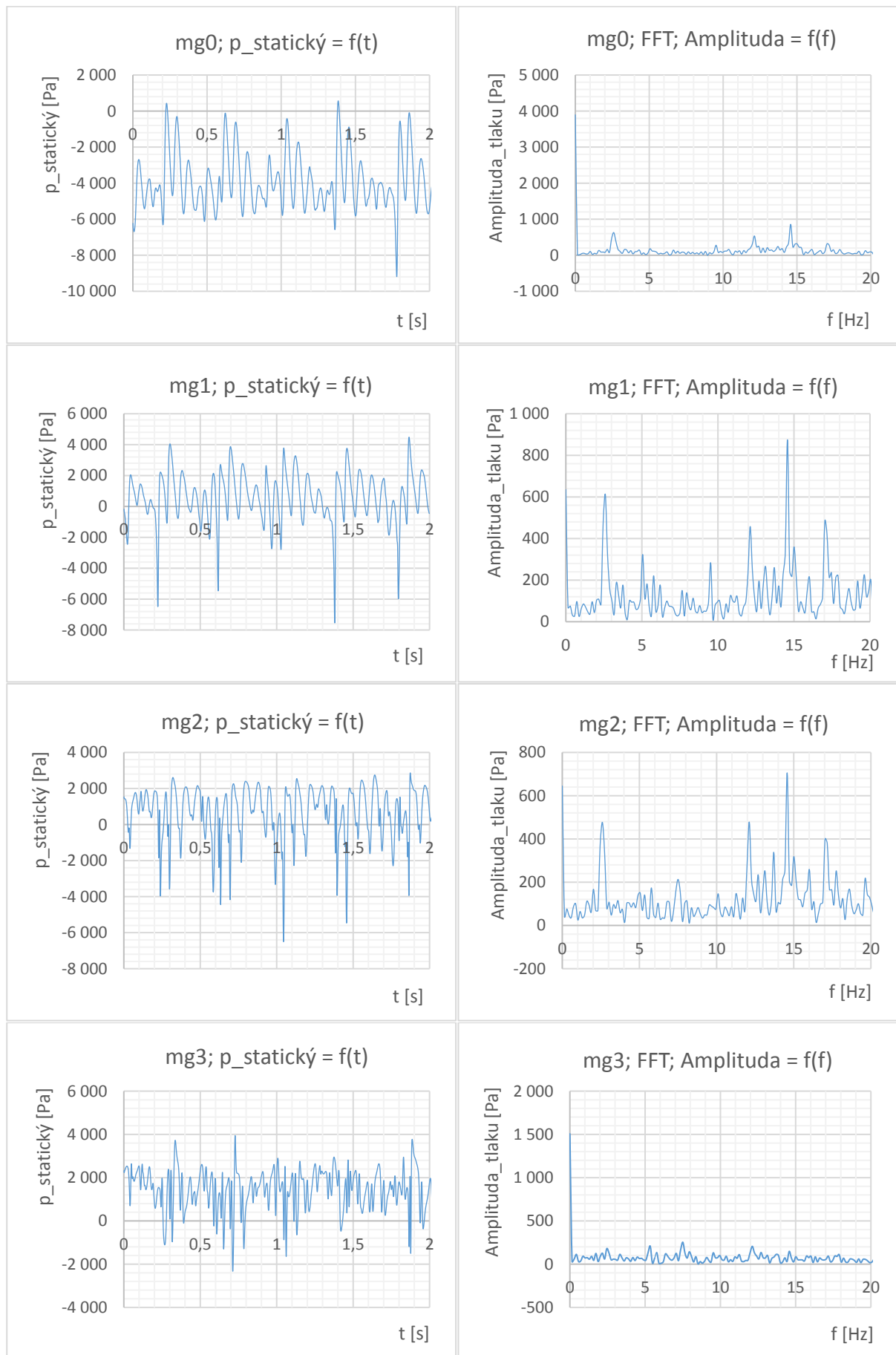
Ostatní použité zkratky a symboly jsou definovány a vysvětleny vždy přímo v textu.

15 SEZNAM PŘÍLOH

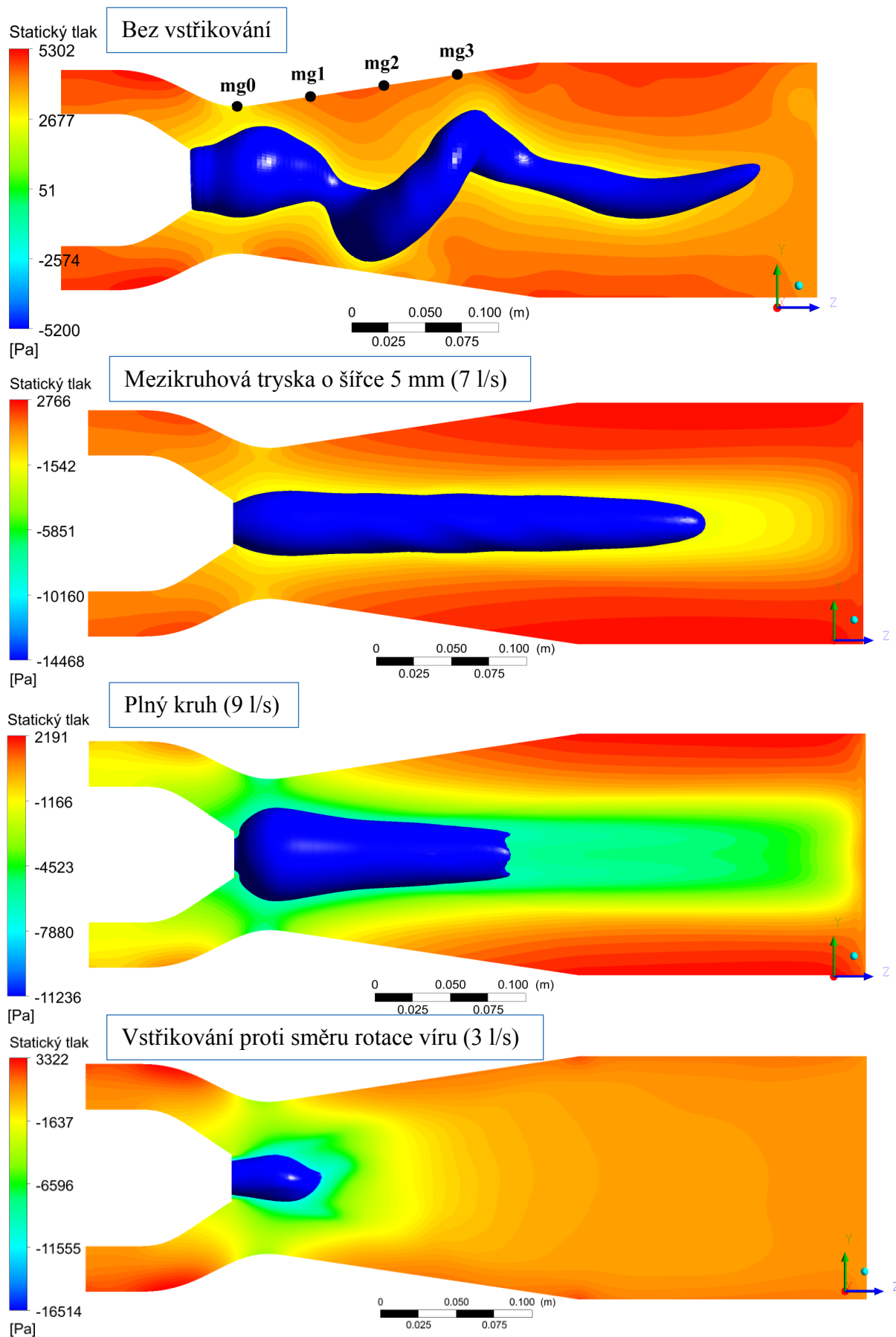
Příloha 1 Kinetická energie turbulence (k) a disipace kinetické energie (ϵ) na vstupu do výpočetní oblasti	75
Příloha 2 Tlakové záznamy v monitorech tlaku mg_0 , mg_1 , mg_2 a mg_3 a příslušné FFT	76
Příloha 3 Porovnání tlakových a časově středovaných rychlostních polí vybraných metod ...	77

Příloha 1 Kinetická energie turbulence (k) a disipace kinetické energie (ϵ) na vstupu do výpočetní oblasti

Příloha 2 Tlakové záznamy v monitorech tlaku mg0, mg1, mg2 a mg3 a příslušné FFT

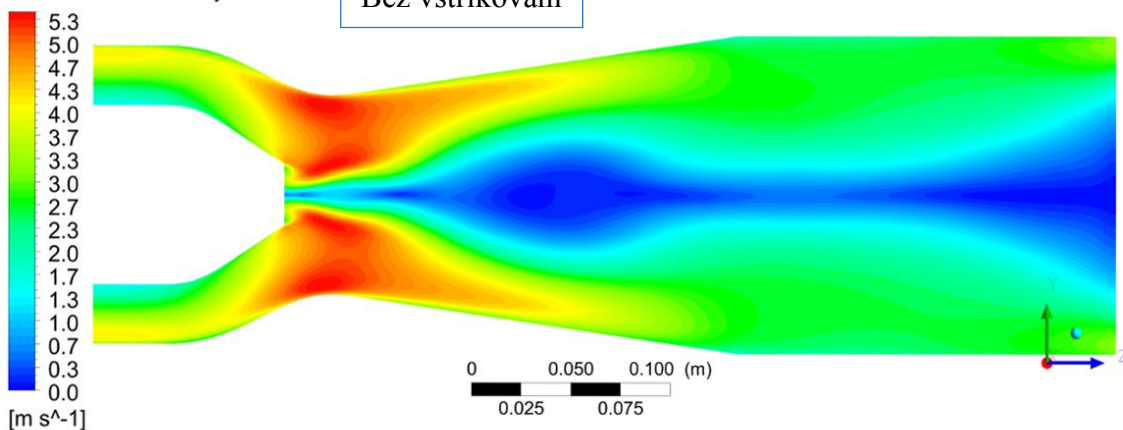


Příloha 3 Porovnání tlakových a časově středovaných rychlostních polí vybraných metod



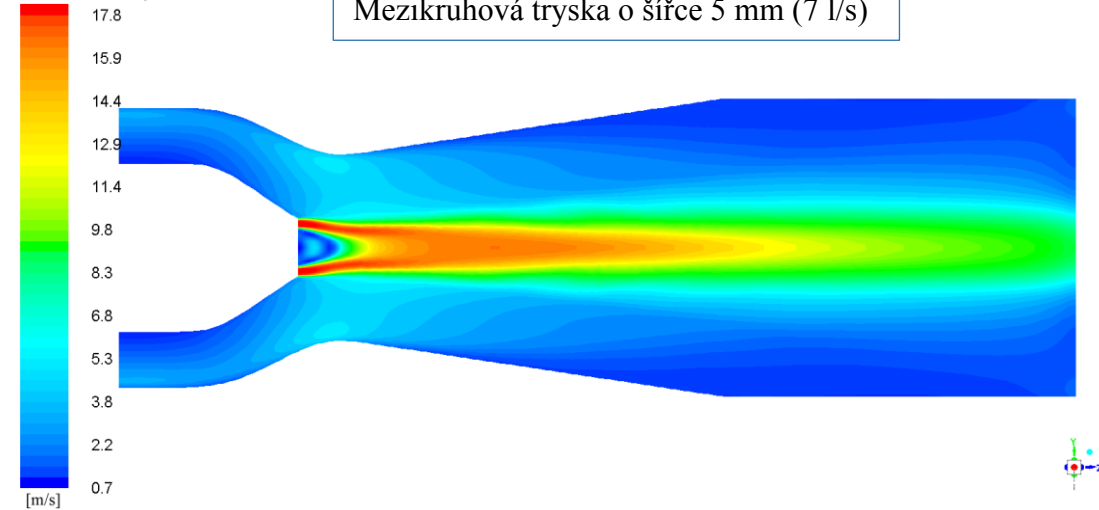
Časově středovaná rychlost

Bez vstřikování



Časově středovaná rychlost

Mezikruhová tryska o šířce 5 mm (7 l/s)



Časově středovaná rychlost

Plný kruh (9 l/s)

