

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Numerická simulace proudění v odlehčeném ventilu ŠKODA a určení
namáhání včetně od aerodynamických sil

Autor: **Bc. František STRAKA**

Vedoucí práce: **Ing. Richard MATAS, PhD.**

Akademický rok 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. František STRAKA**
Osobní číslo: **S09N0062P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Název tématu: **Numerická simulace proudění v odlehčeném ventilu ŠKODA
a určení namáhání vřetene od aerodynamických sil**
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol:

1. Pomocí numerické simulace proudění stanovit tahové namáhání vřetena od aerodynamických sil u typového provedení odlehčeného ventilu ŠKODA s průměrem hrdla difuzoru 100 mm. Vyhodnotit silovou charakteristiku pro vybrané zdvihy a tlakové poměry.
2. Výpočty uskutečnit pro provozní parametry modelu ventilu se vstupním tlakem páry 14 bar a teplotě 326 °C. Určit tlak působící na jednotlivé díly hlavní a obtokové kuželky.
3. Porovnat vypočtené hodnoty tlaku s dostupnými údaji z experimentu a pomocí bezrozměrných parametrů uskutečnit přepočítání na reálné vstupní tlaky a teploty pro vybrané provozní charakteristiky.
4. Provést kontrolu dosedací plochy kuželky na otláčení pro reálný vstupní tlak a posouzení pevnostního dimenzování ventilu pro reálné provozní parametry.
5. Nakreslit detail kuželky ventilu - výrobní výkres (výkovek a opracování).

Rozsah grafických prací: **grafy charakteristik, obrázky proudových polí, výkresy kuželky ventilu**
Rozsah pracovní zprávy: **60 stran**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

- Tajč L., Bednář L., Synáč J.: Regulační ventily pro turbínu 1000 MW, výzkumná zpráva ŠKODA, VZTP 0923, 2002
- Tajč L., Bednář L., Doskočilová M., Krejčík J.: Regulační ventily parních turbín, výzkumná zpráva ŠKODA, VZTP 0974, 2005
- Jirka L.: Výpočtová studie proudění páry regulačním ventilem, diplomová práce ZČU KKE, 2007
- Šťastný M.: Návrh průtočné části parních ventilů, výzkumná zpráva ŠKODA, VZTP 0837, 1996
- Hajšman M.: Výpočet průtokové charakteristiky ventilu s různými vstupními průměry sedla, diplomová práce ZČU KKE, 2011
- Yong H. Y., Kune Y. S.: Engineering analysis of mass flow rate for turbine system control and design, Nuclear Engineering and Design 241 (2011) 4061- 4078

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Richard Matas, Ph.D.**
Nové technologie - výzkumné centrum
Konzultant diplomové práce: **Ing. Michal Hoznedl, Ph.D.**
Škoda Power s. r. o.

Datum zadání diplomové práce: **3. listopadu 2011**
Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2012**

L.S.

Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan

Doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2011

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na katedře Energetických strojů a zařízení, Fakultě strojní, Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval především vedoucímu diplomové práce Ing. Richardu Matasovi, PhD., za jeho cenné a odborné rady, připomínky a za čas, který mi věnoval při konzultacích. Rád bych také poděkoval těm zaměstnancům Škody Power, kteří mi poskytli náměty pro řešení problémů a také za poskytnutí naměřených dat k porovnání výsledků. Dále bych rád vyjádřil poděkování organizaci Metacentrum za poskytnutí výpočetní zdrojů.

Rád bych také poděkoval mým rodičům, za jejich podporu během celé doby studia a mým nejbližším kamarádům.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Straka	Jméno František	
STUDIJNÍ OBOR	23-02-T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Matas, PhD.	Jméno Richard	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Numerická simulace proudění v odlehčeném ventilu ŠKODA a určení namáhání vřetene od aerodynamických sil		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	82	TEXTOVÁ ČÁST	75	GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato diplomová práce se zabývá numerickou simulací proudění páry v odlehčeném regulačním ventilu. Výsledkem je silové namáhání vřetene od aerodynamických sil. Numerická simulace byla porovnána s experimentálním měřením, při zadávání stejných okrajových podmínek.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	CFD, Fluent, počítačová numerická simulace, regulační ventil, parní turbína, ideální plyn, pára, proudění, stabilizační síla.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Straka	Name František
FIELD OF STUDY	23-02-T013 “Design of Power Machines and Equipment“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Matas, PhD.	Name Richard
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Numerical simulation of a steam flow throw the balanced control valve and set up a strain of an aerodynamics power to the spindle	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power System Engineering	SUBMITTED IN	2012
----------------	------------------------	-------------------	------------------------------------	---------------------	------

the numerical simulation of a steam flow throw the balanced control valve

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	82	TEXT PART	75	GRAPHICAL PART	10
----------------	-----------	------------------	-----------	-----------------------	-----------

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis deals with the numerical simulation of a steam flow throw the balanced control valve. The graph of aerodynamics power which causes a force to the spindle has been done. Numerical simulations were compared with experimental measurements for the award of the same boundary conditions.
KEY WORDS	CFD, computer simulation, control valve, steam turbine, ideal gas, steam, comparison, stabilisation power to the spindle.

Obsah

1	Úvod.....	8
2	Ventily parních turbín a jejich rozdělení.....	9
2.1	Konstrukce a dělení regulačních ventilů	11
2.2	Odlehčený regulační ventil.....	12
2.3	Odlehčený ventil ŠKODA	13
3	Proudění páry regulačním ventilem a jeho řešení	17
3.1	Ideální a reálný plyn	17
3.2	Proudění plynů a par.....	18
3.2.1	Teorie proudění	18
3.2.2	Řešení proudění pomocí numerické simulace.....	20
3.2.3	Proudění v odlehčeném ventilu	21
4	Numerická simulace odlehčeného ventilu.....	24
4.1	Sestavení výpočtového modelu	25
4.1.1	Tvorba geometrie v modulu Design Modeler	26
4.1.2	Tvorba sítě v modulu Mesh.....	27
4.2	Příprava pro numerické řešení v modulu Fluent	31
4.2.1	Nastavení parametrů v řešiči Fluent.....	31
4.2.2	Popis nastavení.....	33
4.3	Spouštění numerické simulace	34
5	Výsledky a analýza numerické simulace	36
5.1	Rozložení tlaků a rychlostí v proudovém poli.....	36
5.1.1	Zdvih 0 mm – rozložení proudového pole	37
5.1.2	Zdvih 2 mm – rozložení proudového pole	38
	38
5.1.3	Zdvih 6 mm – rozložení proudového pole	39
5.1.4	Zdvih 11,5 mm - rozložení proudového pole.....	40
5.1.5	Zdvih 15 mm – rozložení proudového pole	41
5.1.6	Zdvih 27,4 mm – rozložení proudového pole	42
5.1.7	Zdvih 30 mm - rozložení proudového pole.....	43
5.1.8	Závěry pro kapitoly 5.1.2 až 5.1.7.....	44
5.2	Atypické oblasti ve ventilu a odlehčení z hlediska proudění	44

5.2.1	Proudění ve štěrbinách	44
5.2.2	Anomálie na výstupu z difuzoru	45
5.2.3	Oblast uvnitř odlehčení	46
5.2.4	Průběh residuí.....	46
5.3	Určení tlaků na hlavní a obtokovou kuželku	47
5.4	Určení silové charakteristiky pro zadaný ventil	49
6	Experiment a porovnání jeho výsledků s výsledky z CFD	53
6.1	Popis experimentálního měření	53
6.2	Porovnání výsledků z experimentu a z numerické simulace	54
7	Převod na reálné vstupní tlaky	58
8	Pevnostní dimenzování	60
8.1	Kuželka ventilu – zatížení vnějším přetlakem.....	60
8.2	Výpočet sil působících na kuželku a vřeteno	62
8.3	Kontrola dosedací plošky hlavní kuželky.....	70
8.4	Kontrola sedla v difuzoru	72
8.5	Kontrola vnitřní - obtokové kuželky	72
8.6	Kontrola šroubového spojení uvnitř kuželky.....	74
8.7	Závěr pevnostního dimenzování.....	76
9	Výrobní výkres kuželky ventilu	78
10	Závěr.....	79
11	Použité zdroje informací	80
12	Seznam příloh.....	81

Seznam použitých symbolů a zkratk

RV	[-]	regulační ventil
VT	[-]	vysokotlaký
NT	[-]	nízkotlaký
p	[MPa]	tlak
p ₀	[MPa]	vstupní tlak
p ₁	[MPa]	tlak v komoře 1
p ₂	[MPa]	tlak v komoře 2
p ₃	[MPa]	tlak v propojovacím systému
p ₄	[MPa]	tlak pod obtokovou kuželkou
p ₅	[MPa]	tlak pod kuželkou
p ₆	[MPa]	tlak v komoře 6
p _V	[MPa]	výstupní tlak
m	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní tok
q	[-]	poměrný hmotnostní tok
w	[m.s ⁻¹]	rychlost
S'	[mm ²]	plocha
c _p	[-]	měrná tepelná kapacita (p=konst.)
c _v	[-]	měrná tepelná kapacita (v=konst.)
κ	[-]	Poissonova konstanta
t	[°C]	teplota
T	[K]	termodynamická teplota
D	[mm]	kritický průměr dýzy
R	[J.kmol ⁻¹ .K]	univerzální plynová konstanta = 8314,3
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
M _n	[kg.kmol ⁻¹]	molekulová hmotnost

1 Úvod

V této práci jsem se věnoval numerické simulaci proudění v odlehčeném regulačním ventilu ŠKODA. Regulační ventil je jeden z nejdůležitějších regulačních orgánů, které regulují páru vstupující to turbosoustrojí. K numerické simulaci bylo využito softwaru Fluent, s kterým jsou v této oblasti numeriky dobré zkušenosti. K vytvoření geometrie byl použit program Design Modeler a k přípravě sítě byl využit program Mesh. Nyní jsou všechny výše zmíněné programy pod jednou obchodní značkou, ANSYS. Tím byla očekávaná maximální společná spolupráce mezi programy. Také z tohoto důvodu bylo rozhodnutí využít síťovací program Mesh a nevyužít ať složitější, ale vyzkoušený program pro síťování Gambit.

Odlehčený regulační ventil je svou topologií specifický, a to tak, že obsahuje komůrky a další ještě menší části, kterými probíhá proudění daného média. Tyto malé oblasti nejsou pro řešení proudění vhodné. Proudění v takto specifických oblastech není moc popsáno a také prověřeno. Na výsledky z numerické simulace mají velký vliv odpovídající turbulentní modely. Použitím neodpovídajícího modelu se může celý výsledek proudění zcela znehodnotit či nevhodně zkreslit.

Při sledování výsledků z numerické simulace byla věnována pozornost k naleznutí takového stavu proudění, kdy dojde k odtržení proudu páry od difuzoru. To pak značí nestacionární proudění a předpokládat takovýto typ proudění je velmi složité a numericky velmi náročné.

Úkolem této práce bylo stanovit silovou charakteristiku od aerodynamických sil pro daný ventil. Tato charakteristika je důležitá pro navrhnutí a použití servopohonů, které tyto ventily ovládají. Pokud by se zvolil poddimenzovaný servopohon, či ventil se špatně navrhnutou silovou charakteristikou, mohlo by to mít velké následky pro turbínu při jejím provozu.

Okrajové podmínky pro nastavení do softwaru, jako například teplota a tlak média, byly poskytnuty Škodou Power. Škoda Power disponuje ve svém areálu aerodynamickým tunelem, kde jsou testovány některé její nové produkty či prototypy. K jednomu z prototypů patří i odlehčený ventil. Tento ventil byl v minulosti podroben experimentálnímu měření pomocí dvěma různými způsoby. Tím vzniknul prostor pro možné porovnání výsledků z 3D numerické simulace s výsledky z experimentu.

V této práci jsem se také zabýval pevnostnímu posouzení některých částí ventilu. U tohoto typu ventilu je z hlediska namáhání velmi zajímavá dosedací část kuželky. Ta musí odolat vysokým teplotám, ale především tlakům, které na ní působí od proudící páry. Pokud by došlo k překročení meze kluzu, materiál by se mohl deformovat, což by mohlo mít za následek netěsnost spoje při dosedání kuželky a tím pádem ke ztrátám na turbíně.

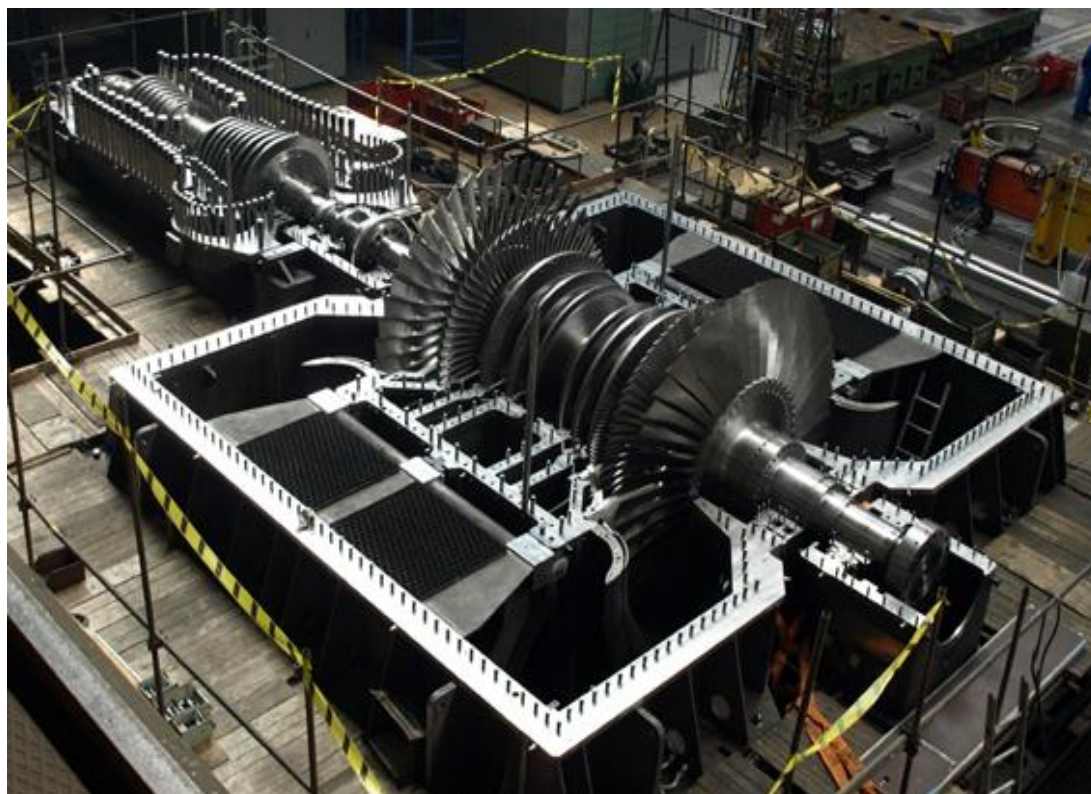
2 Ventily parních turbín a jejich rozdělení

V parních turbínách je použito několik druhů regulačních armatur. Jedná se například o rychlozávěrné ventily, regulační ventily, uzavírací ventily, vstřikovací ventily, přepouštěcí ventily, regulační klapky, rychlozávěrné klapky, odběrové klapky a další armatury. Všechny tyto části mají za úkol regulovat množství a tlak páry v potrubí, která vstupuje do turbosoustrojí.

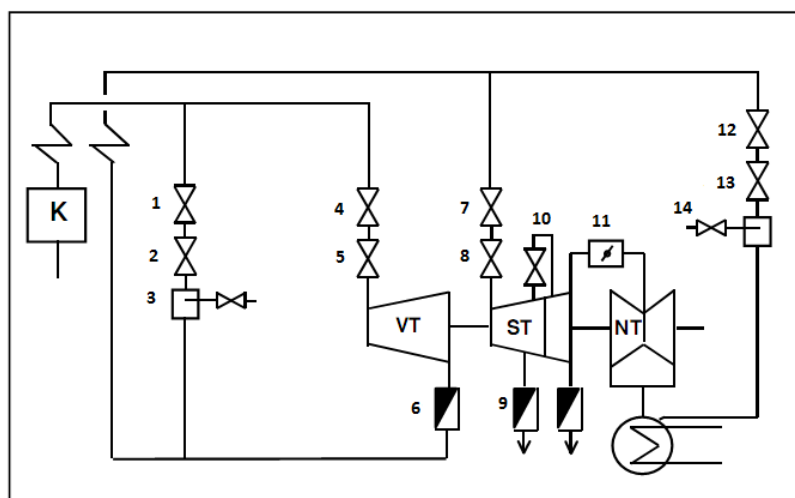
Regulační ventil (RV) je jeden z členů, který má hlavní vliv na regulaci parních turbín. Nachází se jako poslední člen, který reguluje průtočné množství páry vnikající do turbíny. Regulačnímu ventilu je předřazen rychlozávěrný ventil (RZV), který je buď plně otevřen, či plně uzavřen. Naproti tomu je regulační ventil v celém regulačním rozsahu polohovatelný a nabízí plnou škálu otevření. Tím je dosaženo požadovaného průtoku páry do turbosoustrojí.

Turbosoustrojí parních turbín se skládá z několika částí. Většinou se jedná o vysokotlaký díl (VT), středotlaký (ST) a několik nízkotlakých dílů (NT) z důvodů vysoké expanze páry v této části turbíny. Jako poslední část je samotný generátor. Ten převádí kinetickou energii, která se získala přeměnou tepelné energie páry v turbíně, na energii elektrickou pomocí elektromagnetů.

Na následujících obrázcích Obr. 2-1 a Obr. 2-2 je zachyceno dvoutělesové parní turbosoustrojí Škoda a obecné schéma regulačních členů parních turbín.



Obr. 2-1 Dvoutělesové turbosoustrojí Škoda



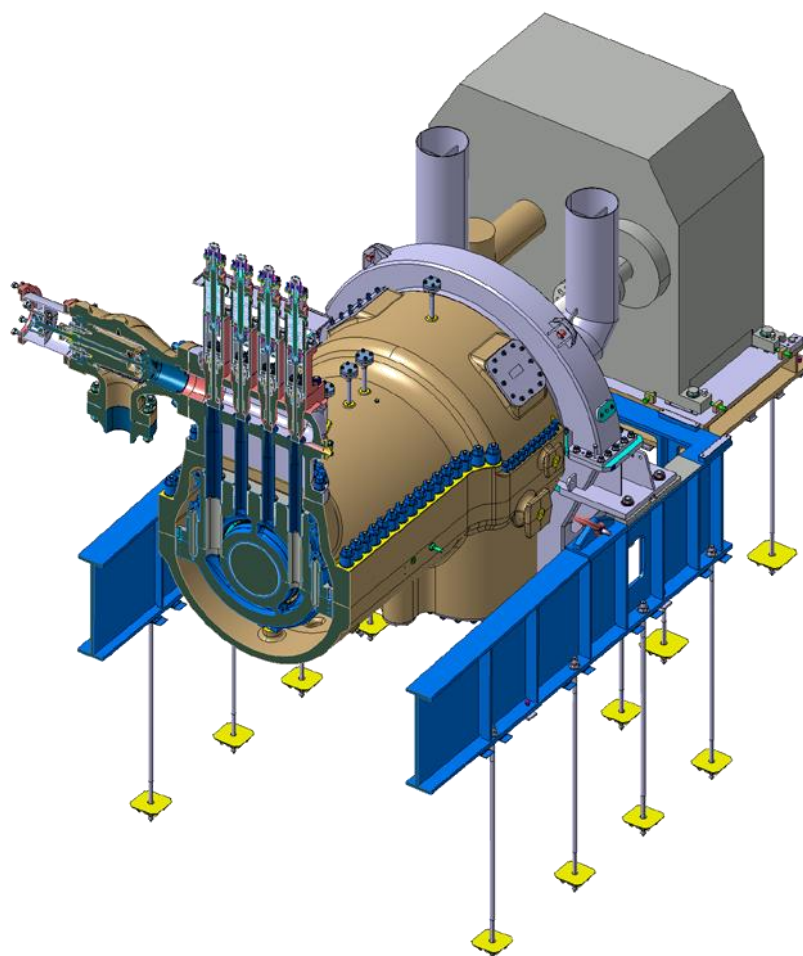
Obr. 2-2 Obecné schéma regulačních členů

Legenda k Obr. 2-2:

1 – Uzavírací ventil (UV), 2 – Škrťací ventil (ŠV), 3 – Vstříkovací ventil (VV),
4 – Vysokotlaký rychlozavěrný ventil (VTRZV), 5 – Vysokotlaký regulační ventil (VTRV),
6 – Rychlozavěrná klapka na výstupu z VT (RZK), 7 – Záchytný ventil (ZV),
8 – Nízkotlakový rychlozavěrný ventil (NTRZV), 9 – Zpětná odběrová klapka (ZOK),
10 – Přepouštěcí ventil (PV), 11 – Regulační klapka (RK), 12 – Uzavírací ventil (UV),
13 – Škrťací ventil (ŠV), 14 – Vstříkovací ventil (VV)

Regulační ventil s ventilem rychlozavěrným tvoří celek, který má za úkol plně regulovat vstup páry do turbíny. Z historických zkušeností je rychlozavěrný ventil vždy předřazen regulačnímu ventilu. Rychlozavěrný ventil má funkci pojistnou, a to když z nějakého důvodu není možné uzavřít vstup páry do turbíny pomocí regulačního ventilu. Z tohoto důvodu je kladen důraz na co nejrychlejší uzavření těchto armatur. Běžné doby, ať již rychlozavěrných, tak regulačních ventilů, se pohybují v rozsahu několika málo desetin sekundy, cca 0,3-0,5 s. Pokud by došlo k poruše těchto armatur, mělo by to za následek nekontrolovatelné vnikání páry do tělesa turbíny a její roztáčení, což by mohlo v nejhorším případě způsobit až její destrukci. Z tohoto důvodu je kladen zvýšený důraz na jejich 100% spolehlivost.

Názvosloví regulačních a rychlozavěrných ventilů se řídí podle jejich umístění v turbosoustrojí. Pokud se nachází tyto ventily před vysokotlakým dílem (VT), dostávají předponu VT. V oblasti před středotlakým dílem (ST) se tato předpona mění na NT (nízkotlaký) anebo se nazývají záchytné z důvodu zachytávání páry z přehříváku. V oblasti mezi ST a NT dílem se tyto regulační ventily již neobjevují a nahrazuje je regulační klapka. Je to z důvodu velkého měrného objemu páry, a proto by již výše zmíněné ventily nebyly efektivní a konstrukčně prakticky nerealizovatelné.



Obr. 2-3 3D řez RV ventilem u turbíny

2.1 Konstrukce a dělení regulačních ventilů

Regulační ventil se skládá z několika částí, které mají vliv na chod ventilu. Tyto části můžeme vidět na obrázku Obr. 2-5. Jedná se o těleso ventilu A, v kterém se tyto části nachází. Dále o kuželku D, která uzavírá průtok páry do turbíny, včetně C, které tuto kuželku zvedá, sedlová plocha E, na kterou dosedá část kuželky, difuzor F, který má za úkol přeměnit kinetickou energii zpět na tlakovou, čili zmenšit tlakovou ztrátu způsobenou průtokem páry skrz ventil. Dále sem ještě patří vstupní potrubí B, kterým je přiváděna pára z kotle, a výstupní potrubí, které pokračuje za difuzorem a ústí do turbíny.

Regulační ventily se liší podle několika kritérií, například podle tvaru kuželky, podle počtu dosedacích ploch atd. Z těchto kritérií vzešlo obecné následující dělení RV:

1. Dle geometrie kuželky
 - s kulovitou hlavou
 - s tvarovanou hlavou
 - s talířovou kuželkou
 - s pístovou kuželkou
 - se zvonovitou kuželkou

2. Dle síly potřebné k otevření ventilu

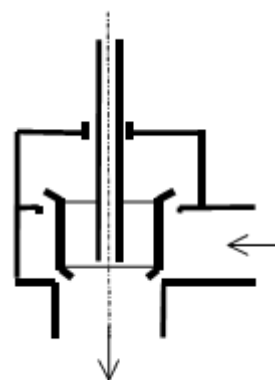
- odlehčený ventil
- neodlehčený ventil

3. Dle počtu dosedacích ploch

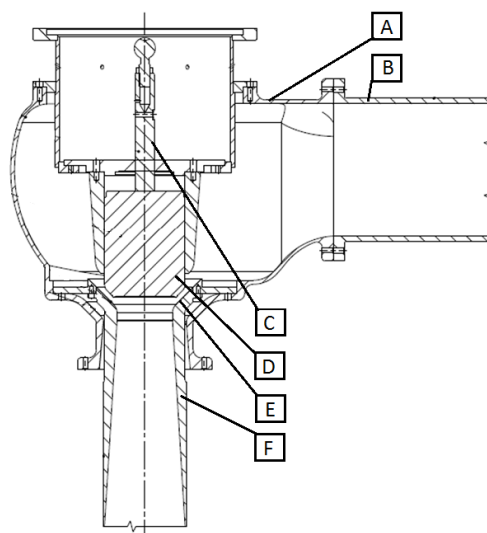
- jedno-sedlová plocha
- dvou-sedlová plocha

4. Dle seskupení ventilů

- oddělený regulační a rychlozávěrný ventil
- kombinovaný ventil



Obr. 2-4 Ukázka dvojsedlového RV



Obr. 2-5 Schéma regulačního ventilu

Legenda k Obr. 2-5:

A – těleso ventilu, B – přívodní potrubí, C – vřeteno, D – kuželka, E – sedlo difuzoru, F - difuzor

2.2 Odlehčený regulační ventil

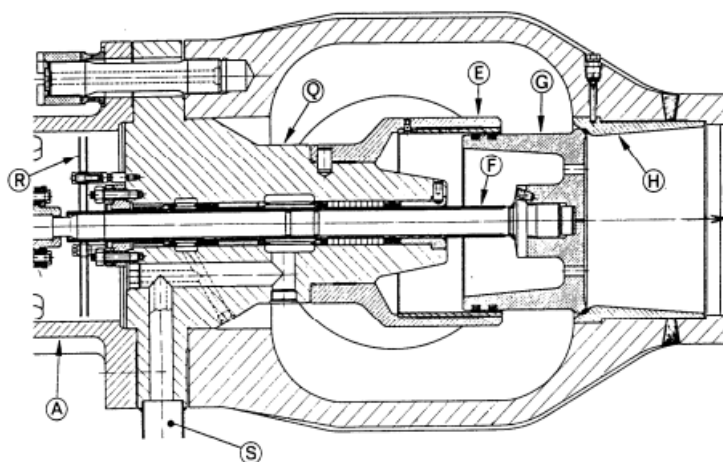
K ovládní RV je nutno vykonat sílu, která je nutná na změnu polohy ventilu. Na tyto síly musí být dimenzované servomotory, které RV ovládají. Při vysokých vstupních tlacích jsou tyto síly již značné, a proto je snaha síly redukovat. To je řešeno několika způsoby, například vnitřním obtokovým ventilem, vnějším obtokovým ventilem či ventilem s trvalou netěsností.

Síla působící na kuželku od tlaků před (p_0) a za ventilem (p_V), kde d je průměr plochy, na kterou působí zmíněné tlaky:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 (p_0 - p_V)}{4}$$

rov. 2-1

Odlehčených ventilů se používá nejen v oblasti regulačních ventilů, ale také v oblasti závěrných ventilů. Avšak z důvodu plynulé regulace zdvihu mají odlehčené regulační ventily mnohem větší opodstatnění.



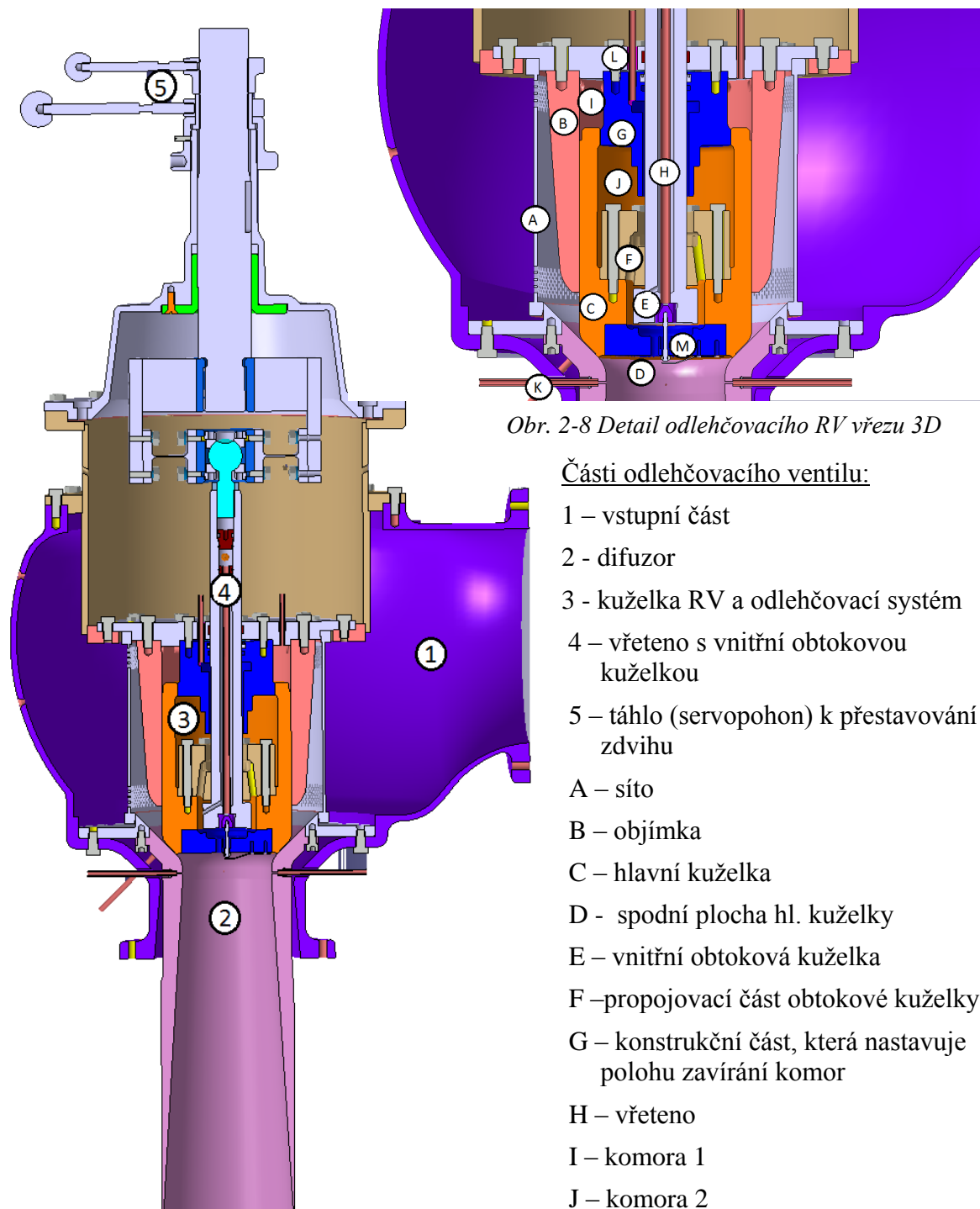
Obr. 2-6 Odlehčený NT ventil s trvalou netěsností

Legenda k Obr. 2-6:

A - stojánek, E – kryt kuželky, F – vřeteno ventilu, G – velká (hlavní) kuželka ventilu, H – difuzor se sedlem, Q – víko, R - tepelné stínění, S – vývod vřetenové páry (z ucpávky vřetene)

2.3 Odlehčený ventil ŠKODA

Typový odlehčený ventil ŠKODA byl navrhnout a zkonstruován společností Škoda Power a Doosan company. Jedná se o RV s vnitřním obtokem, kde dochází k redukci tlaků. Proto výsledná síla na kuželku nedosahuje takových hodnot, jako je tomu u neodlehčených RV. Na tomto ventilu bylo prováděno měření, které posloužilo k porovnání vypočtených výsledků s hodnotami z numerických simulací. Jelikož byl ventil určen jen na experimentální měření, byl vyroben v poměru 1:2 k navrhované variantě a upraven tak, že obsahuje i části, které odlehčený RV ventil na díle obsahovat nebude. Tyto části však nebudou mít vliv na přenositelnost výsledků měření z modelu na dílo.



Obr. 2-8 Detail odlehčovacího RV vřezu 3D

Části odlehčovacího ventilu:

- 1 – vstupní část
- 2 - difuzor
- 3 - kuželka RV a odlehčovací systém
- 4 – vřeteno s vnitřní obtokovou kuželkou
- 5 – táhlo (servopohon) k přestavování zdvihu
- A – síto
- B – objímka
- C – hlavní kuželka
- D - spodní plocha hl. kuželky
- E – vnitřní obtoková kuželka
- F – propojovací část obtokové kuželky
- G – konstrukční část, která nastavuje polohu zavírání komor
- H – vřeteno
- I – komora 1
- J – komora 2
- K – odběry tlaků p_h a p_S
- L – odběr tlaku p_6
- M – měření aerodynamické (stabilizační) síly pomocí tenzometru

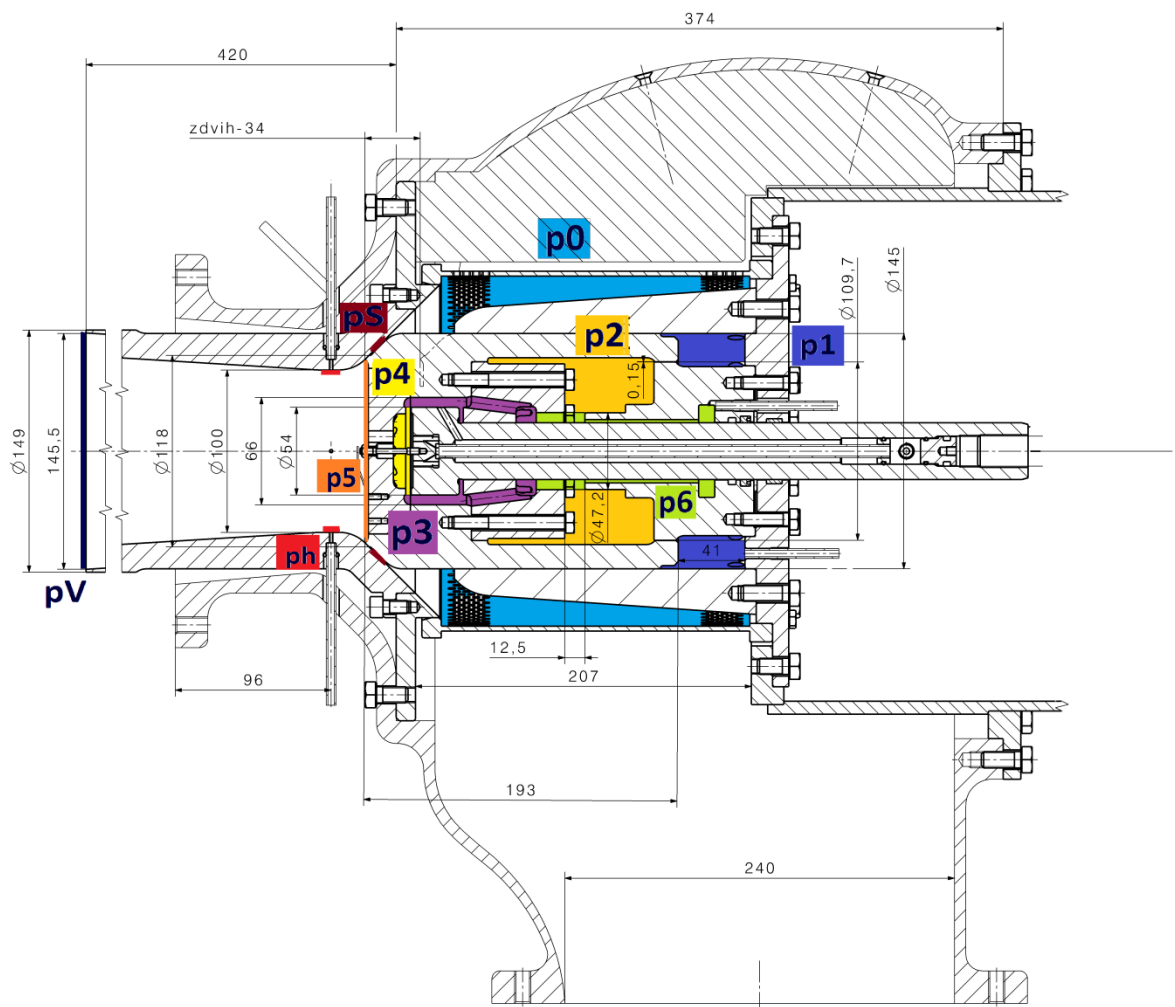
Obr. 2-7 Odlehčený RV ventil v 3D řezu

Konstrukci odlehčeného RV, na kterém bylo prováděno měření a který byl rovněž numericky simulován, lze vidět na Obr. 2-7. Obr. 2-8 je detailem systému odlehčení. Vstupní část ventilu je označena číslovkou 1. Tato část má za úkol rovnoměrně rozložit přitékající množství páry kolem ventilu tak, aby byl následně dosažen rovnoměrný průtok admisní páry skrz celý ventil. Při nízkých zdvizích nehraje tato část podstatnou roli, avšak při vysokých zdvizích a nízkých tlakových poměrech ($\epsilon=0,7 \sim 1$) má tato část vliv na vstup páry do ventilu. Tlak měřený v této oblasti se označuje p_0 (vstupní tlak). Ještě před vstupem páry do ventilu je předřazeno perforované síto A. Tato konstrukční část má více funkcí. Jedna z funkcí je zabránění vniku nečistot do oblasti ventilu, což by mohlo mít zásadní vliv na funkci ventilu a vést až k jeho poškození. Další funkcí je usměrnění proudění média, které vstupuje do ventilu. Rozhodující vliv má až při velmi vysokých zdvizích či plném otevření. V návrhovém oddělení se analyzuje vliv množství a orientace děr na průběh proudění ventilem. Objímka je označena písmenem B. V odlehčeném RV obsahuje objímka několik děr, které umožňují přístup páry do odlehčovacího systému. V tomto případě se jedná o 12 děr o průměru \varnothing 10 mm. Po průchodu páry těmito otvory se pára nachází v komoře 1. Tuto komoru 1 při zavřeném ventilu odděluje od komory 2 štěrbinou 1 o šířce 0,15 mm. Tato štěrbinou zmizí při výšce zdvihu 13 mm a výše, plný zdvih u testovacího ventilu je 34 mm. V komoře 1 působí vnikající pára tlakem p_1 na hlavní kuželku C. Tato kuželka při zavřeném ventilu dosedá na dosedací část difuzoru (2) se šířkou mezikruží 2,5 mm. Po průchodu štěrbinou 1 a seškracením se dostává pára do komory 2, Obr. 2-7 označení J. Tato komora je od velikosti zdvihu 0 mm až 13 mm spojena s propojovací částí obtokové kuželky. Tlak v komoře 2 je označen p_2 . Tento tlak působí na hlavní kuželku C a je největší při nejvyšších zdvizích. Tlak p_6 je měřen pomocí tlakového čidla L v oblasti mezi vřetenem a oblastí, kde dochází ke vzniku štěrbinou 2. Štěrbina 2 se objevuje při zdvihu 13 mm a vyšším. Po vytvoření má tato štěrbinou 2 stejnou šířku jako štěrbinou 1, tj. 0,15 mm. Do zdvihu 13 mm jsou si tlaky p_6 a p_2 velice blízké, ale poté (po vytvoření štěrbinou 2) dochází k velkému rozdílu hodnot. Tlak p_6 , respektive tlak p_2 , je redukován na tlak p_3 ve vnitřní obtokové části kuželky, v oblasti F na Obr. 2-7. Tento tlak p_3 působí jak na hlavní kuželku C, tak na obtokovou kuželku E. Obtoková kuželka je spojena přímo s vřetenem H, které je obvykle ovládáno servomotorem. Při experimentech byl však ventil ovládán ručně pomocí táhel 5. Tím je zajištěn vertikální posuv, regulace zdvihu ventilu v rozsahu 0 - 34 mm. Proud páry se dostává dále pod obtokovou kuželku, kde se jeho tlak redukuje z tlaku p_3 na p_4 . Tyto tlaky jsou si blízké, ale ne totožné. Tlak p_4 působí jak na obtokovou kuželku, tak na hlavní kuželku. Proud páry se dostává ze systému odlehčení pomocí 15 děr o průměru \varnothing 7 mm pod hlavní kuželku. Zde, pod hlavní kuželkou, na ni působí tlakem p_5 , který je opět menší než tlak předcházející, tj. tlak p_4 . S výjimkou tlaku p_5 byly všechny zmíněné tlaky měřeny experimentálně pomocí tlakových odběrů. Dále byly také experimentálně zjišťovány tlaky na stěně sedla difuzoru p_S a v jeho hrdle p_h . Tlak p_S slouží k určení síly působící na kuželku C v oblasti sedla. Výstupní část celého ventilu je difuzor, který vidíme pod číslem 2. Tato část ventilu slouží k zvýšení vystupujícího tlaku p_V (vstupní tlak do turbíny) na vyšší tlakovou hladinu. Je to z toho důvodu, že průchodem páry skrz ventil dochází ke škrcení a což má za následek tlakovou ztrátu.

Zdvih obtokové kuželky je polohovatelný v rozmezí 0-6 mm. Při zdvihu 0 mm je ventil kompletně uzavřen a nedochází k proudění páry skrze něj. Při zdvihu 6 mm dochází pomocí kontaktních ploch mezi malou kuželkou a propojovací částí obtokové kuželky ke zdvihání velké kuželky, a tím k průtoku páry skrz hlavní část ventilu. Numerické simulování však odpovídalo zjednodušené geometrii ventilu pro experimentální měření, kde je skrz vřetenou a obtokovou kuželku vedeno táhlo, na kterém je umístěn tenzometr pro měření síly na kuželku. Z tohoto důvodu nedochází k doléhání ploch obtokové kuželky s plochou hlavní kuželky v oblasti E a F na Obr. 2-7.

Jak již bylo zmíněno, obtoková kuželka E, která zdvihá kuželku C, je spojena s vřetenem H. Toto vřeteno je ovládáno při experimentálním měření táhlem 5, které je při běžném použití ventilů nahrazeno servomotorem. Na kuželku působí síly aerodynamické od proudícího média, síla od přitlačné pružiny, třecí síla od těsnících elementů a také vlastní váha ventilu. Největší síla v součtu působí na kuželku při nulovém zdvíhu, kdy aerodynamická síla je úměrná tlakovému rozdílu na kuželce a dosedací ploše. Servopohon musí být dimenzován tak, aby byl schopný zvednout kuželku při jakémkoliv tlakovém zatížení, pro které je uvažována. Servopohon je však v typových řadách, a pokud je síla na kuželku větší než síla vyvinutá servopohonem, musí být použito více neodlehčených ventilů, či použití odlehčeného ventilu, což přináší úsporu výkonu servopohonu a přídavného RV.

Výpočet pomocí numerické simulace v programu Fluent byl proveden na výše popsaném odlehčeném ventilu. Došlo jen k několika málo drobným geometrickým úpravám, které by jinak komplikovaly numerickou simulaci. Jde především o neuvažování místa tenzometrického měření znázorněného na Obr. 2-8 pod značením M, odběru tlaku p3 z místa obtokové kuželky a neuvažování hlav šroubů spojujících propojovací část obtokové kuželky s obtokovou kuželkou. Odběrové místo tlaku p6 zůstalo zachováno. Oblasti měřených tlaků se základními rozměry jsou uvedeny na následujícím Obr. 2-9.



Obr. 2-9 Schéma měřených tlaků a základní rozměry ventilu

3 Proudění páry regulačním ventilem a jeho řešení

Případ proudění tekutin a plynů je obecně složitý jev pro získávání výsledků při jeho počítání a predikování chování. Záleží na mnoha faktorech, na druhu média, na rychlosti proudění, na vlastnostech prostředí. U ideálních plynů je situace jednodušší, neuvažujeme vazkost, nedochází ke změně skupenství a měrné tepelné kapacity jsou konstantní. U proudění reálných plynů dochází k situaci značně složitější. Jedná se většinou o směs plynů s různými fyzikálními vlastnostmi, může docházet ke změnám skupenství a k reakci s okolím. U proudění páry regulačním ventilem dochází navíc k průchodu média skrz složitou vnitřní geometrii, která má na charakter proudění majoritní vliv. Popis proudění těmito regulačními členy se často řeší z důvodu optimalizace proudění a zajištění co možná nejmenších tlakových ztrát, které mají vliv na účinnost celého turbosoustrojí. Z důvodu popisu řešení tohoto složitého problému bude nyní nejdříve charakterizován ideální plyn a poté stručně vysvětlen proces proudění.

3.1 Ideální a reálný plyn

Ideální plyn je takový plyn, který má lineární závislost objemu na teplotě, lineární závislost tlaku na teplotě při konstantním tlaku a lineární závislost tlaku na teplotě při konstantním objemu. Ideální plyn charakterizuje zákon Gay-Lussacův [4] (rov. 3-1). Tento zákon konstatuje, že při nízkých konstantních tlacích je objem vzduchu přímo úměrný jeho termodynamické teplotě. Dále je ideální plyn charakterizován zákonem Charlesovým (rov. 3-2), který říká, že k dalším vlastnostem ideálního plynu patří přímá úměrnost (podílu) tlaků k (podílu) teplotám za stálého objemu. Zákon Boyle-Mariottův [4] (rov. 3-3) říká, že při nevelkých teplotách a tlacích platí, že při konstantní teplotě je tlak vzduchu nepřímo úměrný jeho objemu.

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2} \text{ při } p = konst$$

rov. 3-1

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \text{ při } V = konst$$

rov. 3-2

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

rov. 3-3

$$\frac{p_1 V_1}{T_1 m} = \frac{p_2 V_2}{T_2 m}$$

rov. 3-4

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} = r = konst$$

rov. 3-5

Při podílu Boyle-Mariottova zákona a termodynamické teploty a následně ještě hmotnosti (rov. 3-4) a dále následnou úpravou dostáváme rovnici stavu ideálního plynu (rov. 3-5), kde r je měrná plynová konstanta. Pro vzduch má hodnotu $287,04 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Pomocí stavové rovnice lze popsat všechny stavy ideálního plynu.

Reálný plyn je takový plyn, který není zjednodušen výše uvedenými rovnicemi. Ve výpočetní oblasti jsme nuceni přijmout taková zjednodušení, která jsou pokud možno v co největší shodě s reálným plynem. Podle stavu, v jakém se pára nachází, je rozdíl mezi reálným a ideálním plynem více či méně výrazný. Akceptovatelný rozdíl je při nižších oblastech tlaků a teplot, kde dosahuje odchylka od reality několika málo procent. Tato oblast je například do 1MPa a teplotě 300 °C.

3.2 Proudění plynů a par

V předcházející kapitole bylo popsáno médium, které se může zúčastnit procesu proudění. Tato část se bude věnovat popisu proudění podle tří zákonů, tj. zákonu zachování hmotnosti, hybnosti a energie a dalších vlastností tak, aby bylo možné proudění matematicky popsat. Dále bude uvažováno proudění v regulačním orgánu – regulačním ventilu a na závěr bude nastíněn druh řešení proudění pomocí numerické simulace.

3.2.1 Teorie proudění

Proudění tekutiny je v rámci mechaniky kontinua popisováno jako pohyb makroskopických, hmotných částic pod účinkem vnějších sil za současného sdělování energie.

Stav média je vyjádřen čtyřmi stavovými parametry:

- a) Hustota ρ [kg.m^{-3}]
- b) Tlak p [$\text{N.m}^{-2} = \text{Pa}$]
- c) Teplota T [K]
- d) Rychlost w [m.s^{-1}]

K určení těchto čtyř neznámých stavových parametrů musíme mít čtyři rovnice, tzv. bilanční:

- 1) Stavová rovnice
- 2) Zákon zachování hmotnosti [13] (rovnice kontinuity, rov. 3-6)
- 3) Zákon zachování hybnosti [13] (pohybová rovnice, rov. 3-7)
- 4) Zákon zachování energie [13] (energetická rovnice, rov. 3-8)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial t} = 0$$

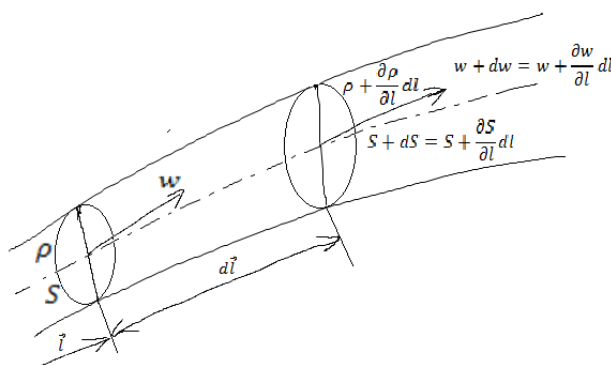
rov. 3-6

$$\underbrace{\frac{\partial w_i}{\partial t}}_{\text{lokální zrychlení}} + \underbrace{w_k \frac{\partial w_i}{\partial k}}_{\text{vnitřní setrvačné zrychlení}} = \underbrace{R_i}_{\text{vnější setrvačné zrychlení}} - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}}_{\text{zrychlení od strvačných sil}} + \underbrace{v \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}}_{\text{zrychlení vlivem třecích sil bez odhledu na stalčitelnost}} + \underbrace{\frac{1}{3} v \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)}_{\text{zrychlení vlivem třecích sil s odhledem na stalčitelnost}}$$

rov. 3-7

$$\underbrace{\frac{dh}{\partial t} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}}_{\text{změna energie}} = \underbrace{\frac{\tau_{kl} \partial w_k}{\rho \partial l}}_{\text{disipační člen}} - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k}}_{\text{difúzní člen}} + \underbrace{\frac{q_v}{\rho}}_{\text{produkční člen}}$$

rov. 3-8



Obr. 3-1 Náčrt proudové trubice pro jednorozměrné, neustálené proudění stlačitelné tekutiny

Proudění jako takové můžeme dělit podle velikosti Reynoldsova čísla [13] (rov. 3-9), což ve výsledku znamená podle rychlosti proudění.

$$Re = \frac{\bar{w}L}{\nu} = \frac{\text{setrvačné síly}}{\text{třecí síly}}$$

rov. 3-9

L = charakteristický rozměr

ν = kinematická vazkost

\bar{w} = střední hodnota rychlosti

Na Obr. 3-1 je výchozí náčrt pro odvození zákona zachování hmotnosti pro proudovou trubici. Odvození zde nebylo provedeno - je popsáno v [13].

Hodnota Reynoldsova čísla Re :

a) $Re \leq 2320$

Proudění je laminární, jednotlivé vrstvy po sobě kloužou a nedochází k jejich promíchávání.

b) $2320 < Re \leq 1.10^5$

Proudění laminární ztrácí na své stabilitě, začínají se v proudu objevovat poruchy (např. tlakové).

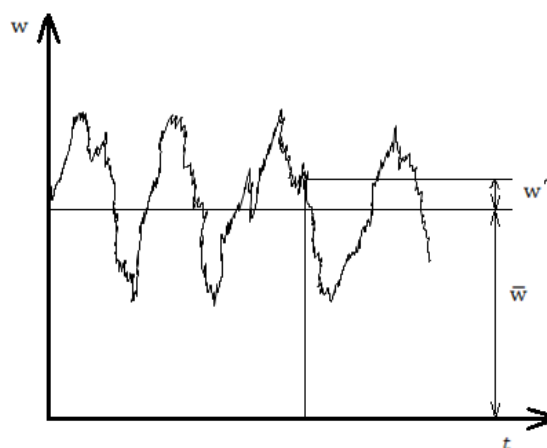
c) $1.10^5 < Re$

Již plně vyvinuté turbulentní proudění, velká rychlost proudění, poruchy tlaků jsou plně vyvinuté, hodnoty sledovaných veličin se mění zcela nahodile.

3.2.2 Řešení proudění pomocí numerické simulace

V praxi se převážně řeší turbulentní proudění, například proudění v mezilopatkovém kanále, obtékání leteckých profilů křidel, vznik větrných vírů a mnohá další. Exaktní řešení turbulentního proudění není však zcela popsáno a je neustále zdokonalováno.

Při řešení turbulentního proudění numerickou simulací je využíváno několik matematických modelů. Každý model je vhodný na určitou oblast problematiky, některý je vylepšením historického prvního řešení, jiný má za úkol přinést jen zpřesnění v daném úseku řešení. Na základě prvních simulací regulačních ventilů, které zprvu jen ověřovaly schopnosti matematických modelů řešit tuto specifickou oblast proudění, bylo po čase dosaženo uspokojivých výsledků. Na tomto základě byl v této práci vybrán takový matematický model, který byl na podobnou oblast již testován s přijatelnými výsledky. Jedná se o model z oblasti RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations) [11]. Tato metoda vychází z principu rozdělení okamžité rychlosti w na složku \bar{w} (střední hodnota rychlosti) a složku w' (fluktuace), (rov. 3-10 a Obr. 3-2). Tato rovnice se dosazuje do tří výše zmíněných zákonů (rov. 3-6, rov. 3-7, rov. 3-8) a výsledkem jsou upravené rovnice kontinuity (rov. 3-11), rovnice Navier-Stokesova (rov. 3-12) a energetická rovnice (rov. 3-13).



Obr. 3-2 Fluktuace proudového pole

$$w = \bar{w} + w'$$

rov. 3-10

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{w}_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}'w'_k)}{\partial t} = 0$$

rov. 3-11

$$\frac{\partial \bar{\rho}\bar{w}_l}{\partial t} + w_k \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{w}_k\bar{w}_l)}{\partial k} = \bar{\rho}R_l + \frac{\bar{\rho}}{\partial k} - \frac{\partial(\bar{\rho}'w'_l)}{\partial k} - \frac{\partial(\bar{J}'_k\bar{w}_l)}{\partial k}$$

rov. 3-12

$$c_p\bar{\rho} \frac{d\bar{T}}{dt} - \frac{d\bar{p}}{dk} = \bar{\tau}_{kl} \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial l} + \tau'_{kl} \frac{\partial w'_k}{\partial l} + w'_k \frac{\partial p'}{\partial k} - \frac{\partial(\bar{q}_k + c_p\bar{J}'_k\bar{T}')}{\partial k} - \frac{\partial(c_p\bar{\rho}'\bar{T}')}{\partial t} + q_v$$

rov. 3-13

V této práci byl při řešení v softwaru Fluent použit konkrétní matematický turbulentní model RNG k-ε. Tento model je odvozen z dvourovnicového k-ε modelu při využití matematického postupu nazvaného metoda renormalizačních grup (RNG). Renormalizační procedura použitá na turbulenci spočívá v postupné eliminaci malých vírů, přitom se přetransformují pohybové rovnice tak, že se modifikuje turbulentní viskozita, síly a nelineární členy [11].

Pokud chceme řešit určitý problém proudění (v tomto případě proudění v odlehčeném ventilu) musíme mít nejdříve obecné řešení, které je tvořeno upravenými zákony zachování (rov. 3-11, rov. 3-12, rov. 3-13) a turbulentního modelu RNG k-ε [3] (rov. 3-14).

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon w_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\varepsilon \eta_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon$$

rov. 3-14

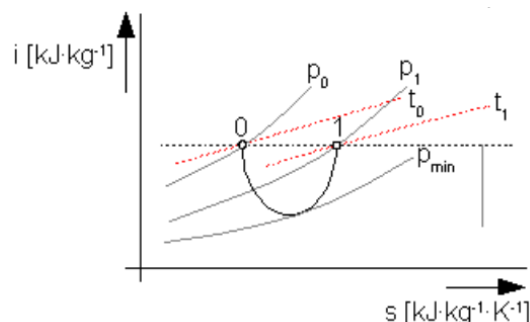
Tím je zajištěna rovnost počtu neznámých s počtem rovnic. Toto řešení ale není úplné, je nutno ho ještě konkretizovat pomocí podmínek jednoznačnosti. Ty mohou být geometrické (geometrie ventilu), fyzikální (molekulová hmotnost, plynová konstanta, měrné teplo, dynamická viskozita, tepelná vodivost), časové (stacionární proudění) a okrajové (vlastnosti média na vstupu do ventilu - tlak, teplota). Poté je možno přistoupit k řešení dané úlohy.

3.2.3 Proudění v odlehčeném ventilu

Jak již bylo řečeno, proudění v regulačním ventilu parních turbín je složitý jev. Médium je zde pára o vysokých tlacích, vysokých teplotách a konstrukce ventilu tomu musí být přizpůsobena. Dochází zde k působení velkých aerodynamických sil od tlaků, průtokem dochází ke změnám teploty, tlaku, entalpie, entropie a dalších fyzikálních parametrů uvažovaného média.

Změna stavu média je při tomto jevu označována za škrcení. Tuto změnu je možné vidět na následujícím obrázku Obr. 3-3. Je to děj, kdy při průchodu média (páry) náhle zúženým místem z bodu 0 dochází ke ztrátě tlaku při zachování entalpie a zároveň snížení teploty a růstu entropie na bod 1. Tlak před ventilem p_0 se snižuje na výsledný tlak p_1 za ventilem. S tím souvisí i změna (snížení) termodynamické teploty z teploty t_0 na teplotu t_1 . Z tohoto

důvodu je za ventil přiřazován difuzor, který tlakovou ztrátu průchodem ventilu snižuje, tlak se zvýší na tlak p_2 ($p_2 \leq p_0$). Tlak p_2 již v Obr. 3-3 není zakreslen [12].



Obr. 3-3 Škrceň páry při průchodu ventilem

Při tomto ději (průchod páry ventilem) je v praxi sledováno několik veličin, především se jedná o tlakový poměr ε výstupního tlaku (p_V) k tlaku vstupnímu (p_0), hmotnostní tok \dot{m} a zdvih ventilu H .

Tlakový poměr (rov. 3-15) dává do poměru tlak páry za ventilem (p_V) k tlaku páry před ventilem (p_0). Tento poměr fakticky popisuje tlakovou ztrátu ventilu při aktuálním zdvihu.

Hmotnostní tok \dot{m} (rov. 3-16), který vychází z rovnice kontinuity (rov. 3-6), vyjadřuje množství páry, které projde ventilem za jednotku času. V místě vstupu a na místě výstupu z ventilu musí mít rovnice kontinuity platnost, viz rov. 3-17. Kritický hmotnostní tok \dot{m}_{kr} (rov. 3-18) [4] je takový tok, který je v nejužším místě Lavalovy dýzy. Poměrný hmotnostní tok q dává do poměru hmotnostní tok ke kritickému hmotnostnímu toku. Vztah je zobrazen rovnicí rov. 3-19. Pro vyjádření kritického hmotnostního toku slouží rovnice stavu plynu (rov. 3-20) [17]. Mayerův vztah (rov. 3-21) [4] vyjadřuje vztah měrné tepelné kapacity za stálého tlaku c_p a měrné tepelné kapacity za stálého objemu c_v . Podíl měrných kapacit je Poissonova konstanta κ (rov. 3-22).

$$\varepsilon = \frac{p_V}{p_0} \quad \text{rov. 3-15}$$

$$\dot{m} = \rho S w \quad \text{rov. 3-16}$$

$$\rho_0 S_0 w_0 = \rho_V S_V w_V \quad \text{rov. 3-17}$$

$$\dot{m}_{kr} = S' \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}}} \quad \text{rov. 3-18}$$

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{kr}} \quad \text{rov. 3-19}$$

$$p = \frac{R}{M_n} \rho T$$

rov. 3-20

$$c_p = c_v + \frac{R}{M_n}$$

rov. 3-21

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

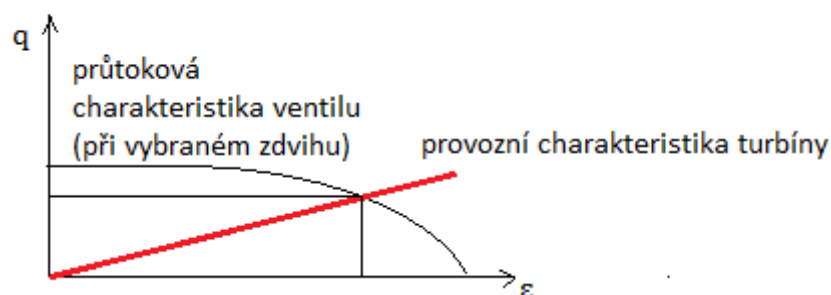
rov. 3-22

Poměrný zdvih \bar{h} je podíl zdvihu H a kritického průměru dýzy D , rov. 3-23.

$$\bar{h} = \frac{H}{D}$$

rov. 3-23

Na Obr. 3-4 je takzvaná provozní charakteristika turbíny. Tato charakteristika je tvořena průsečíky křivek jednotlivých průtokových charakteristik ventilu při všech zdvích v uvažovaných tlakových poměrech. Znázorňuje závislost poměrného hmotnostního toku q (rov. 3-19) na tlakovém poměru ε (rov. 3-15). Tato křivka je pro každou turbínu jiná v závislosti na použitém ventilu a požadavku na jmenovitý výkon turbíny. Křivka nám dává informace o turbíně, za jakých tlakových poměrů má být při najíždění používána, a o předpokládaných hmotnostních tocích turbínou.



Obr. 3-4 Provozní charakteristika turbíny

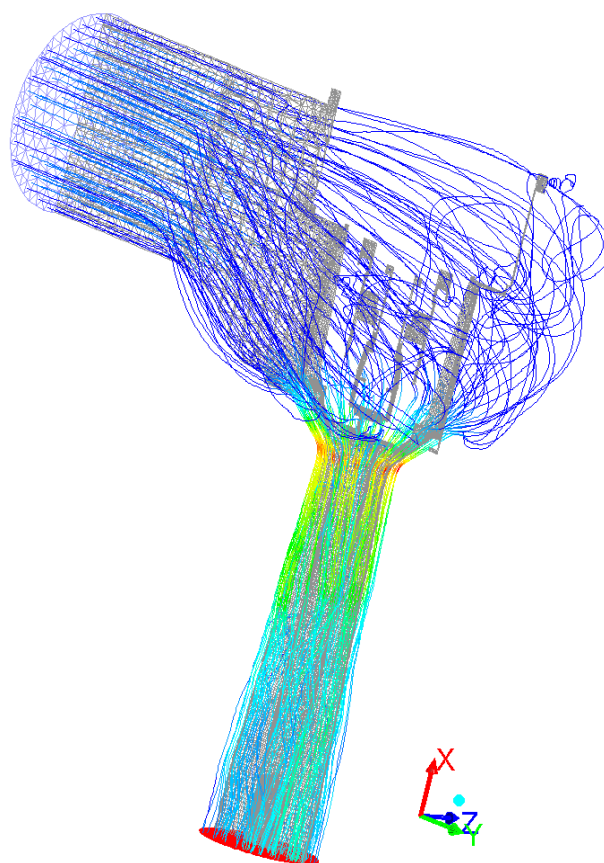
4 Numerická simulace odlehčeného ventilu

Každý vývoj nové součásti je náročný na čas a většinou s sebou nese i nemalé finanční náklady. I sebemenší technická nedokonalost se může projevit jako zdroj problému, který může vést ke snížené použitelnosti součásti. Řešení problému se zákazníkem může znamenat nejen další náklady na opravu, ale především může poznamenat dobré jméno výrobce a důvěru v jeho produkty. Tento fakt nutí výrobce k maximální kontrole produktů před finálním prodejem, aby z garantované záruky na daný produkt nemusela být v budoucnu uplatněna reklamace. Pokud se jedná o rozměrově malé či jednoduché produkty, nebývá technická kontrola složitá. Výrobek se otestuje a podle jeho účelu použití je buď znehodnocen, anebo může být znovu použit. Pokud je výrobek cíleně znehodnocen, nevzniká tím žádná velká finanční ztráta výrobcí. Pokud se však jedná o výrobky rozměrné, komplikované, či prostě jen drahé, není ekonomicky výhodné tyto produkty testovat tak, že budou znehodnoceni. Jednou z cest, jak otestovat výrobek na jeho mechanické vlastnosti, je nedestruktivní metoda. Jedná se o metodu, která pomocí softwarových nástrojů umožňuje věrohodně simulovat podmínky zatížení produktu a testovat jeho odolnost. Příkladem může být crashtest automobilu. Je přece výhodné udělat desítky či stovky numerických simulací, než udělat destruktivní zkoušku daného výrobku.

Dosud bylo uvažováno jen otestování kvality výrobku před prodejem. Ovšem uvedené softwarové nástroje mohou sloužit také k předpovídání vlastností či chování produktů ještě dříve, než budou vyrobeny. Tento způsob testování byl rovněž použit v této práci. Pomocí softwarového nástroje bylo simulováno proudění (Obr. 4-1) páry skrz odlehčený regulační ventil a získaná data poté použita ke srovnání s experimentem.

Uvažovaný odlehčený regulační parní ventil je svou konstrukcí zcela nový a nejsou s ním proto žádné zkušenosti z reálného provozu. Pro kontrolu výpočtů z numerického simulování slouží hodnoty, které byly naměřeny pomocí experimentu. Podmínky experimentu však nejsou srovnatelné s numerickou simulací, není lze tyto hodnoty díky podobnosti převést na požadované hodnoty.

Pro řešení tohoto problému byl nejprve vytvořen model v softwarovém nástroji Ansys. Následně byly nastaveny okrajové podmínky řešení v preprocesoru Fluent (Ansys) a posléze došlo k samotné simulaci součásti, při které byl využit řešič rovněž ve Fluentu. Výstupy z řešiče byly jak v textové podobě, tak převážně v podobě grafické pro lepší orientaci a pochopení výstupů z postprocesoru.



Obr. 4-1 Simulace proudění

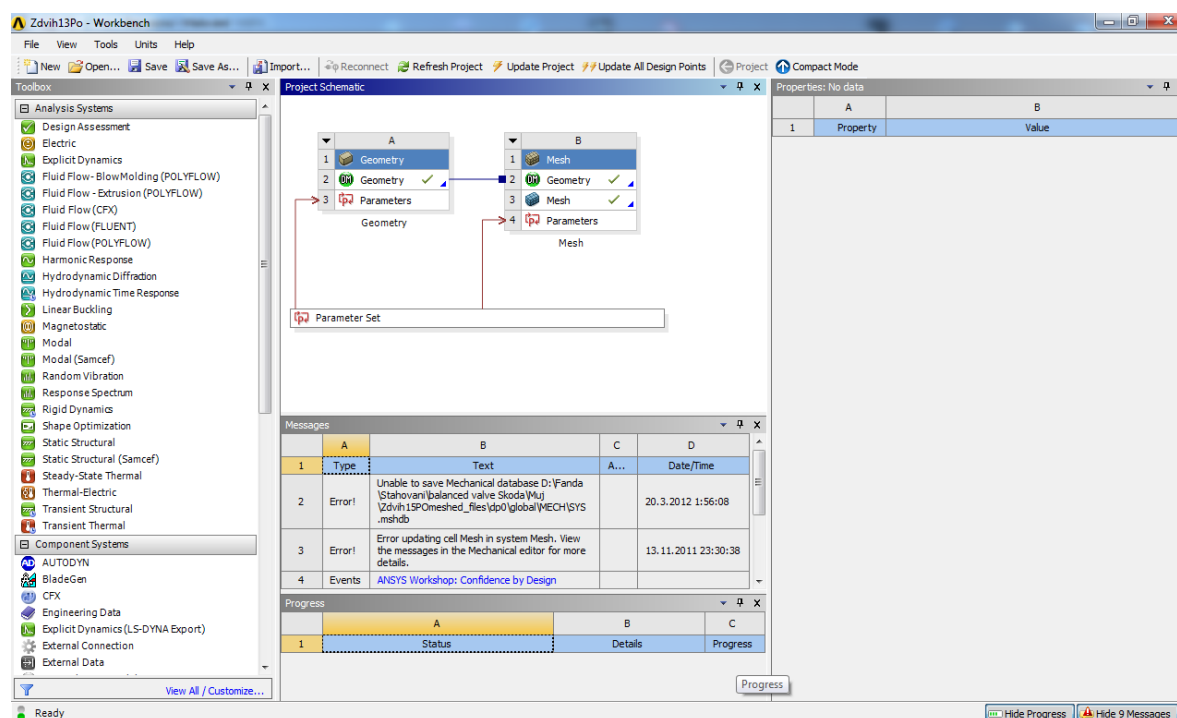
Z důvodu velké numerické náročnosti modelu bylo rozhodnuto o využití počítačových polí, tzv. clastrů, které výpočet značně urychlují (viz kap. 4.3.). Jedná se o clastry společnosti Metacentra. Přístup k těmto počítačovým polím je bezplatně umožněn studentům či zaměstnanům vzdělávacích organizací, které se zúčastňují tohoto projektu. Toto je také případ Západočeské univerzity.

4.1 Sestavení výpočtového modelu

Jak již bylo zmíněno, výpočtový model byl vytvořen v softwarovém programu Ansys. Pro řešení problematiky proudění disponuje modulem CFD a Fluent, který byl dříve jako samostatný balík. Na poli výpočtů proudění tento software není zdaleka osamocen, konkurenčními produkty jsou například CFD-ACE+ společnosti ESI Group (ve střední a východní Evropě distribuuje společnost MECAS ESI s.r.o.), nezávislý a otevřený OpenFoam či Numeca.

Geometrie modelu byla vytvořena v aplikaci Design Modeler. Práce dále pokračovaly v aplikaci Mesh, kde byla připravena síť pro následný výpočet v řešiči Fluent. Tento řešič obsahuje také postprocesor, kde byly výsledky analyzovány.

Práce v některých částech softwaru Ansys slibovaly (především preprocesor Mesh) relativní nenáročnost přípravy modelu a množství nových funkcí zíněného programu. Avšak ne zcela všechna očekávání, která byla do tohoto produktu vkládána, došla naplnění (viz kap. 4.1.2). Ukázka pracovního prostředí Ansys je zachycena na Obr. 4-2.



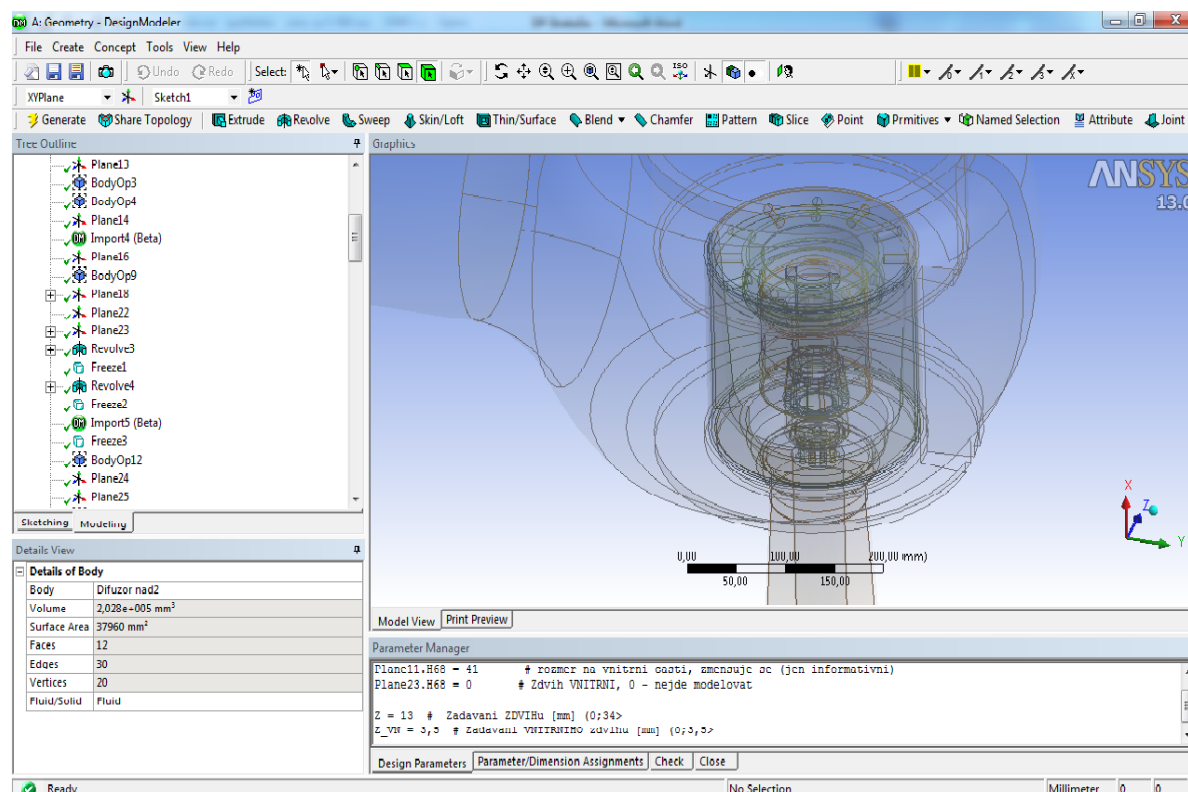
Obr. 4-2 Pracovní prostředí Workbench multifunkčního softwarového balíku Ansys 13.0

4.1.1 Tvorba geometrie v modulu Design Modeler

Dříve bylo pro tvorbu geometrie využíváno softwaru Gambit, který byl úzce spojen s řešičem Fluent. Vlivem změny licenční politiky tohoto programu byly oba softwary začleněny do multilicenčního balíku produktu Ansys.

Geometrie byla kompletně vytvořena v modulu Design Modeler, verze 13.0, podle vzorové geometrie, která byla poskytnuta společností Škoda Power ve formě 2D výkresu a 3D modelu ve formátu *.catdrawing, *.catproduct. V průběhu tvorby modelu, či spíše v závěru prací, byla společností Ansys uvolněna nová verze 14, která měla řešit některé nedostatky zjištěné v průběhu života verze 13.0.

Požadavky na nově překreslenou geometrii byly takové, aby bylo možné parametricky ovládat jak zdvih velké kuželky v rozsahu 0-34 mm, tak také zdvih malé obtokové kuželky, a to v plném rozsahu zdvihu 0-6 mm. Tyto požadavky byly splněny, ale menší problémy se vyskytly při určitých zdvizích, zejména pro hodnoty 11,5 mm, 13 mm, 15 mm a 30 mm, kdy dochází k překryvu ploch a automatické překreslování geometrie pak vyžaduje menší manuální zásahy. Při tvorbě geometrie musela být také zohledněna interakce mezi velmi složitou vnitřní obtokovou částí ventilu a její následnou úpravou v modulu Mesh. Z tohoto důvodu byla geometrie několikrát záměrně upravena, například došlo k řezání ploch, objemů a také k úpravě povrchů. Při vytváření geometrie došlo také ke zjednodušení některých částí, které nebyly nezbytně nutné pro výpočet a neměly žádný vliv na výsledek simulace. Jednalo se zejména o některé tlakové odběry.



Obr. 4-3 Pracovní prostředí Design Modeleru

Aplikace Design Modeler umožňuje moderními metodami tvorbu geometrie 2D i 3D, její úpravu a následný export např. do modulu Mesh pro generování sítě. Není umožněna jen funkce export, ale je možné i importovat geometrii z dalších konkurenčních softwarů.

Tato funkce byla využita při tvorbě „negativu“ objemů pomocí importování jedné součásti z aplikace Catia V5. Nevýhodou je pak nemožnost jakkoli tuto importovanou geometrii měnit. Tím je vysvětlen požadavek na lehce upravitelnou geometrii celého odlehčeného ventilu pomocí parametrů. Subjektivní pocity autora z práce v softwaru Design Modeler jsou pozitivní. Výhoda přípravy a tvorby geometrie je zde v plné kompatibilitě s daným Mesh preprocesorem. Především tvorba ploch a jejich pojmenování je řešena jednoduchou, ale dobře použitelnou metodou. Podobně je na tom tvorba různých řezů a částí objemů, které byly využity při tvorbě sítě. Na Obr. 4-3 je vidět pracovní prostředí softwaru Design Modeler, vytvořená 3D geometrie a v dolní části parametrické nastavení zdvihu.

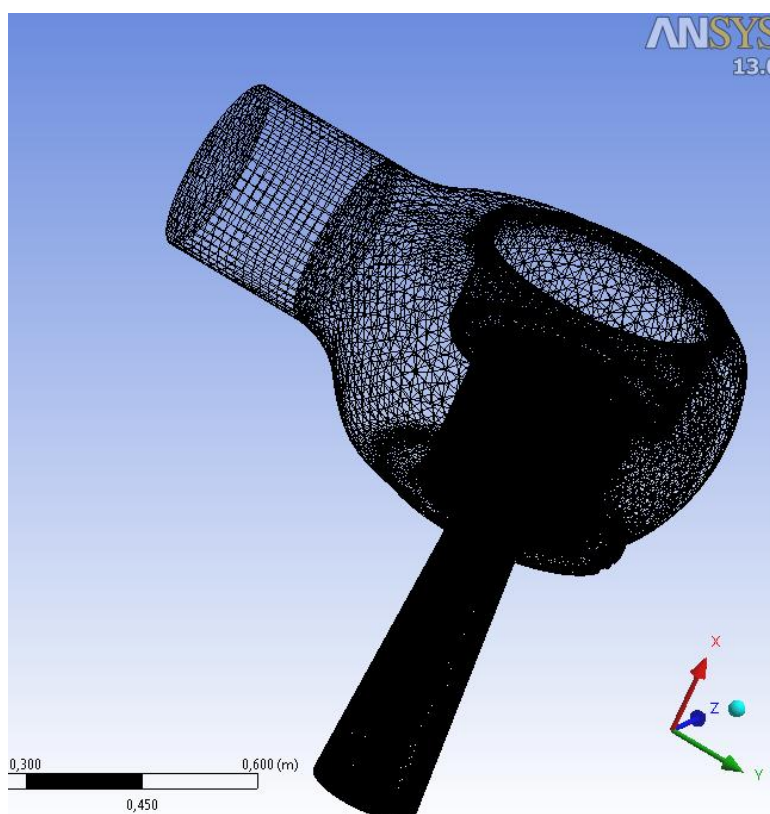
4.1.2 Tvorba sítě v modulu Mesh

Modul Mesh je síťovací program, který je obsažen v multifunkčním balíku Ansys. Slouží k přípravě volené součásti pro numerické simulování všeho druhu. Je zde umožněno nastavovat síť volením typů buněk, velikostí buněk či jednoduše upravovat povrchy a také pojmenovávat povrchové či objemové oblasti.

Na tvorbu sítě byl brán velký zřetel. Je obecně známo, že kvalita sítě má stěžejní vliv na průběh a hlavně výsledky numerických výpočtů. Již v modulu Design Modeler byly četnými řezy připraveny oblasti, které měly mít specifické parametry sítě. Především vnitřní oblast, oblast odlehčení, musela být nastavena tak, aby i při změně zdvihu byly zachovány vlastnosti jednotlivých oblastí, tj. typ a velikosti buněk. Obr. 4-4 ukazuje model ventilu již s připravenou sítí.

Síť byla sestavena především z šestistěnnů, které jsou pro numerickou simulaci vhodné. Je to dáno jejich kvalitou při zachování nízkého počtu buněk oproti tetraedrům. Ne všude bylo možné tyto buňky použít při zachování odpovídající kvality, proto byly použity již zmíněné tetraedry, prismatické či pyramidální typy buněk.

V místech, kde byl předpoklad velkých gradientů rychlostí či tlaků, byla snaha síť odpovídajícím způsobem upravit tak, aby nedošlo k možným problémům při řešení úlohy v řešiči Fluent. Tyto úpravy jsou vidět na Obr. 4-6 a Obr. 4-7. V oblasti



Obr. 4-4 Připravený model se sítí

difuzoru byla při stěně vytvořena mezní vrstva pro lepší přehled o stavu proudění v této části. Pohled na vygenerovanou část sítě v odlehčení s popisem je na Obr. 4-8.

Jak již bylo řečeno, z důvodu velké složitosti modelu musela být geometrie odpovídajícím způsobem připravena pro nasítování. Byla rozdělena na velký počet částí z důvodu budoucí maximální kontroly nad těmito oblastmi. Tento předpoklad plné kontroly se ale během používání modulu Mesh nesplnil (viz závěr této kapitoly).

Popis sítě u jednotlivých částí modelu:

Obecné nastavení – viz Obr. 4-5, který charakterizuje obecné nastavení sítě pro nespecifikované části modelu.

Difuzor – dělení na 2 různé části s odlišnou topologií sítě – zdroj možných (budoucích) anomálií v řešiči Fluent (viz kap. 5.2.2)

- Vnější část tvořena šestistěny: hrana 2 mm
- Sweep o 3 mm
- Střed difuzoru – čtyřstěny o velikosti 1 -3 mm
- Mezní vrstva – 7 vrstev o celkové maximální šířce 3 mm

Štěrby – šestistěny o šířce 4 buněk

- Délka hrany buňky 5 mm
- Sweep o 2 mm

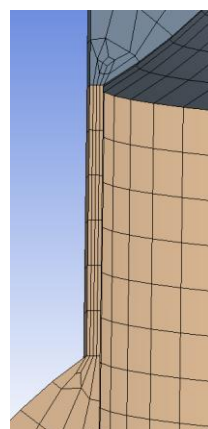
Vývrty v odlehčení – šestistěny o délce hrany 1,5 mm

- Sweep o 1 mm

Vstupní potrubí = inlet
– prismatické buňky o délce hrany 1,5 mm
- Sweep o 1,5 mm

Výsledný počet buněk:
cca 3 500 000

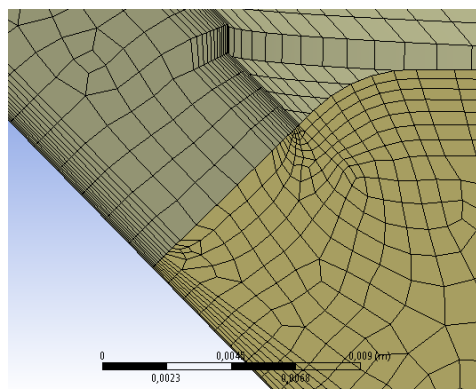
Kvalita výsledné sítě (orthogonal quality): 0,859



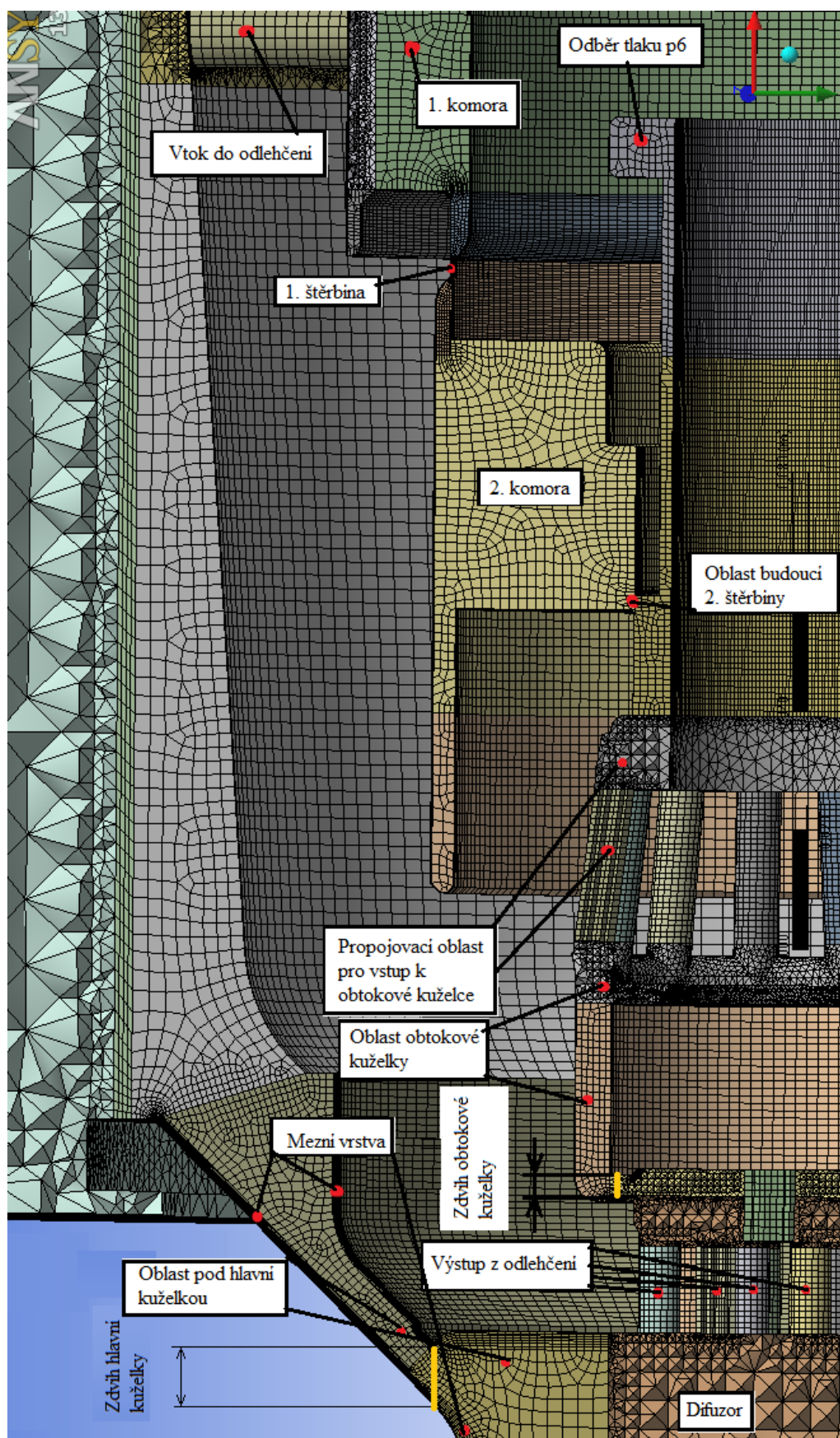
Obr. 4-7 Detail sítě 1. štěrby

Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18,0 °)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (6,1153e-00...
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (6,1153e-00...
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (0,122310 m)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,20)
Minimum Edge Length	2,4473e-006 m
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
CutCellMeshing	
Active	No
Advanced	
Shape Checking	CFD
Element Midside Nodes	Dropped
Straight Sided Elements	
Number of Retries	0
Extra Retries For Assembly	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Red...
Mesh Morphing	Disabled
Defeaturing	
Pinch Tolerance	Default (5,5038e-00...
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On

Obr. 4-5 Globální nastavení sítě



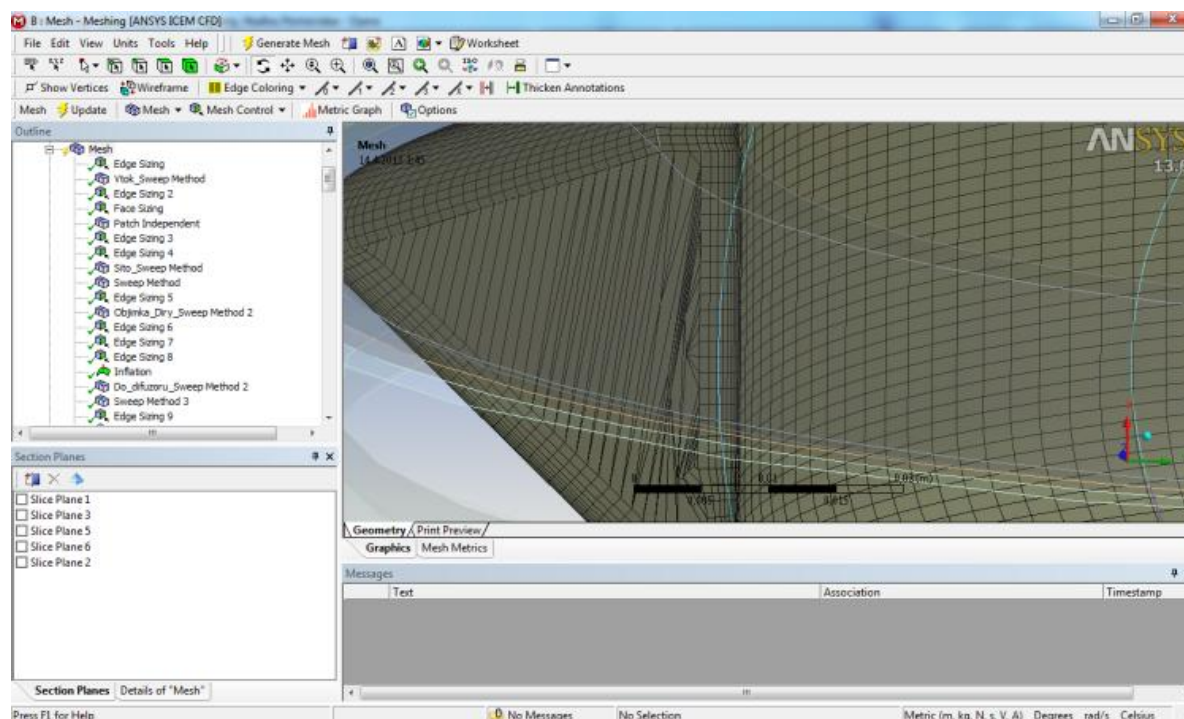
Obr. 4-6 Detail sítě pod hlavní kuželkou



Obr. 4-8 Pohled na připravenou část sítě s odlehčením

Praktické poznatky při práci s modulem Mesh:

Při práci na složitém numerickém modelu, jakým odlehčený regulační ventil je, byla trochu podrobněji vyzkoušena funkčnost modulu Mesh při složitějším technickém nasazení. Mesh nabízí implementované pokročilé nastavení jednotlivých parametrů sítě. Je možné volit mezi různými typy buněk, jejich velikostí v závislosti na objemu či podle přidružené geometrie. Je možné vytvářet mapovanou plochu, ale její možnosti jsou omezené. Velmi užitečnou a jednoduše použitelnou funkcí se ukázalo pojmenování ploch, objemů a křivek. Tato funkce se využila zejména při pojmenování ploch, na které působí aerodynamické síly od proudící páry, a tím se velice zjednodušilo vyhodnocování těchto sil. Při práci na tomto modelu byly ale také zjištěny některé nedostatky. Například u úpravy a následného použití geometrie. Pokud dojde ke změně geometrie, neexistuje možnost nastavení zachování té části sítě, která je změnou geometrie netknutá. To má za následek smazání dosavadní sítě a její nové generování v celém objemu modelu. Při následném přegenerování docházelo také občas k situaci, kdy veškeré nastavení sítě zůstalo prakticky nezměněné, ale přesto síť vypadala diametrálně odlišně (Obr. 4-9). S tím také souvisí nemožnost nastavení pořadí, ve kterém by byly jednotlivé části sítě generované (nová verze 14.0 by touto funkcí měla disponovat). I z nově přidané funkce je vidět, že v programu Mesh velmi záleží na pořadí generování sítě. Z toho důvodu docházelo občas k situacím, kdy předčasné vygenerování sítě jedné části modelu mělo za následek chybu v generátoru sítě a nemožnost pokračovat dále. Z hlediska chodu aplikace je tento modul stabilní, ale vykazuje nehospodárnost s operační pamětí. Z osobních zkušeností s modulem Mesh bych nedoporučil generování a přípravu složitého modelu se specifickými požadavky na síť v tomto softwaru.



Obr. 4-9 Nepředvídatelné chování programu Mesh

4.2 Příprava pro numerické řešení v modulu Fluent

Pro řešení zadané úlohy byl vybrán software Fluent, který patří mezi nejvíce používané programy pro řešení různých druhů proudění. Na trhu je tento program již několik let a má velkou uživatelskou základnu. V neposlední řadě je přímo v programu k dispozici Nápověda a je připravena poskytnout uživateli přehledné informace, které by měly vést k správnému nastavení simulace a ovládání programu.

4.2.1 Nastavení parametrů v řešiči Fluent

Médium, které prochází regulačním ventilem při provozu v parních elektrárnách, je pára o určitých hodnotách, především tlaku a teploty. Rámcově se jedná o tlaky mezi 10-30 MPa a teploty v rozmezí 520-600 °C. V těchto hodnotách nemůže být pára uvažována s hodnotami ideálního plynu, jak je to popsáno v kap. 3.1. Ovšem při nižších tlacích a teplotách (rovněž kap. 3.1) může dojít ke zjednodušení výpočtu dosazením vlastností ideálního plynu tak, aby byl vůbec výpočet realizovatelný. Rozdíly ve výpočtech nejsou dle zkušeností markantní a je možné je srovnávat s daty získanými experimentem.

Do výpočtu vstupuje médium - pára s vlastnostmi ideálního plynu. Aktuální vlastnosti média se liší pro jednotlivé zdvihy, viz Tab. 4-1 a Tab. 4-2. Tyto údaje jsou předpokládanými stavy páry, které byly vypočteny zaměstnanci Škody Power, a.s.

Z Tab. 4-1 a Tab. 4-2 lze vyčíst počet (12) různých zdvihů, tj. počet různých numerických simulací. Ke každé patří specifická hodnota tlaku páry na výstupu z difuzoru p_V , molekulové hmotnosti M_m , plynové konstanty R , měrného tepla c_p , dynamické viskozity ν a tepelné vodivosti λ . Univerzální je hodnota tlaku na vstupu do ventilu p_0 a teplota páry t . Nejdůležitější charakteristika, která popisuje jednotlivé zdvihy, je tlakový poměr ϵ , který udává poměr tlaku páry vystupujícího z dýzy k tlaku vstupujícího do ventilu p_0 . Pomocí tohoto poměru byl zadáván tlak na výstupu z difuzoru p_V .

Tab. 4-1 Parametry páry při jednotlivých zdvizích

Zdvih velké kuželky hl. ventilu (mm)	0	2	6	10	11,5	13
p_0 (MPa):	1,4291	1,4291	1,4291	1,4291	1,4291	1,4291
p_V (MPa):	0,0214365	0,242947	0,8031542	1,0989779	1,1704329	1,2218805
ϵ	0,0150	0,1700	0,5620	0,7690	0,8190	0,8550
t (°C):	326,24	326,24	326,24	326,24	326,24	326,24
M_m (kg/kmol):	18,551	18,551	18,556	18,562	18,564	18,565
R (J/kg/K):	448,2	448,2	448,0	447,9	447,9	447,8
C_p (J/kg/K):	1929,5	1929,5	1932,5	1935,8	1937,1	1938,1
ν (Ns/m ²):	1,9628E-05	1,9628E-05	2,0128E-05	2,0527E-05	2,0700E-05	2,0822E-05
λ (W/m/K)	0,043387	0,043387	0,044387	0,045712	0,046174	0,046501

Tab. 4-2 Parametry páry při jednotlivých zdvizech

Zdvih velké kuželky hl. ventilu (mm)	15	16	18	20	27,4	30
p_0 (MPa):	1,4291	1,4291	1,4291	1,4291	1,4291	1,4291
p_V (MPa):	1,271899	1,2876191	1,3176302	1,3347794	1,3562159	1,3636
ϵ :	0,8900	0,9010	0,9220	0,9340	0,9490	0,9540
t (°C):	326,24	326,24	326,24	326,24	326,24	326,24
M_n (kg/kmol):	18,566	18,567	18,567	18,568	18,568	18,569
r (J/kg/K):	447,8	447,8	447,8	447,8	447,7	447,7
c_p (J/kg/K):	1939,0	1939,3	1939,8	1940,1	1940,8	1940,9
ν (Ns/m ²):	2,0970E-05	2,0970E-05	2,1036E-05	2,1068E-05	2,1120E-05	2,1150E-05
λ (W/m/K):	0,046802	0,046901	0,047080	0,047100	0,047350	0,047420

Nastavení proudění v softwaru Fluent:

Problem Set-up:

General Solver: Type – Density based
Time – Steady

Models Energy – On

Viscous – RNG k-e, Standard Wall Fn

Materials Water-Vapor - Ideal gas a vlastnosti odpovídající zdvihu (z Tab. 4-1 a Tab. 4-2)

Boundary Conditions Inlet – vstup do ventilu – viz Obr. 4-10

Outlet – výstup z difuzoru -
- závislé na zdvihu

Operating Conditions - 0 Pa

Solution:

Solution Method Formulation - Implicit

Flux Type – Roe-FDS

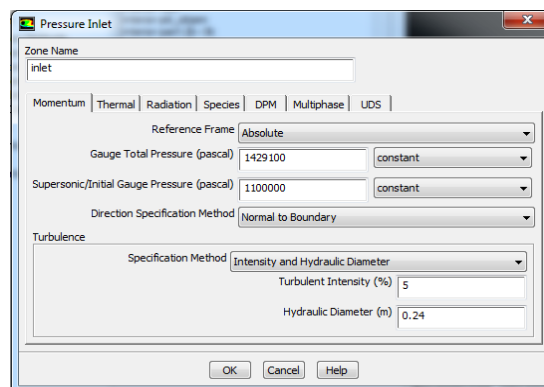
Spatial Discretization

- Gradient – Green-Gauss Cell Based

- Flow – Second Order Upwind

- Turbulent Kinetic Energy – Second Order Upwind

- Turbulent Dissipation Rate - Second Order Upwind



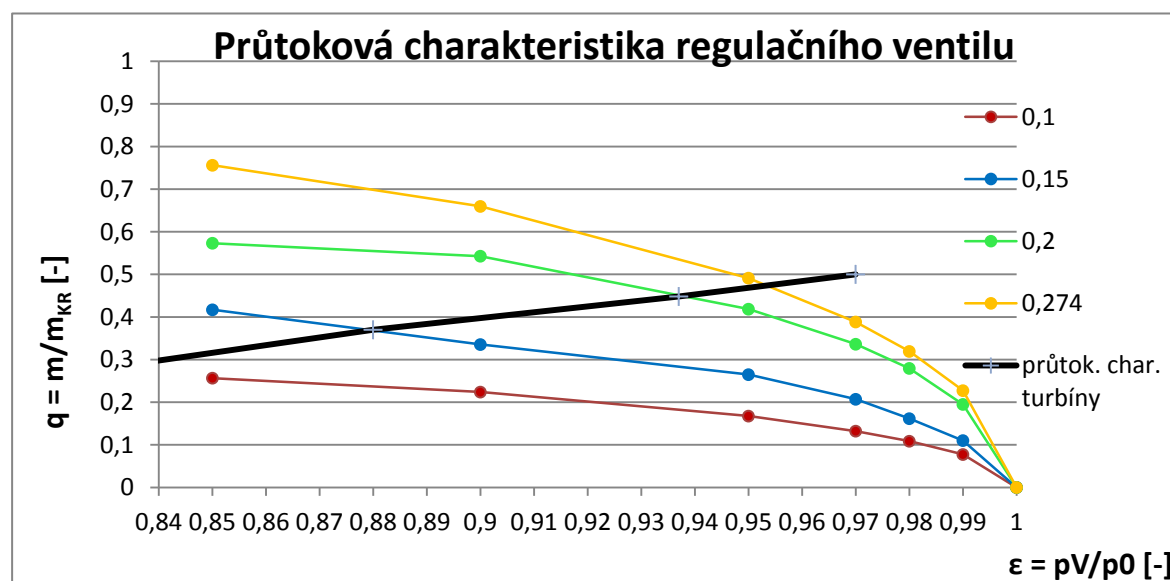
Obr. 4-10 Definování vstupu do ventilu

Solution Controls	Courant Number – 2
Monitors	Absolut criteria: $1 \cdot 10^{-4}$
Solution	Initialization Full Multigrid
Run Calculation	Number of Iteration – 20 000 (průměrný konečný počet)

4.2.2 Popis nastavení

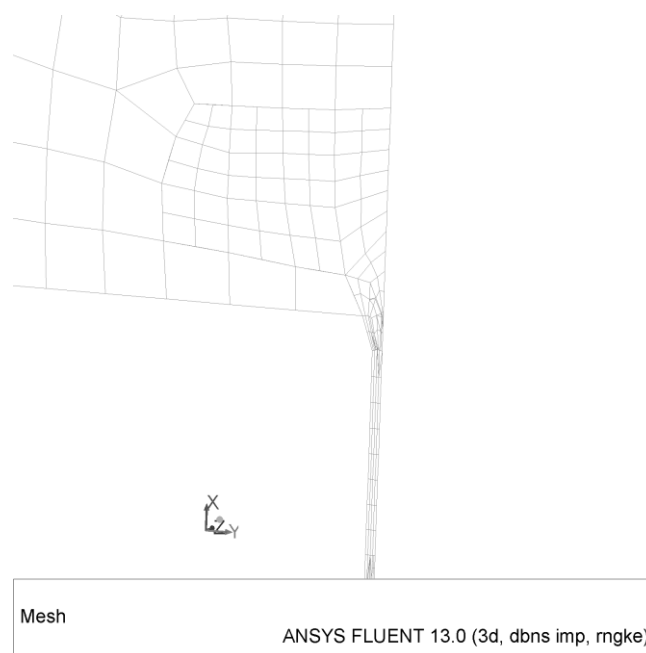
Z uvedeného nastavení v kap. 4.2.1 lze vyčíst použití sdruženého implicitního řešiče se schématy druhého řádu. Model turbulence byl zvolen RNG k- ϵ . Tento model je popsán rov. 3-14 v kapitole 3.2.2. Vlastnosti proudícího média byly zadány podle Tab. 4-1 a Tab. 4-2. Hodnota Courant Number byla nejdříve volena 4, ale po divergování výpočtů (po několika tisících iterací) byla zvolena hodnota 2, při které byl výpočet již stabilní. Inicializace byla typu FMG (Full Multigrid). Toto nastavení dělí výpočet geometricky do několika podčástí, které jsou řešeny samostatně a postupně jsou zpřesňovány. Bez použití Metody FMG by byl následný počet iterací (už tak značný) ještě mnohem větší.

Nastavení tlaku na výstupu z ventilu se řídí podle průtokové charakteristiky ventilu. Pro námi uvažovaný odlehčený ventil má průběh zobrazený na Obr. 4-11 [5]. Tato charakteristika je univerzální pro různá média i pro různé rozměry, ovšem se zachováním geometrické podobnosti. Tyto vlastnosti byly zjištěny pomocí experimentů a výpočtů [5].



Obr. 4-11 Průtoková charakteristika uvažovaného odlehčeného ventilu

Po nastavení programu Fluent pro řešení úlohy byla ještě kontrolována připravená síť modelu. K tomuto kroku bylo přistoupeno i z důvodu popsaných skutečností ze závěru kap. 4.1.2. Na základě stavu sítě a praktické možnosti další úpravy v modulu Mesh bylo rozhodnuto o opětovné zjemnění sítě v nejvíce exponovaných částech ventilu z hlediska proudění. Jednalo se především o 2. šterbinu a náběžné hrany dosedací plochy hlavní kuželky. Funkce, která na tuto úpravu byla aplikována, se jmenuje Adaptation. Jeden vybraný upravený stav sítě pomocí funkce Adaptation je zobrazen na Obr. 4-12, jedná se o 2. šterbinu.



Obr. 4-12 Ukázka zjemnění sítě v oblasti nad 2. štěrbinou

4.3 Spouštění numerické simulace

Výpočetní výkon počítačů je v dnešní době nesrovnatelný s výkonem, kterým disponovaly počítače před cca 10 lety. Je to dáno především technickým pokrokem a výrobním postupem. Avšak komerční sféra či výzkumné týmy se setkávají s problémy, pro které ani výkon dnešních počítačů není dostatečný. Také proto dochází často k řešení situace spojováním jednotlivých výpočetních strojů do tzv. klastrů, které imitují chování jednoho stroje s výkonem rovnajícím se součtu strojů.

Využití těchto spřažených strojů došlo i v této práci, konkrétně se jednalo o stroje virtuální organizace MetaCentrum, která sdružuje vybrané výpočetní stroje z akademické sféry. Organizace je otevřená všem akademickým pracovníkům, zaměstnancům a studentům vědeckovýzkumných institucí v České republice. Je zde možné bezplatně využívat výpočetní výkon připojených počítačů a programy, na které organizace vlastní licence.

Osobní pracovní stanice, na které byla vytvořena geometrie a připravena síť, měla tyto parametry:

Intel Core Duo 2,2 GHz, paměť 8GB Ram, disk 500 GB SATA.

Pracovní stanice (Konos), na kterých probíhaly veškeré další výpočty, měly nejčastěji tyto parametry:

Intel Xeon X5680 3.33GHz 2x 6-core, paměť 24 GB, disk 2x300GB SATA.

Těchto strojů bylo využito z důvodu velkého množství buněk (kap. 4.1.2) v připravené síti a z důvodu razantního zrychlení výpočtů. Při omezení nepřetržitého běhu jedné úlohy na 24 hodin bylo možné získat řešení s 12 000 iteracemi během jednoho dne. Tento čas platí jen pro nejrychlejší pracovní stanici Konos v MetaCentru. Předpokladem pro získání odpovídajících výsledků bylo kalkulováno s počtem iterací kolem 20 000. Musí se ale podotknout, že ne vždy byly tyto rychlé výpočetní stanice volné, a tím pádem využitelné pro popisovanou úlohu.

Výpočetní výkon clastrů byl využit i při inicializaci úlohy, která probíhala odděleně od vlastního výpočtu proudění. Z počátku se nedařilo získat výsledky inicializace. Bylo to z důvodu divergence vznikající již při inicializaci. Následně bylo zjištěno, že inicializace nefunguje při spřažení procesorů, tj. paralelizace procesorů zde nemohla být použita. Jen doba na inicializaci problému trvala cca 4 hodiny. Tento čas ale výrazně zrychlil dobu potřebnou pro ustálení residuí a tedy k získání použitelného řešení.

Proces puštění úlohy na počítačových strojích organizace MetaCentra nebyl zcela jednoduchý. Pro názornost slouží vývojový diagram (Obr. 4-13) [5] pro spuštění jedné úlohy.



Obr. 4-13 Vývojový diagram spuštění úlohy na Metacentru

Postup puštění úlohy pomocí MetaCentra:

- 1) Programem WinSCP nakopírovat soubory s geometrií a nastavením do diskového pole Metacentra.
- 2) Programem Putty ovládat stroj, na kterém bude běžet úloha a který obsahuje jen linuxové prostředí.
- 3) Programem Putty spustit soubor *.run, který spustí software Fluent. V souboru *.run je odkaz na další soubor *.jou, jež obsahuje příkazy, které má Fluent vykonat. Soubor *.jou s příkazy pro nastavení řešení proudění je přiložen k této práci pod názvem Přílohy 2: DP- 02.

Po této sérii postupů a s časovým rozdílem cca 20 hodin je spočítáno cca 12 tisíc iterací (platné pouze pro stroj Konos).

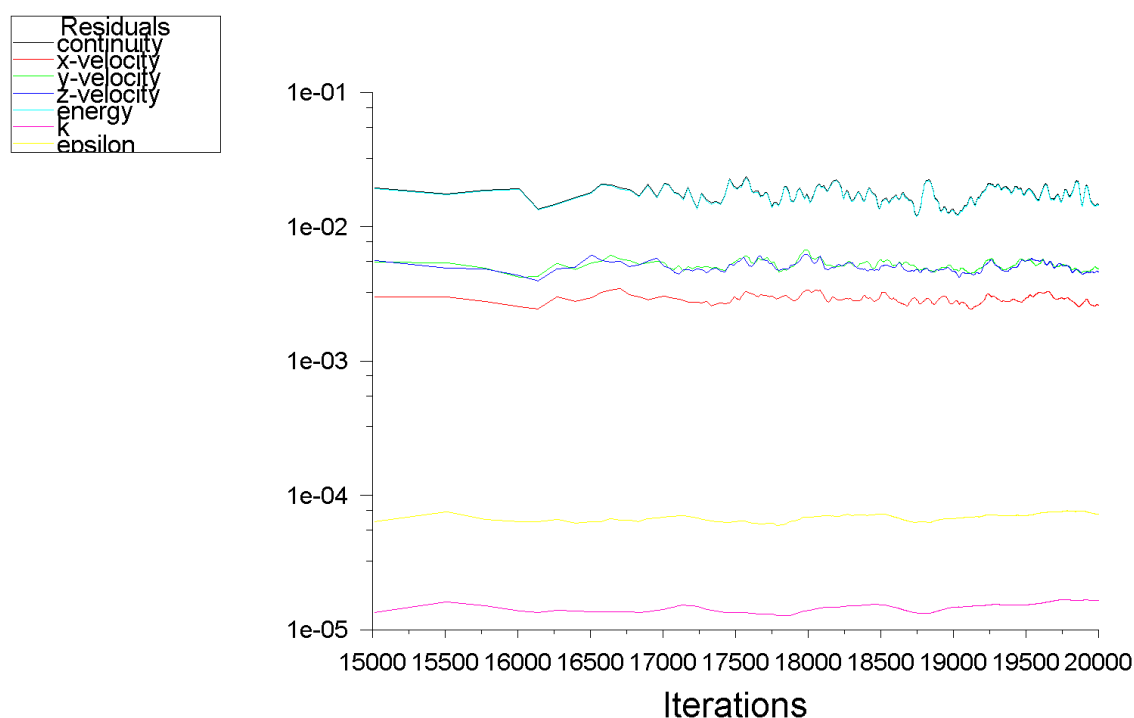
Aktuální stav výpočtů je možné kontrolovat pomocí vhodně nastaveného souboru *.jou.

Osobním přínosem této části bylo autorovi osvojení si základních znalostí z opensource systému linux, zjištění existence clusterových polí pro akademickou obec a zjištění nevyřešených problémů některých aplikací s paralelním výpočtem.

5 Výsledky a analýza numerické simulace

Numerická simulace proudění páry odlehčeným regulačním ventilem byla provedena pro 12 různých zdvihů (Tab. 4-1 a Tab. 4-2) kopírující průtokovou charakteristiku turbíny. Předpokládá se, že těmito body (tlakovými poměry) bude procházet RV a proto je snaha zjistit numerickou simulací stavy tlaku páry v jednotlivých částech odlehčení, které vznikají při těchto specifických stavech. Pomocí získaných tlaků je možno určit zatížení včetně od aerodynamických sil. Hodnoty tlaků v odlehčení jsou experimentálně špatně měřitelné a některé body nejsou vůbec měřitelné přímou metodou - viz případ tlaku p5 Obr. 2-9.

Pro získání uspokojivých výsledků musel výpočet běžet značnou dobu, než dosáhl stanovenému počtu iterací, cca 20 000 iterací. Po dosažení tohoto počtu kroků se dá obecně říci, že výsledky až na výjimky jsou ustálené. Na Obr. 5-1 je ukázán průběh residuí pro ustálený stav.



Scaled Residuals

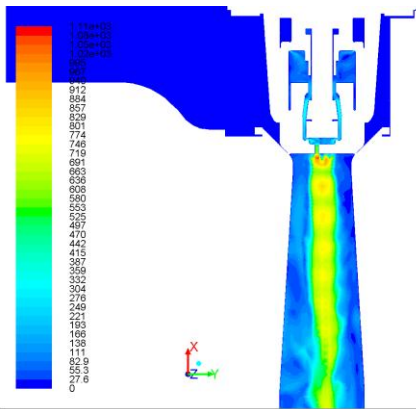
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-1 Průběh residuí – ustálený stav

5.1 Rozložení tlaků a rychlostí v proudovém poli

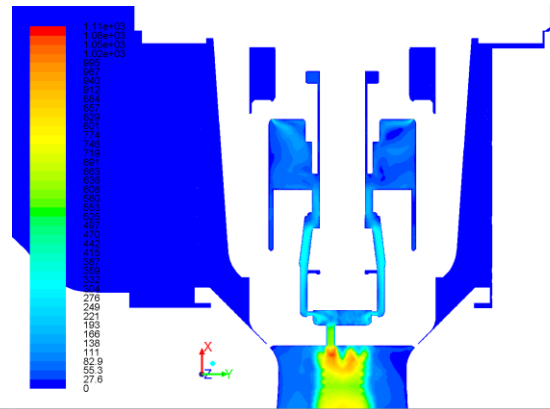
V této části budou nejdříve zobrazena proudová pole charakterizovaná rychlostí proudění, Machovým číslem, vektory rychlosti a také působícím tlakem statickým a celkovým.

5.1.1 Zdvih 0 mm – rozložení proudového pole



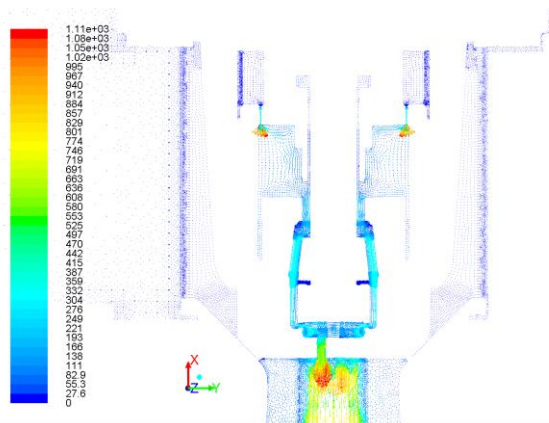
Contours of Velocity Magnitude (m/s) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-4 Rozložení rychlosti



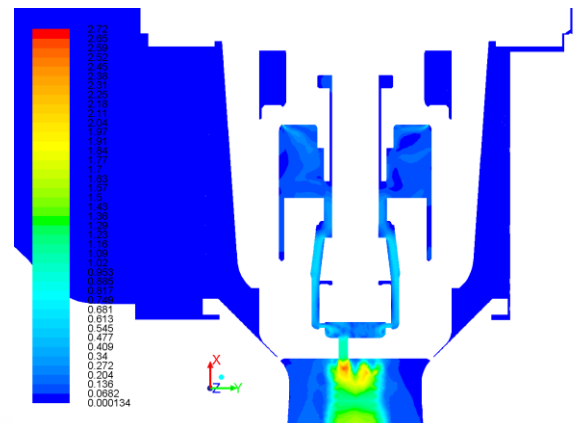
Contours of Velocity Magnitude (m/s) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-2 Detail rozložení rychlosti



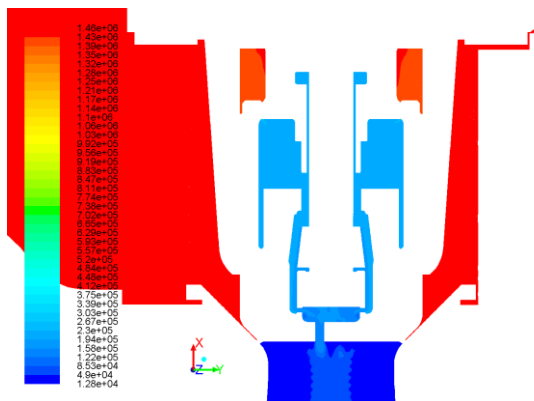
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-5 Vektory rychlosti



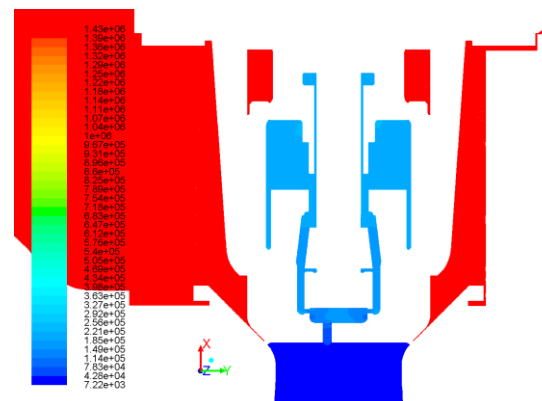
Contours of Mach Number ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-3 Machovo číslo



Contours of Total Pressure (pascal) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

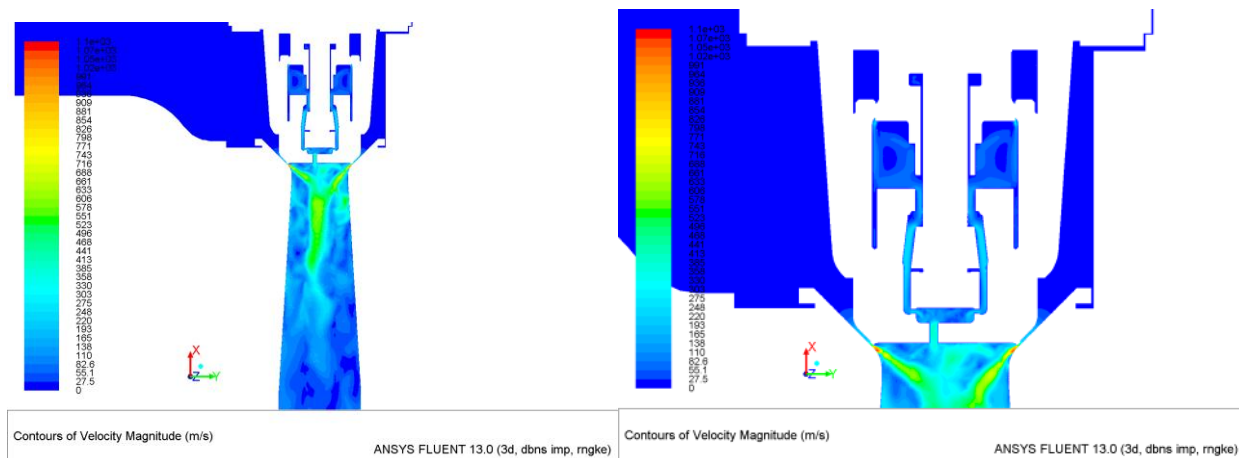
Obr. 5-7 Rozložení celkového tlaku



Contours of Static Pressure (pascal) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

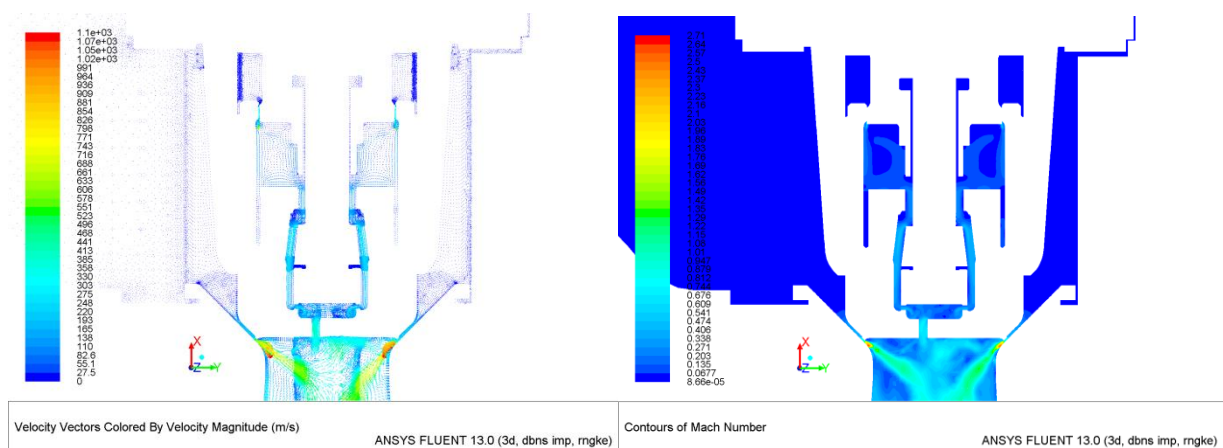
Obr. 5-6 Rozložení statického tlaku

5.1.2 Zdvih 2 mm – rozložení proudového pole



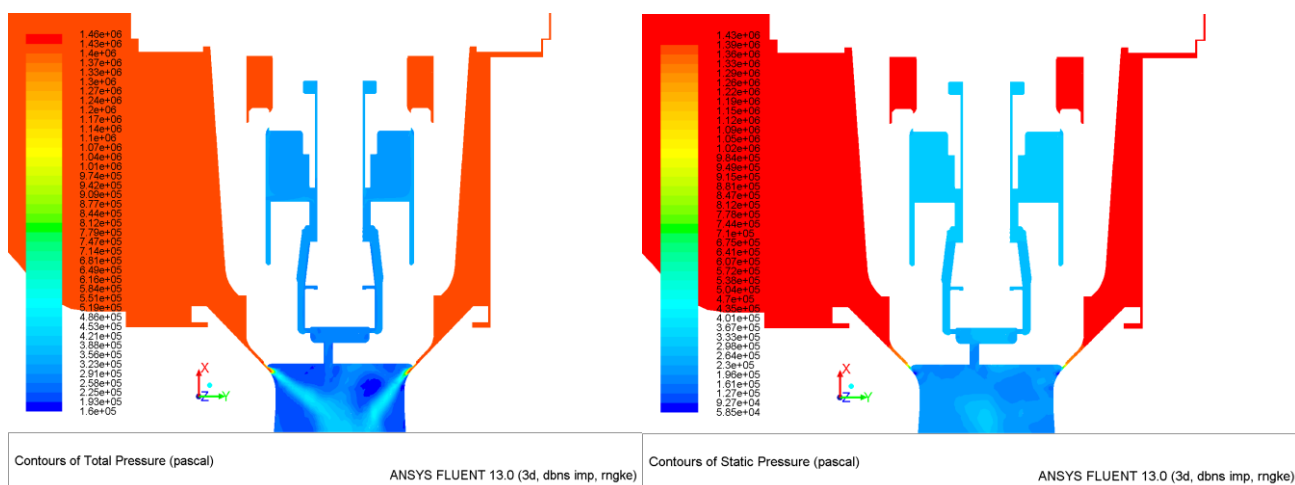
Obr. 5-11 Rozložení rychlosti

Obr. 5-8 Detail rozložení rychlosti



Obr. 5-10 Vektory rychlosti

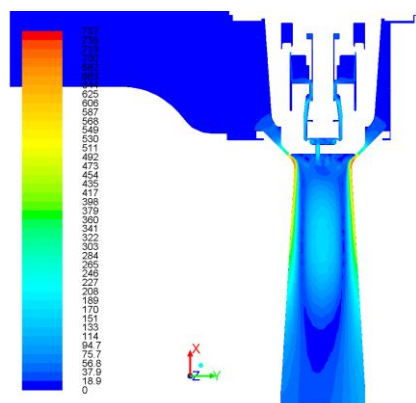
Obr. 5-9 Machovo číslo



Obr. 5-13 Celkový tlak

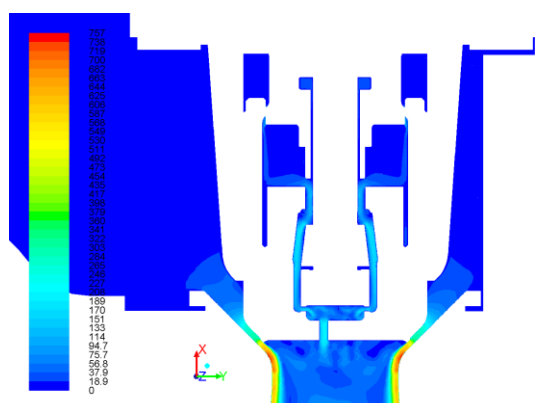
Obr. 5-12 Statický tlak

5.1.3 Zdvih 6 mm – rozložení proudového pole



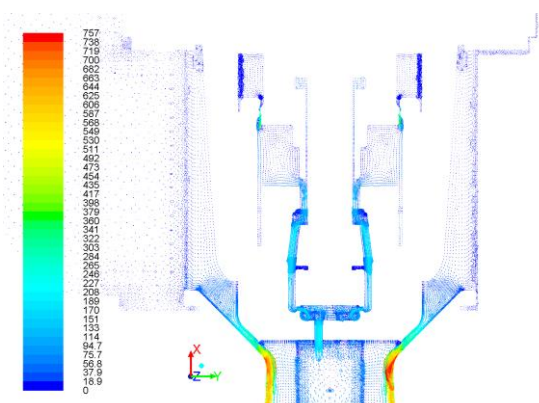
Contours of Velocity Magnitude (m/s) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, mgke)

Obr. 5-15 Rozložení rychlosti



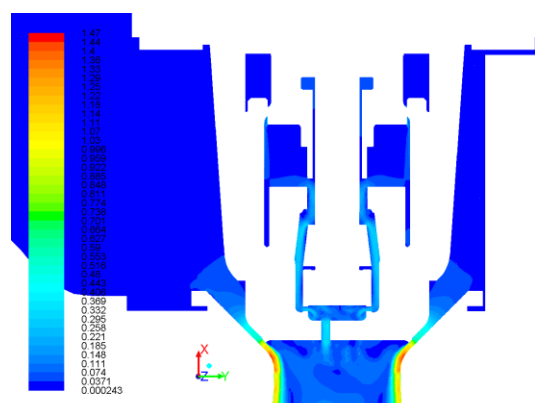
Contours of Velocity Magnitude (m/s) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, mgke)

Obr. 5-14 Detail rozložení rychlosti



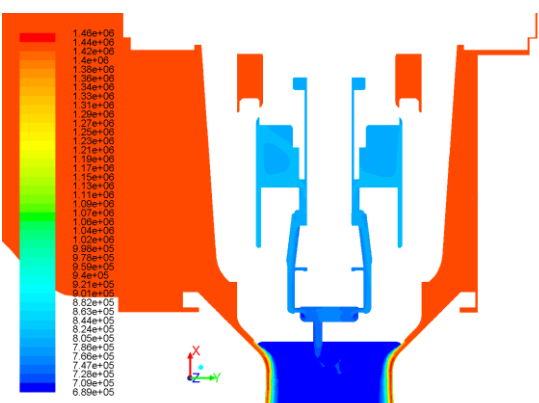
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, mgke)

Obr. 5-17 Vektory rychlosti



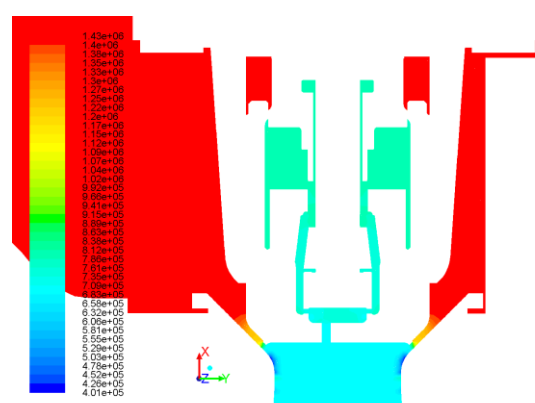
Contours of Mach Number ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, mgke)

Obr. 5-16 Machovo číslo



Contours of Total Pressure (pascal) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, mgke)

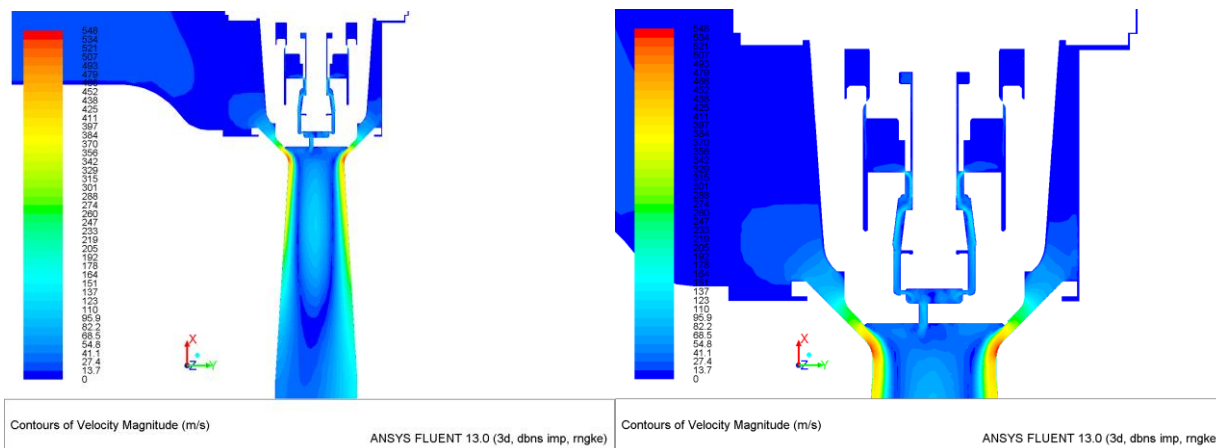
Obr. 5-19 Celkový tlak



Contours of Static Pressure (pascal) ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, mgke)

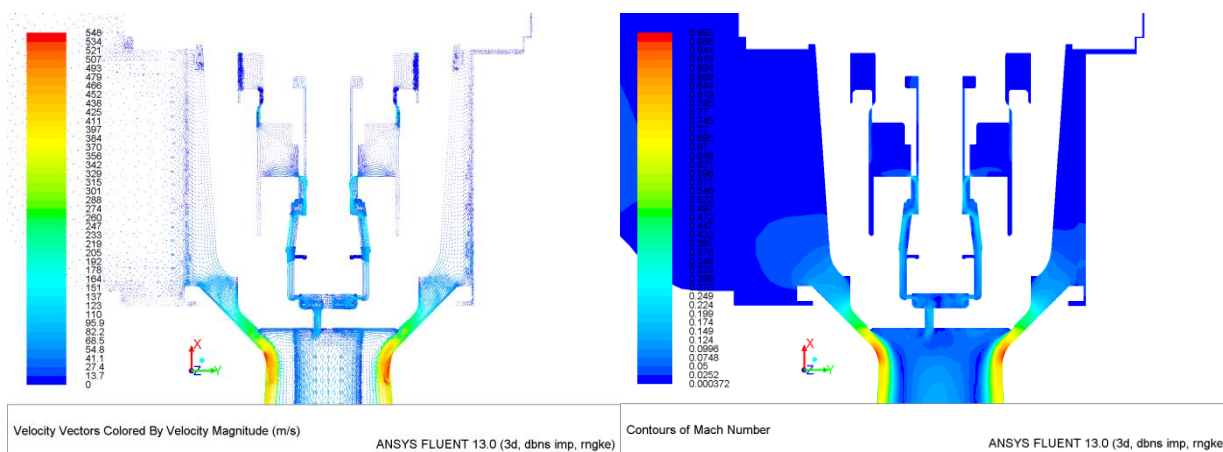
Obr. 5-18 Statický tlak

5.1.4 Zdvih 11,5 mm - rozložení proudového pole



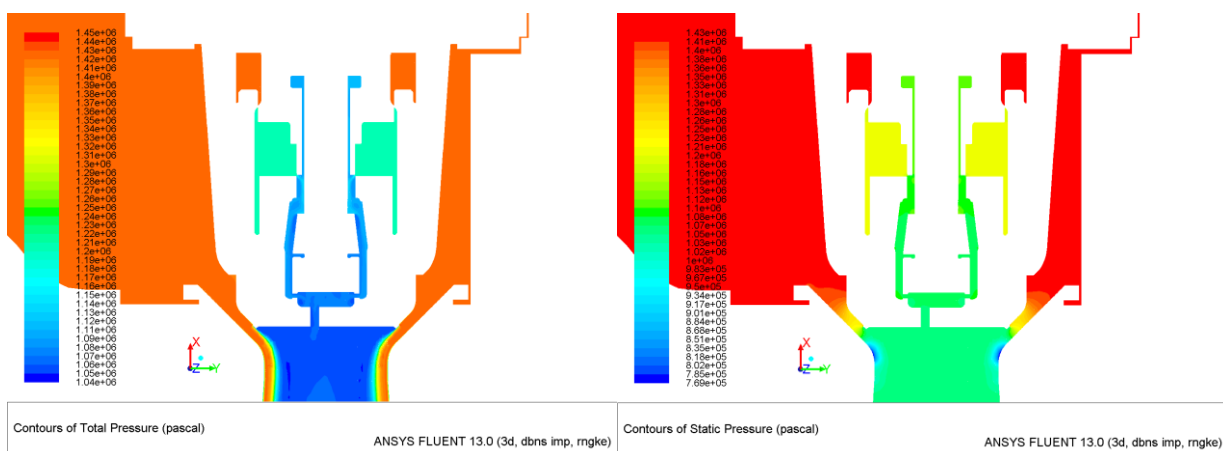
Obr. 5-21 Rozložení rychlosti

Obr. 5-20 Detail rozložení rychlosti



Obr. 5-23 Vektory rychlosti

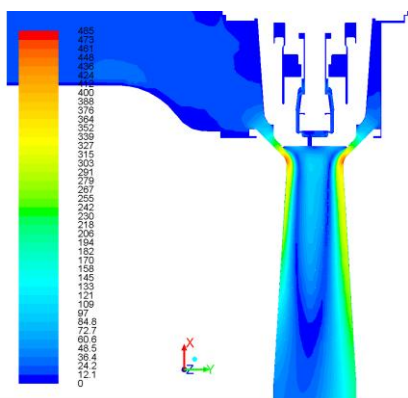
Obr. 5-22 Machovo číslo



Obr. 5-25 Celkový tlak

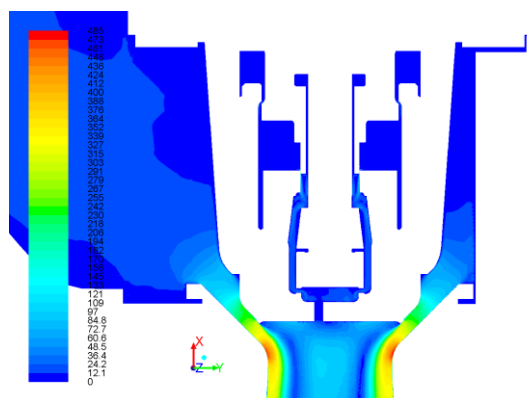
Obr. 5-24 Statický tlak

5.1.5 Zdvih 15 mm – rozložení proudového pole



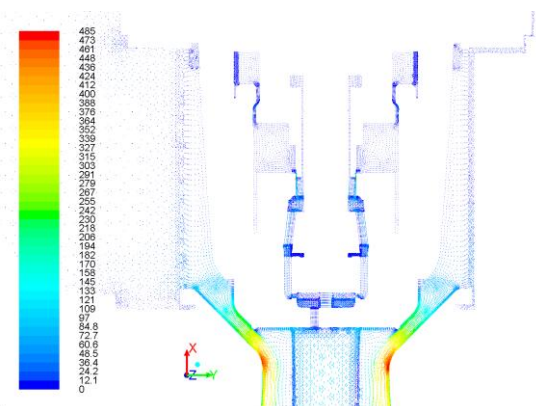
Contours of Velocity Magnitude (m/s)
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-27 Rozložení rychlosti



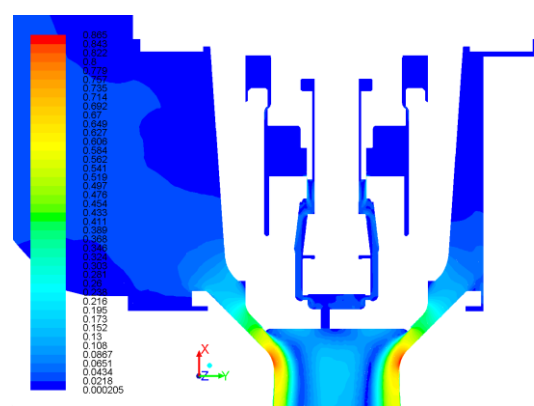
Contours of Velocity Magnitude (m/s)
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-26 Detail rozložení rychlosti



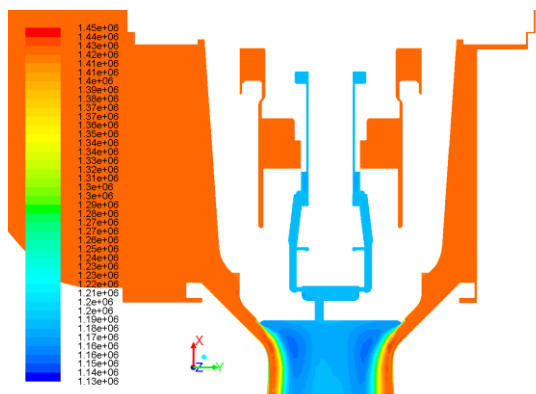
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-29 Vektory rychlosti



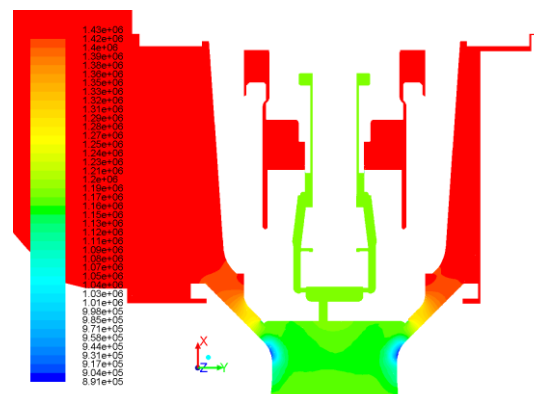
Contours of Mach Number
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

Obr. 5-28 Machovo číslo



Contours of Total Pressure (pascal)
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

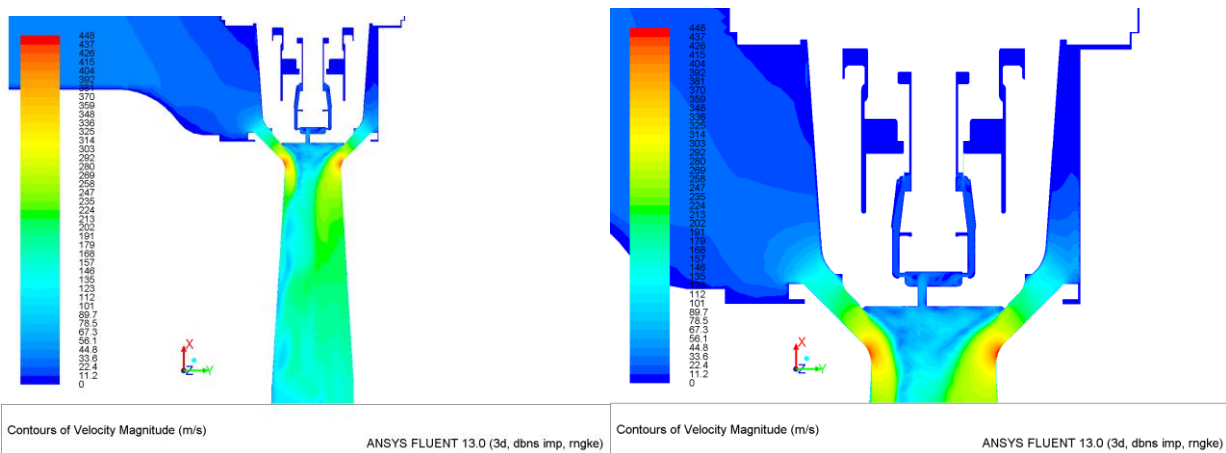
Obr. 5-31 Celkový tlak



Contours of Static Pressure (pascal)
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, dbns imp, rngke)

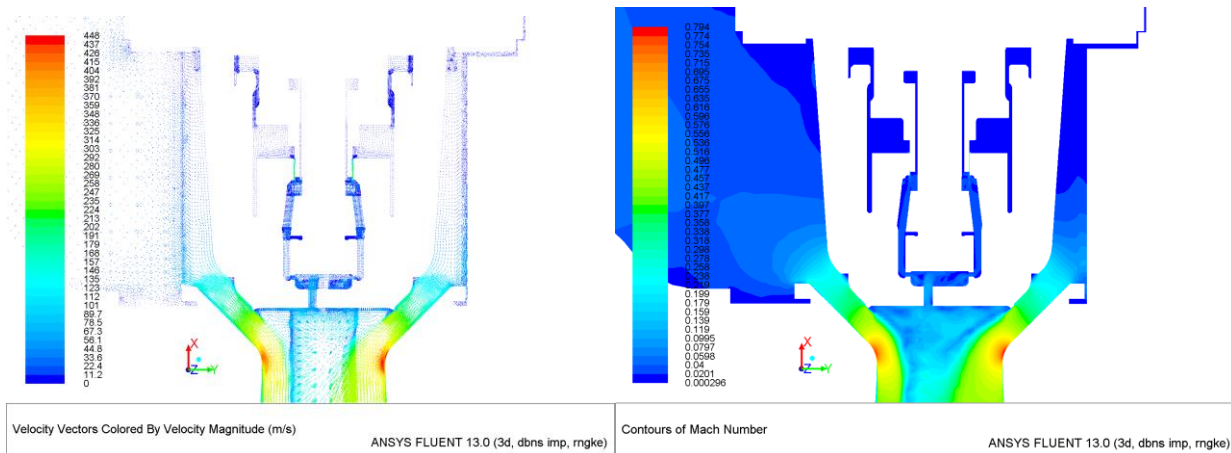
Obr. 5-30 Statický tlak

5.1.6 Zdvih 27,4 mm – rozložení proudového pole



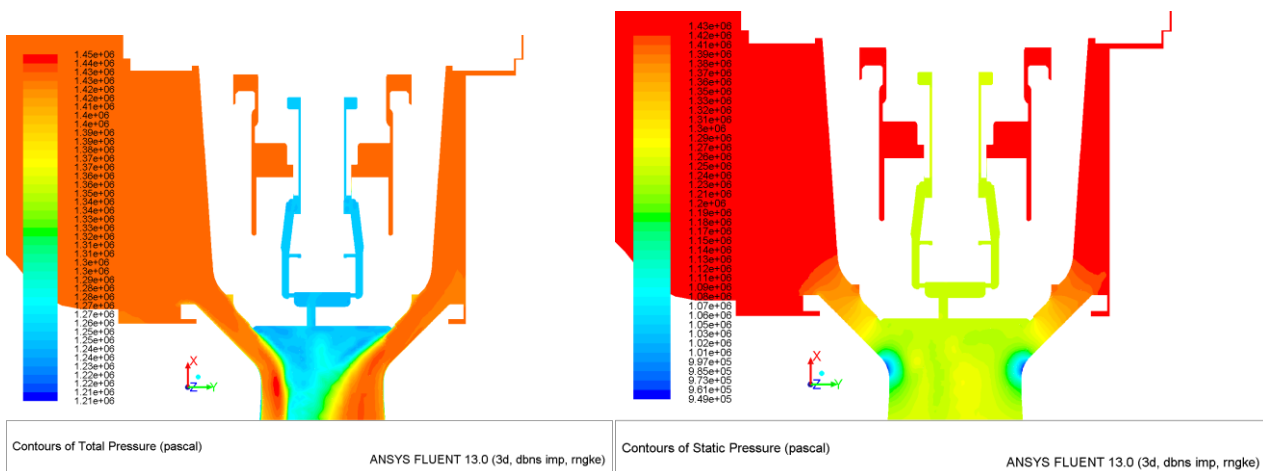
Obr. 5-33 Rozložení rychlosti

Obr. 5-32 Detail rozložení rychlosti



Obr. 5-35 Vektory rychlosti

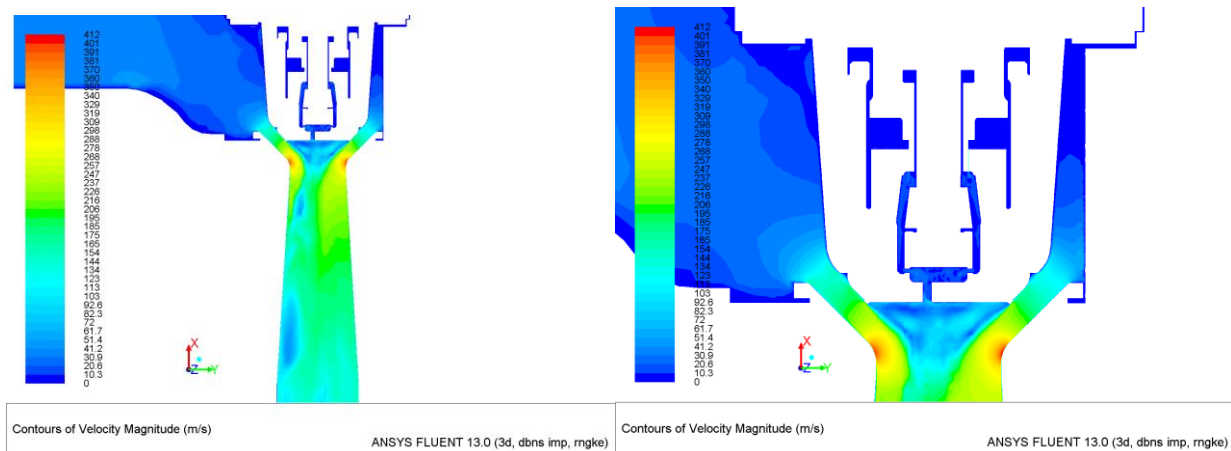
Obr. 5-34 Machovo číslo



Obr. 5-37 Celkový tlak

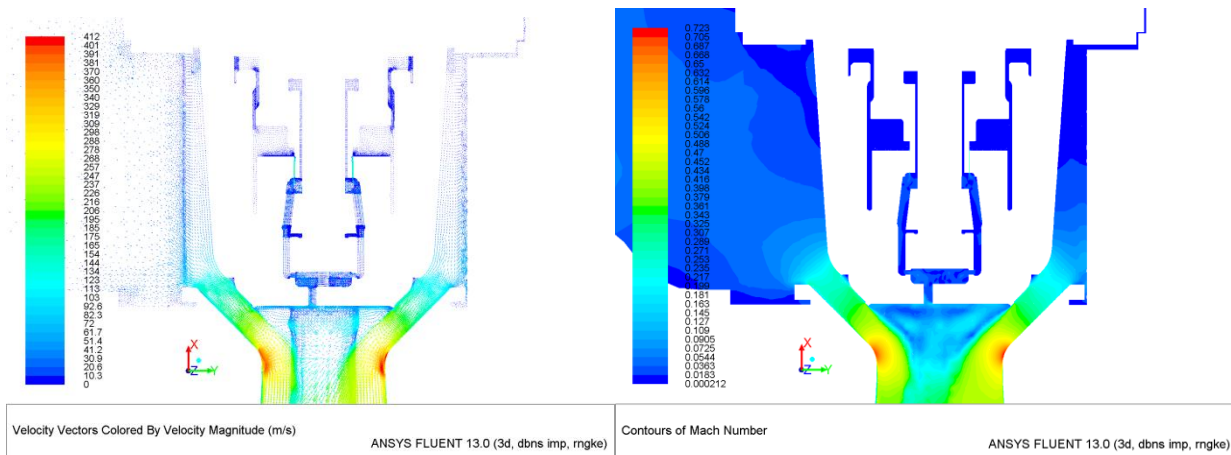
Obr. 5-36 Statický tlak

5.1.7 Zdvih 30 mm - rozložení proudového pole



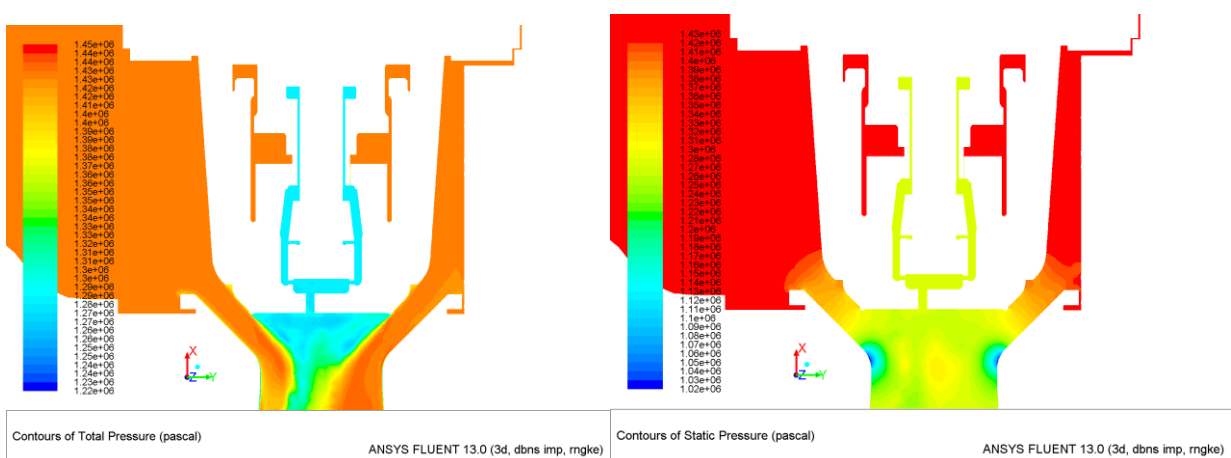
Obr. 5-39 Rozložení rychlosti

Obr. 5-38 Detail rozložení rychlosti



Obr. 5-41 Vektory rychlosti

Obr. 5-40 Machovo číslo



Obr. 5-43 Celkový tlak

Obr. 5-42 Statický tlak

5.1.8 Závěry pro kapitoly 5.1.2 až 5.1.7

Z výše uvedených obrázků (Obr. 5-1 až Obr. 5-43), jež jsou průřezem vypočítaných hodnot, je možné si udělat představu o stavu proudění v regulačním ventilu. Zdvihy 0 mm, 2 mm, 6 mm a 11,5 mm ukazují na supersonickou rychlost, která vzniká průtokem dýzou. U zdvihu 0 mm toto nadkritické proudění vzniká průchodem páry skrz odlehčení. Tento stav není příliš žádoucí. Při přechodu proudění z podzvukového na nadzvukový dochází ke vzniku rázových vln, což může být doprovázeno odtržením proudu od stěn a to může způsobit vznik vibrací. Tyto vibrace se mohou dále přenášet do potrubí, ve kterých může při určitých mechanických vlastnostech dojít k destrukci.

Zdvih 2 mm je ukázkou silně nestacionárního proudového pole, kde prakticky nedochází k přilnutí páry na stěnu dýzy. Pro určitou eliminaci tohoto stavu je možné změnit model turbulentního řešiče na k-ε Realizable a počítat s větším počtem iterací. Dále je možno tento zdvih řešit jako nestacionární, ale v tom případě se výpočet několikanásobně komplikuje a prodlužuje.

U vysokých zdvihů, konkrétně od 27,4 milimetru, dochází k částečnému odtrhávání páry od stěny difuzoru. To opět znamená nestacionární proudění a může to mít v nejhorsím případě za následek poškození potrubí.

Z obrázků Obr. 5-1 až Obr. 5-43 je dobře vidět důsledky systému odlehčení. Podle barvy je vidět, kdy a kde dochází ke škrcení páry a změnu tlaku v jednotlivých komorách.

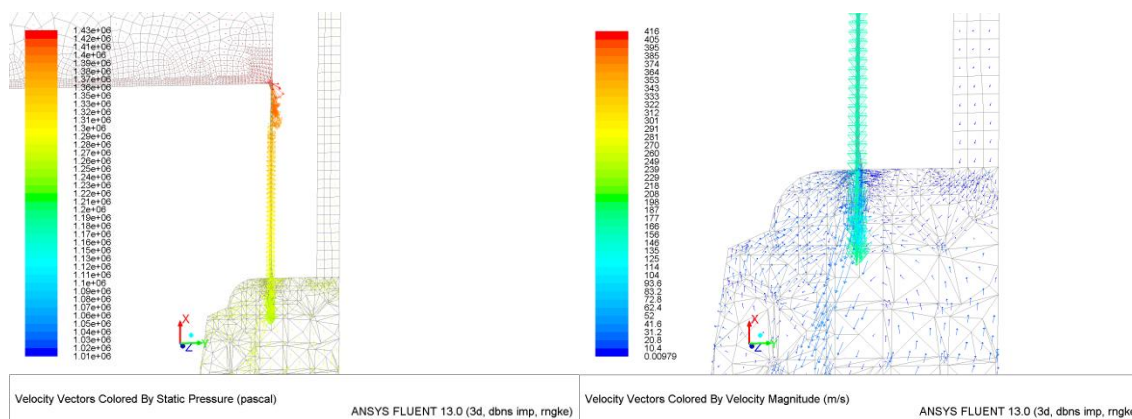
5.2 Atypické oblasti ve ventilu a odlehčení z hlediska proudění

Jak již bylo několikrát zmíněno, odlehčující systém regulačního ventilu je složitý a velice komplikovaný z hlediska proudění. Jsou zde oblasti – štěrbin, které mají velmi malou šířku v řádech setin milimetru (0,15 mm). Z tohoto důvodu se dá očekávat určité nestandartní chování proudu páry v této oblasti. Další oblasti s nestandartním průběhem se objevily na dně difuzoru a další zcela nahodile v systému odlehčení.

5.2.1 Proudění ve štěrbinách

Obr. 5-44 ukazuje velikosti rychlostí ve 2. štěrbině při vysokých zdvihích.

Na Obr. 5-45 je možno pozorovat průběh změny tlaku průchodem druhé štěrbinou.



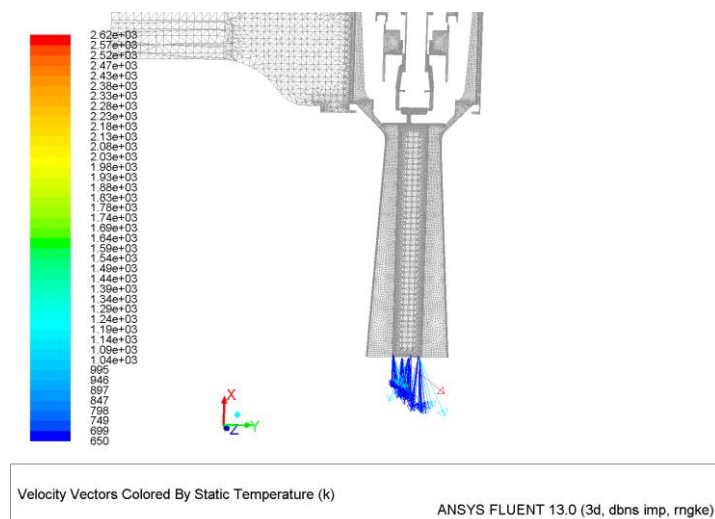
Obr. 5-44 Průběh změny tlaku při průchodu 2. štěrbinou při 30 mm zdvihu

Obr. 5-45 Rychlost proudění v 2. štěrbině při zdvihu 30 mm

Nestandardní chování aplikace Fluent nebylo během výpočtů zaregistrováno. V grafických výstupech se také zdá, že řešič tuto problematiku počítá. Avšak konstatování, že řešič tuto problematiku zcela zvládá, není vhodné. Toto je předmětem mnoha dalších testů a srovnávání s výpočty, kde je zcela jasná porovnatelnost výsledků přes určitá kritéria.

5.2.2 Anomálie na výstupu z difuzoru

Při prvotních spuštění výpočtů byly všechny modely naprosto nestabilní. Vždy po určitém počtu iterací (od 3000 do 5000) došlo u výpočtových modelů k divergenci. Problém nebyl nalezen hned, ale až po určité době. Zobrazení problému je na Obr 5-46. Jedná se o velmi vysokou teplotu (zde 2600 K) na výstupu z difuzoru. Důvodem k tomuto problému mohla být kvalita připravené sítě. Proč ale došlo ke zborcení výpočtů vždy až v této oblasti, není zcela jasné. Je možné, že napojení šestistěnů s pyramidálními buňkami, které se zde objevuje, je stále problémem pro řešič Fluent. Tato problematika se vyskytovala ve starších verzích Fluent, ale měla být odstraněna.



Obr. 5-46 Problém na výstupu z difuzoru

Řešení pro tento problém bylo nalezeno v prodloužení koncové části difuzoru. Pomocí funkce modifikování sítě extrude byla síť na konci difuzoru prodloužena o 15 řad prismatických buněk s délkou strany 5 mm.

Tato úprava se promítla do nastavení výpočtu. Výstupní tlak na výpočtovém modelu je nyní posunut o hodnotu 75 mm směrem od odlehčení. Tlak na výstupu z difuzoru již přesně neodpovídá nastavení experimentu a dochází tedy k určitému zkreslení numerického výsledku. Toto zkreslení odpovídá tlakové ztrátě po délce prodlouženého difuzoru, popisuje rov. 5-1.

$$p_{zt} = \frac{\lambda}{d} \rho \frac{w^2}{2} l$$

rov. 5-1

Z rov. 5-1 vyplývá, že tlaková ztráta v potrubí je lineárně závislá na součiniteli tření λ , hustotě proudícího média ρ , kvadrátu rychlosti proudění w , délce potrubí l a nelineárně závislá na průměru potrubí d .

Na základě výše zmíněných údajů je pro nově vzniklé prodloužení difuzoru tlaková ztráta zanedbatelná, a proto již nebude dále v této práci zmiňována.

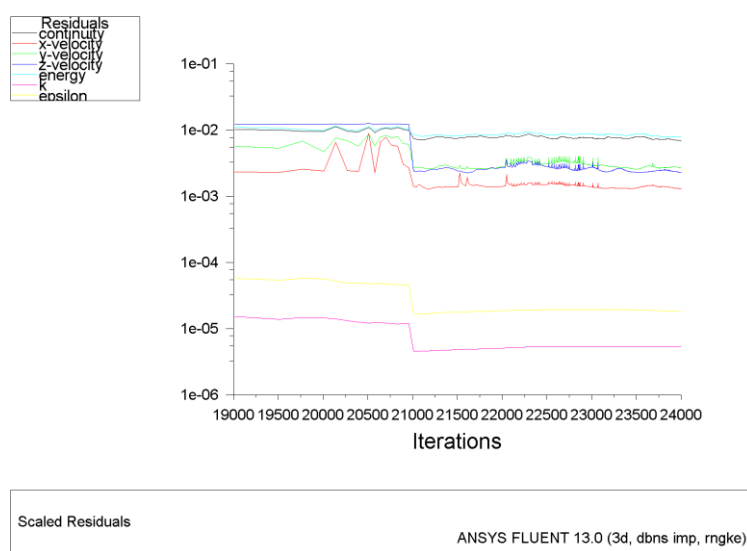
5.2.3 Oblast uvnitř odlehčení

Při dílčích kontrolách výsledků numerických výpočtů byly několikrát objeveny oblasti v odlehčení, které měly nápadně zvýšenou teplotu. Jedná se například o zdvih 27,4 mm, kdy oblast nad obtokovou kuželkou po jedné straně má teplotu 743 K. Tato hodnota se liší o 143 K od teploty, která by měla být maximální. Tato zvýšená teplota je spojena s tlakem podle rovnice stavu ideálního plynu (rov. 3-5) a má proto určitý vliv ve zmíněné oblasti.

Proč došlo k této změně teploty, není zcela jasné. Velký podíl na tom má zcela určitě kvalita sítě. Je možné, že to bude jediný faktor, který onu změnu vyvolal.

5.2.4 Průběh residuí

Při pravidelných kontrolách výsledků, jež byly zmíněny v kap. 5.2.3, docházelo u některých zdvihů k fluktuaci residuí. Jako řešení problému byla změna Courantova čísla z původní hodnoty 2 na 0,5. Touto změnou byla nově generovaná křivka residuí razantně ovlivněna, je to patrné z Obr. 5-47. Oblast změny Courantova čísla je z grafu na Obr. 5-47 zcela patrná (21 000 iterací). Změnou byla fluktuace (rovněž patrná z grafu oblasti od 20 do 21 tisíc) vyřešena.



Obr. 5-47 Průběh residuí

5.3 Určení tlaků na hlavní a obtokovou kuželku

Proudění páry skrze ventil vyvolává rozdílné tlaky na jednotlivé části ventilu. Množství ploch je přímo ovlivněno počtem komor, které se nacházejí v odlehčení. Mezi 1. a 2. komorou se nachází úzká štěrbinu o světlosti 0,15 mm. Touto štěrbinou se dostává pára z jedné komory do druhé a dochází ke ztrátě tlaku. Mezi druhou komorou a oblastí kolem obtokové kuželky se nachází ještě jedna - 2. štěrbinu se stejnou světlostí 0,15 mm. Průchodem touto štěrbinou dochází k dalšímu razantnímu snížení tlaku. Pára poté pokračuje skrz několik vývrtů do oblasti kolem obtokové kuželky a dále již ústí vývrty středem hlavní kuželky pod její dosedací stranu. Tím je ukončen proud páry skrz odlehčení. Detailně je popis proudění vysvětlen v kap. 2.3 a k lepšímu pochopení slouží i Obr. 2-9 s vyznačenými tlaky v jednotlivých částech ventilu.

U štěrbin je nutno podotknout, že v jeden čas dochází ke škrcení páry jen v jedné z nich, druhá je zpravidla plně otevřená, tj. neexistuje. Důležité polohy hlavní kuželky jsou uvedeny v následující tabulce Tab. 5-1.

Tab. 5-1 Možné polohy hlavních částí ventilu

Označení zdvihu	Stav hlavní kuželky, výška zdvihu [mm]	Stav obtokové kuželky, výška zdvihu [mm]	Existence/stav 1. štěrbinu	Existence/stav 2. štěrbinu
0-0	0,0	zavřena	ano	ne
0	0,0	3,5	ano	ne
2	2,0	3,5	ano	ne
6	6,0	3,5	ano	ne
10	10,0	3,5	ano	ne
11,5	11,5	3,5	otevřena se	zavřena se
13	13,0	3,5	otevřena	zavřena
15	15,0	3,5	ne	ano
16	16,0	3,5	ne	ano
18	18,0	3,5	ne	ano
20	20,0	3,5	ne	ano
27,4	27,4	3,5	ne	ano
30	30,0	3,5	ne	ano

Jedním z úkolů této diplomové práce bylo stanovení tlaků působících na jednotlivé díly hlavní a obtokové kuželky. To bylo řešeno přes manuální označení ploch, které se týkají hlavní či obtokové kuželky. Pro automatický výpis těchto tlaků byl sestaven textový soubor, tzv. „journal“. Ten obsahoval seznam příkazů pro program Fluent a tím se celý proces zjišťování tlaků značně zefektivnil. „Journal“ je veden v této práci jako příloha DP-03. Tento soubor byl manuálně načten do Fluentu a tlaky byly následně vypisovány do odpovídajících textových souborů dle určení v journalu. Z takto zapsaných dat byla manuálně sestavena tabulka Tab. 5-2.

Tab. 5-2 Tlaky v jednotlivých částech hlavní a obtokové kuželky

Zdvih velké kuželky hlavního ventilu (mm)	0	2	6	10	11,5	13	15	16	18	20	27,4	30
Vstupní tlak p ₀ [MPa]	1,4291											
p ₁ [Pa]	1426115	1428138	1428056	1427928	1428004	1427797	1428159	1428117	1428224	1427574	1427787	1427761
p ₂ [Pa]	215945	319155	804871	1086691	1200673	1292158	1427580	1427801	1428085	1427315	1427758	1427770
p ₆ [Pa]	214974	322781	802762	1061524	1100644	1115348	1179747	1202557	1222223	1304664	1252215	1281813
p ₃ [Pa]	178768	289132	762331	1028182	1082611	1120205	1181455	1205045	1221452	1295662	1251852	1281859
p ₄ [Pa]	137599	259238	726852	1001892	1068251	1116239	1178876	1204489	1216019	1255671	1247846	1280275
Tlak na kuželku od p _S [Pa]	1429094	1176131	1115385	1166548	1203080	1214390	1249378	1268995	1272744	1285229	1298749	1321576
Tlak na kuželku od p ₁ [Pa]	1420776	1428037	1428005	1427896	1427985	1427778	1428154	1420839	1428224	1427573	1427785	1427754
Tlak na kuželku od p ₂ [Pa]	213961	319019	802399	1082928	1195985	1287340	1420986	1204999	1423399	1425191	1425265	1425520
Tlak na kuželku od p ₃ [Pa]	177077	288214	761037	1026221	1081251	1119944	1181426	1204868	1221543	1296444	1251963	1281939
Tlak na vřeteno od p ₃ [Pa]	167881	280535	751725	1020235	1078357	1119298	1181205	1204208	1221067	1291917	1251919	1281940
Tlak na kuželku od p ₄ [Pa]	107461	237990	707628	986968	1059931	1114494	1177590	1205068	1214275	1233683	1245080	1278966
Tlak na vřeteno od p ₄ [Pa]	145106	261466	732739	1004360	1070220	1116961	1179441	1195043	1216616	1263297	1248828	1281056
Tlak na dno hl. kuželky p ₅ [Pa]	18712	214931	696182	979143	1054998	1105884	1164745	1240599	1203945	1223352	1240110	1277076
Výstupní tlak p _V [MPa]	0,02143	0,24294	0,80315	1,09897	1,17043	1,22188	1,27189	1,28761	1,31763	1,33477	1,35621	1,36360
Tlak před šterbinou [Pa]	1283075	1280273	1214306	1320162	1331756	1265700	1217260	1240599	1293753	1359604	1357566	1382814
Tlak za šterbinou [Pa]	348908	410027	846090	1113343	1200952	1265700	969012	1029639	1090336	1243253	1187505	1281173
Tlak v hrdle difuzoru p _H [Pa]	19524	213417	737532	948903	1011679	1047347	1099094	1123541	1132941	1162404	1159543	1190527
Tlak v sedle difuzoru p _S [Pa]	1429093	1335809	1234182	1219124	1232725	1237274	1259619	1273307	1269354	1276490	1275187	1297939
Tlakový poměr $\varepsilon_{pv/p0}$	0,015	0,170	0,562	0,769	0,819	0,855	0,89	0,90	0,92	0,93	0,949	0,954

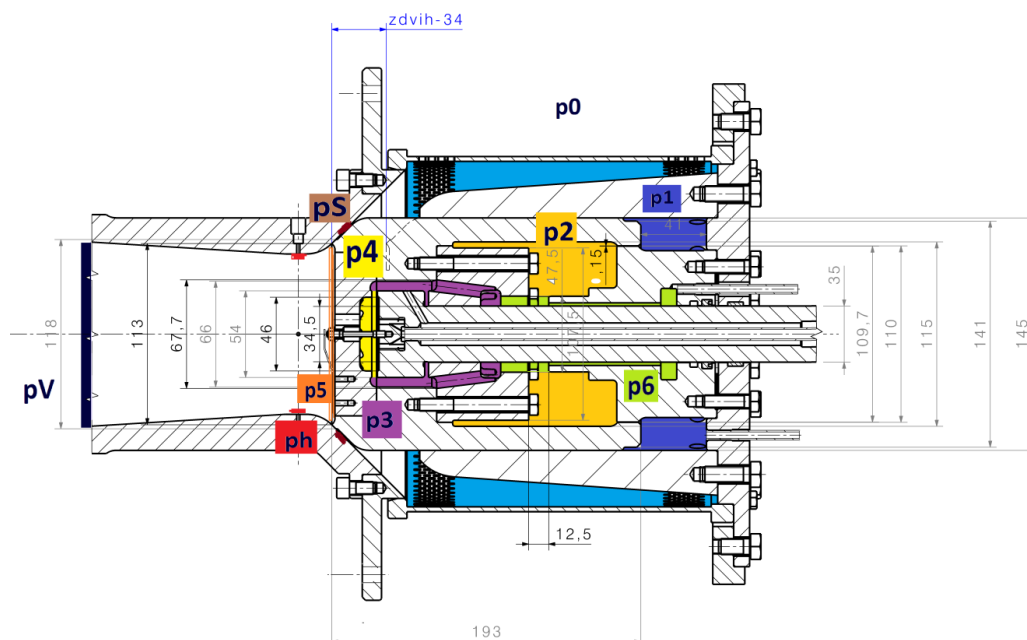
V Tab. 5-2 je uveden soubor tlaků (statických), které působí na vnější části hlavní kuželky a v jednotlivých částech odlehčení, nebo které působí na jednotlivé plochy odlehčení. Tlak před a za štěrbinou je tlak, který odpovídá aktuální existující štěrbině.

S údaji získanými pomocí numerické simulace a zanesenými do Tab. 5-2 bude dále pracováno. Budou z nich vytvořeny grafy, které budou popisovat průběh tlaků na specifické plochy odlehčeného ventilu. Tomu je vyhrazena kap.6.2.

5.4 Určení silové charakteristiky pro zadaný ventil

Jedním z cílů této práce je určit silovou charakteristiku pro vybrané zdvihy a tlakové poměry. To je řešeno pomocí zjištěných tlaků působících na jednotlivé části kuželky hlavní a obtokové (kap. 5.3). Tlak působící na plochu vyvolává sílu a složením sil pro jednotlivé zdvihy je zjištěna silová charakteristika pro tento model odlehčeného ventilu. Na obrázku Obr. 5-48. jsou vyznačeny tlaky, které působí v určitých částech ventilu. Z obrázku lze také vyčíst, na které plochy příslušný tlak působí.

Opět pomocí vyznačení ploch lze z programu Fluent zjistit velikosti sil, které jsou vyvolány proudící párou na odpovídající plochu ventilu. Tento případ zjištění sil je ovšem trochu složitější než zjišťování tlaků. Je to z toho důvodu, že se se změnou zdvihu pojí změna geometrie a tím může docházet k překryvu a k přejmenování některých ploch. Při každém modelovaném zdvihu musí být plochy k vyhodnocení zkontrolovány a teprve poté mohou být vyhodnoceny. Takto zjištěné síly jsou uvedeny v Tab. 5-3. V této tabulce jsou mimo zjištěných sil také zaneseny informace o průtocích jednotlivými částmi ventilu.



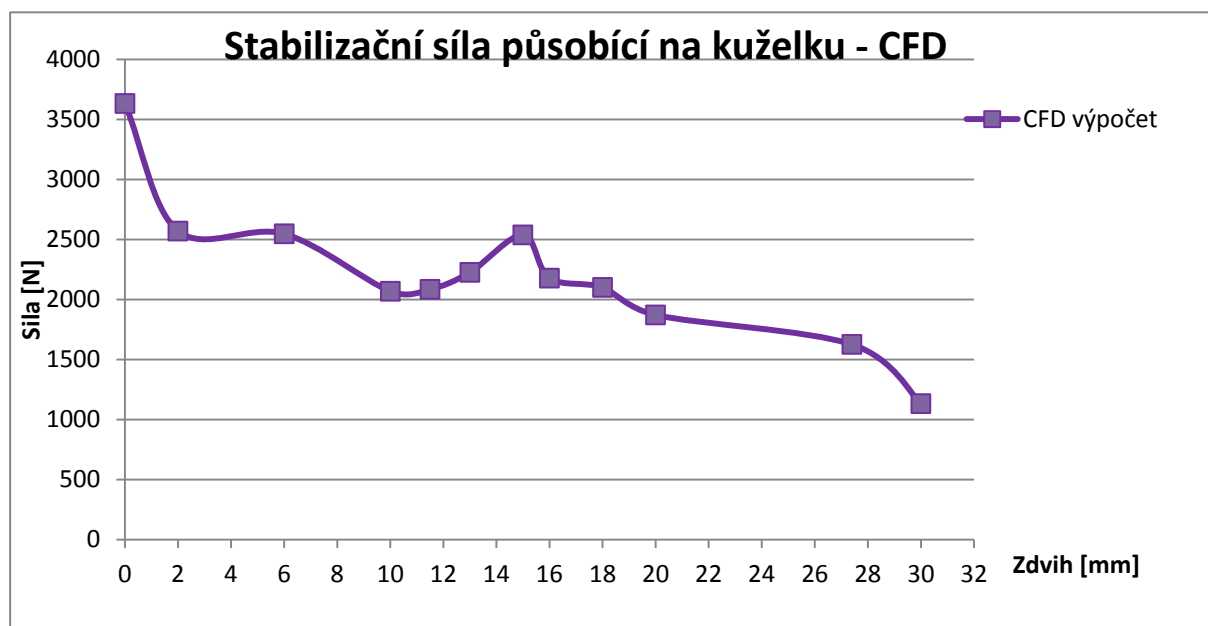
Obr. 5-48 Schéma tlaků působících na regulační ventil

Tab. 5-3 Výpis sil působící na jednotlivé části hlavní a obtokové kuželky

Zdvih velké kuželky hlavního ventilu (mm)	0	2	6	10	11,5	13	15	16	18	20	27,4	30
Vstupní tlak p0 [MPa]	1,4291											
Výstupní tlak pV [MPa]	0,02143	0,24294	0,80315	1,09897	1,17043	1,22188	1,27189	1,28761	1,31763	1,33477	1,35621	1,3636
Tlakový poměr $\varepsilon_{pv/p0}$	0,015	0,17	0,562	0,769	0,819	0,855	0,89	0,9	0,92	0,93	0,949	0,954
Síla na kuž. od pS [N]	7968	8183	7644	7785	7949	8043	8225	8328	8337	8405	8494	8638
Síla na kuž. od p1 [N]	-9992	-10009	-10008	-10007	-10008	-10006	-10009	-10009	-10009	-10005	-10006	-10006
Síla na kuž. od p2 [N]	-1613	-2393	-5966	-8038	-8873	-9553	-10544	-10546	-10549	-10545	-10548	-10549
Síla na kuž. od p3 [N]	74	157	469	659	710	756	806	823	832	873	856	912
Síla na vřet od p3 [N]	-223	-372	-997	-1353	-1431	-1485	-1567	-1598	-1620	-1715	-1661	-1736
Síla na kuž. od p4 [N]	-248	-451	-1259	-1730	-1841	-1922	-2029	-2073	-2094	-2172	-2148	-2203
Síla na vřet od p4 [N]	335	607	1680	2304	2450	2556	2699	2757	2784	2891	2858	2932
Síla na kuž. od p5 [N]	178	1943	6572	9263	9978	10455	11013	11299	11382	11572	11726	12076
síla na vřeteno [N]	113	235	683	950	1020	1071	1132	1159	1164	1176	1197	1196
Celková síla na kuželku [N]	-3633	-2571	-2548	-2069	-2085	-2226	-2538	-2178	-2101	-1871	-1625	-1132
Výstupní tlak pV [MPa]	0,02143	0,24294	0,80315	1,09897	1,17043	1,22188	1,27189	1,28761	1,31763	1,33477	1,35621	1,3636
Průtok odlehčovacím systémem [kg/s]	0,06844	0,06717	0,06479	0,06125	0,05562	0,06062	0,03438	0,03243	0,02898	0,02092	0,02100	0,01702
Průtok kuželkou [kg/s]	0,0000	0,8533	2,7188	4,3070	4,7107	5,1701	5,5225	5,6254	6,2404	6,7402	8,9671	9,0975
Celkový průtok RV [kg/s]	0,0684	0,9205	2,7836	4,3683	4,7663	5,2307	5,5568	5,6578	6,2694	6,7612	8,9881	9,1145
Kritický průtok [kg/s]	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452	14,452

Výslednice všech sil, které působí na kuželku, má v Tab. 5-3 hodnotu zápornou. Je to dáno uvažovaným směrem osy y, která je orientována ode dna difuzoru směrem k odlehčení. To je přesně opačný směr, než kterým působí výslednice aerodynamických sil na kuželku.

Grafickým znázorněním sil působících na kuželku je silová charakteristika, jež se nazývá stabilizační síla. Síla je znázorněna v Gr. 5-1. Stabilizační síla musí být při všech provozních režimech turbíny vyšší, než je gravitační síla na samotný ventil. Toto by odpovídalo nasazení ventilu, pokud by se zavíral ve směru kladné osy y.



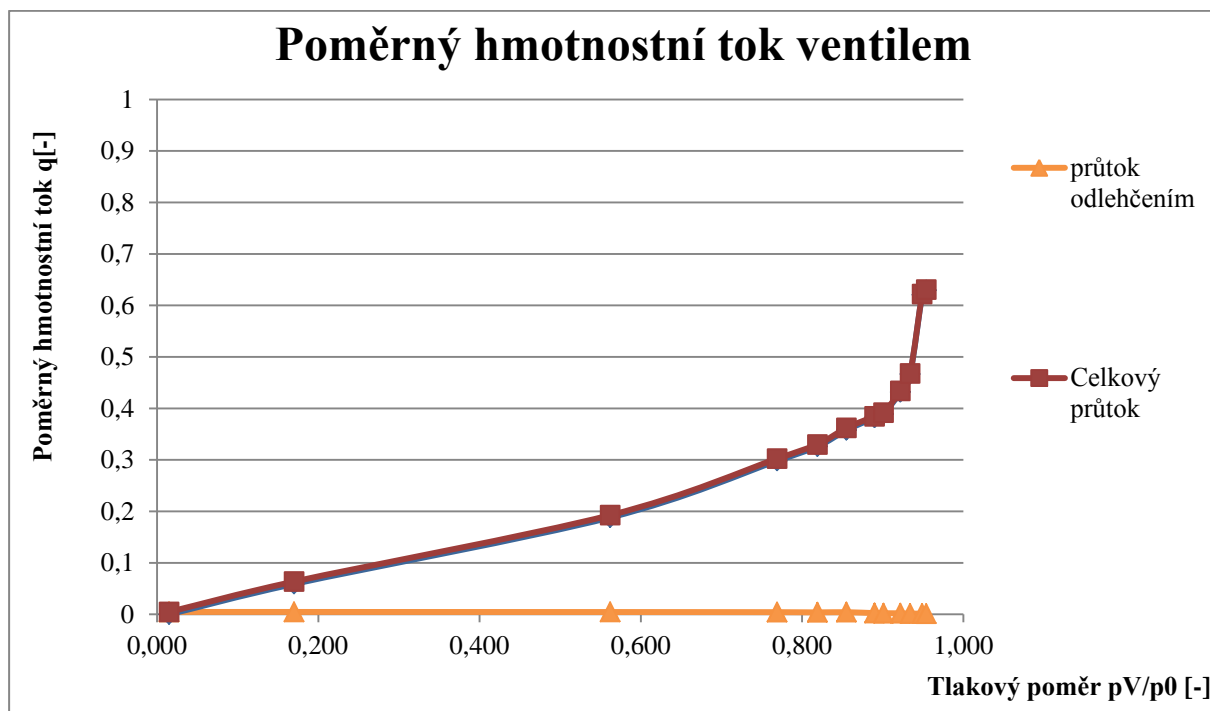
Gr. 5-1 Stabilizační síla

Z grafu Gr. 5-1 lze vyčíst, dle očekávání, že největší síla působí na kuželku při nulovém zdvihu. Při tomto zdvihu je obtoková kuželka již otevřena. Graf sil má globální sestupnou tendenci, což značí, že s výškou zdvihu se stabilizační síla na kuželku zmenšuje. Zajímavá oblast v grafu je mezi zdvihem 12 a 18, kdy se stabilizační síla lokálně zvětšuje. To je dáno funkcí odlehčení, které v této fázi přestává fungovat.

V grafu lze pozorovat určité body, které nezapadají do předpokládaného průběhu křivky. Jedná se o body 2 a 6 a dále o 28 či 30. Další závěry z takto osamocené grafu nelze dělat.

V kap. 6 dojde ke srovnání stabilizační síly vypočtenou numerickou simulací se silou zjištěnou pomocí experimentu.

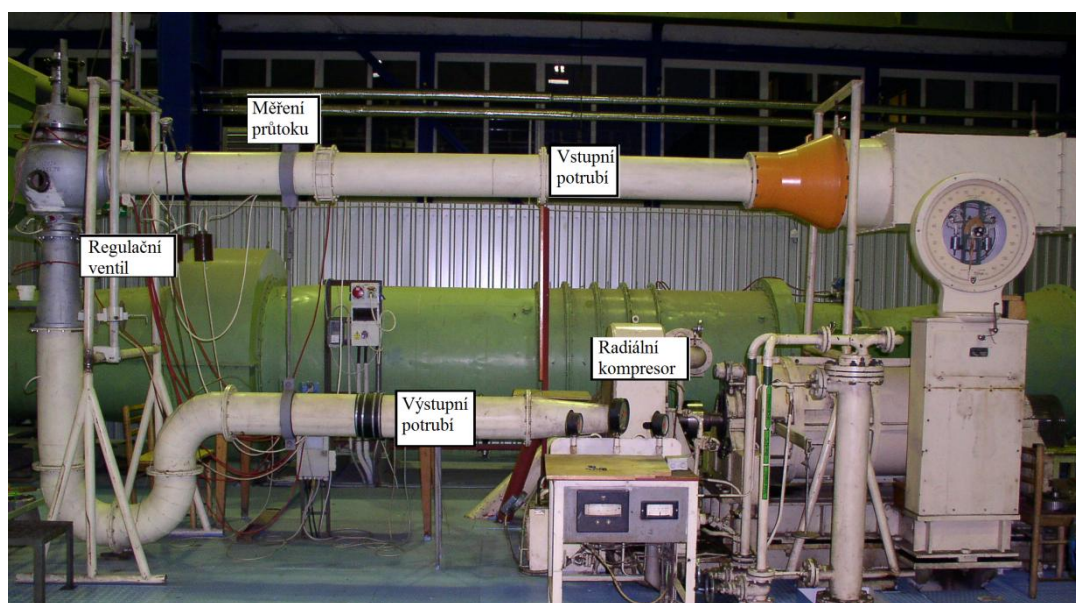
Z Tab. 5-3 byl také sestaven Gr. 5-2, který charakterizuje poměrný hmotnostní tok ventilem v závislosti na tlakovém poměru p_V/p_0 . Z grafu lze vyzorovat, že největší nárůst hmotnostního toku je při vysokém tlakovém poměru. Od nulového tlakového poměru do hodnoty cca 0,9 je závislost poměrného hmotnostního toku na tlakovém poměru lineární., ale od této hodnoty vyvolává již malá změna tlaku velmi vysoký rozdíl průtočného množství ventilem. Tato oblast je tedy velmi citlivá na vyrovnávání tlaku za ventilem tlaku před ventilem. Poměrný hmotnostní průtok odlehčením je ve vztahu k celkovému hmotnostnímu tlaku zcela zanedbatelný.



Gr. 5-2 Poměrný hmotnostní tok ventilem

6 Experiment a porovnání jeho výsledků s výsledky z CFD

Regulační ventil, který byl podroben numerické simulaci, byl také testován experimentálně. Toto testování probíhalo v prostorách společnosti Škoda Power, kde vznikla samotná geometrie tohoto odlehčeného ventilu.



Obr. 6-1 Aerodynamický tunel

6.1 Popis experimentálního měření

Experimentální měření probíhalo na aerodynamickém tunelu, viz Obr. 6-1, kde byl ventil vertikálně umístěn. Vstupní potrubí bylo spojeno se vzduchem o atmosférickém tlaku a sloužilo jako sání vzduchu. Na jeho koncové část v relativní blízkosti difuzoru byla umístěna clona, pomocí které byly získávány informace o hmotnostním toku. Na výstupním potrubí byl připojen radiální kompresor, který vytvářel podtlak, a tím mohlo probíhat proudění skrz ventil.

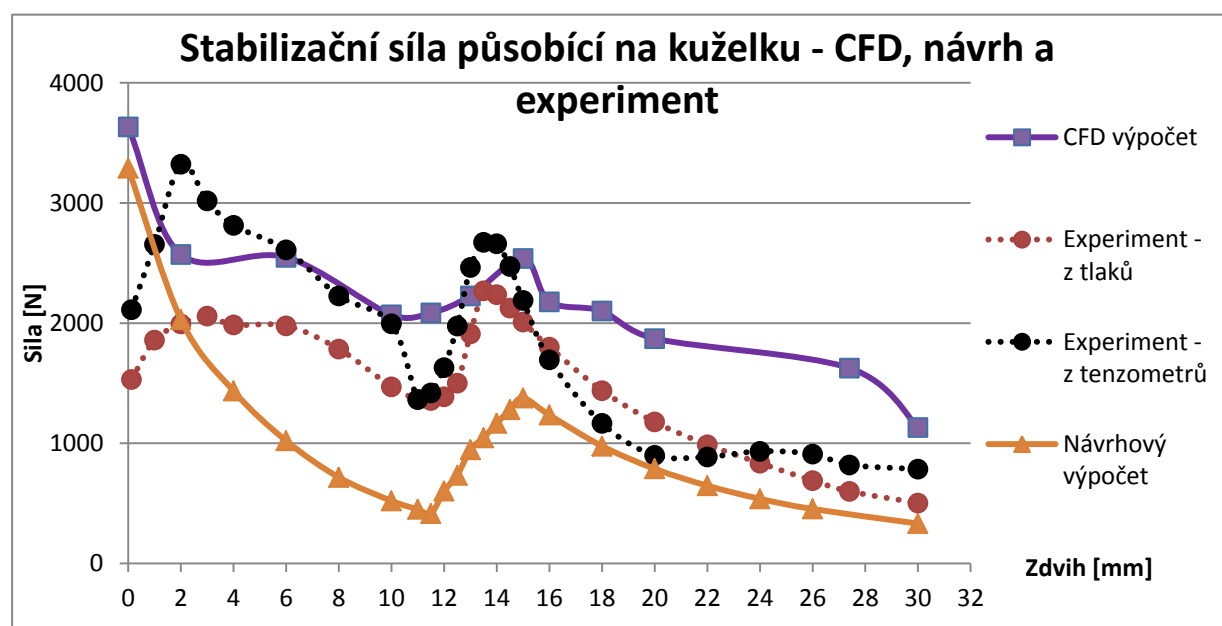
Na ventilu probíhalo měření tlaků pomocí odběrů. Na Obr. 2-9. můžeme vidět schéma tlaků, které byly měřeny experimentálně (kromě tlaku p_5). Obtoková kuželka je spojena s velkou kuželkou pomocí táhla, na kterém jsou nalepeny tenzometry a slouží jako měřicí člen. Obtoková kuželka je dále spojena se zdvihacím mechanismem pomocí dalšího měřicího členu, na kterém jsou také nalepeny tenzometry. Důvodem měření těmito tenzometry je určit stabilizační sílu, která působí na kuželku. Tato síla musí být největší při otevírání ventilu, aby byla zajištěna stabilita RV. Druhý tenzometr slouží k určení síly na servopohon, který zdvihá kuželku.

Jak již bylo částečně zmíněno v předcházejícím odstavci, proudícím médiem byl vzduch, tlak byl atmosférický a teplota média byla teplota okolí. Tyto odlišnosti ovšem nevedly převést uskutečněný experiment na výsledky s takovými okrajovými podmínkami, které byly nastaveny pro numerickou simulaci.

Některá získaná data z měření byla poskytnuta pro potřeby této diplomové práce. Jednalo se především o naměřené hodnoty sil působících na kuželku, které byly získány tenzometry. Dále se jednalo o naměřené tlaky z tlakových odběrů v regulačním ventilu. Ty byly také převedeny na síly a na odpovídající tlakové poměry srovnatelné s výpočtovým modelem.

6.2 Porovnání výsledků z experimentu a z numerické simulace

Pro porovnání s výsledky, získané numerickou simulací, byly použity přepočtené hodnoty naměřených tlaků a naměřené síly z tenzometrů. Vše je přehledně zaneseno v grafu Gr. 6-1.



Gr. 6-1 Porovnání stabilizačních sil z různých zdrojů dat

V grafu Gr. 6-1 figurují 4 rozdílné křivky. Křivka označená CFD značí sílu získanou výpočtem z numerické simulace. Dvě tečkované čáry značí výsledky získané experimentem. A v neposlední řadě je v grafu zanesená křivka, která vzešla z návrhového oddělení Škody Power této regulační kuželky.

Při přímém pohledu na průběh křivky CFD lze konstatovat, že průběh sil zevrubně kopíruje křivky získané ostatními metodami. Hodnota křivky CFD v bodě 0 odpovídá návrhové hodnotě.

U dat z experimentu to však neplatí. Existuje však pro to jednoduché vysvětlení - pro tak nízké hodnoty tlaku nebylo měření možné. Z toho důvodu byly tyto hodnoty získány interpolací. Jak je ale vidět, tato metoda neodpovídá skutečnosti.

Dále je k povšimnutí bod 2, který leží výrazně pod očekávanou hodnotou. Může to být dáno tím, že (jak ukázaly hodnoty proudových polí) proudění je zde nestacionární a dochází k odtržení proudu od difuzoru. Zůstává otázkou, zda tyto okolnosti mohou takovouto mírou ovlivnit řešení. Na vině by mohla být také vygenerovaná síť.

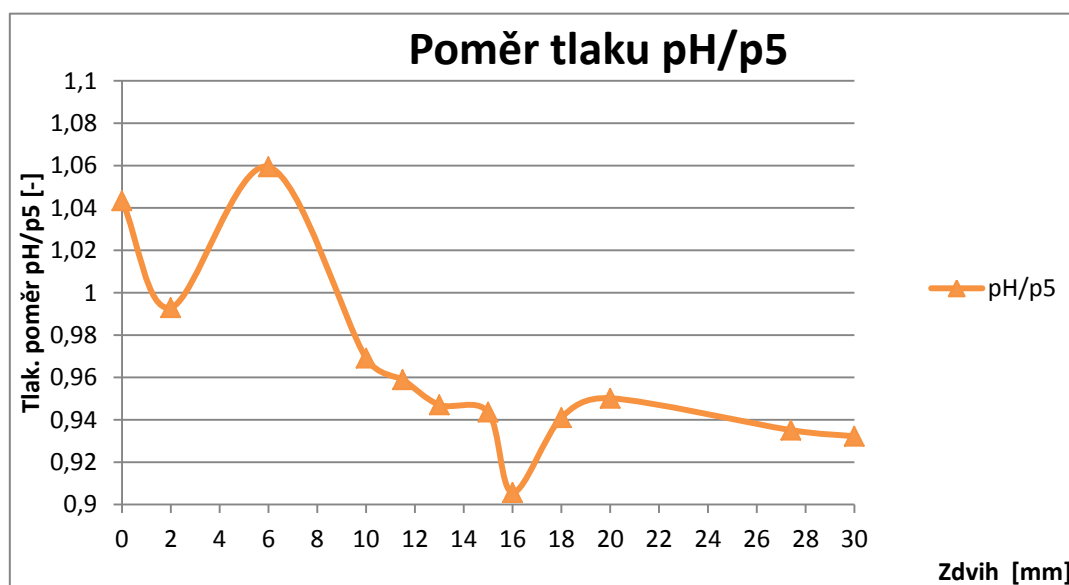
Oblast neodlehčeného ventilu leží mezi hodnotami 11 - 15 mm. Zde vypočítaná křivka nekopíruje tolik průběhy křivek získané experimentem. Ale to může být ovlivněno omezeným

počtem nasimulovaných zdvihů. Pokud by bylo spočteno více bodů v této oblasti, měl by výsledek ze simulace větší vypovídající hodnotu o proudění v neodlehčené části.

Na konci grafu Gr. 6-1 jsou vidět nesrovnalosti v podstatě jen s numericky získanými hodnotami. V této oblasti velmi záleží na správné volbě výstupního tlaku, ten zde může uvažované proudění velmi zkreslit. Na tuto vlastnost ukazuje již Gr. 6-2. Uvažovaný graf ukazuje v oblasti velkých tlakových poměrů na velkou nelinearitu mezi tlakovým poměrem a poměrným průtočným množstvím. Toto bylo částečně potvrzeno i numerickou simulací, kdy při chybném zadání tlakového poměru došlo k velmi výraznému zvýšení sil působících na kuželku.

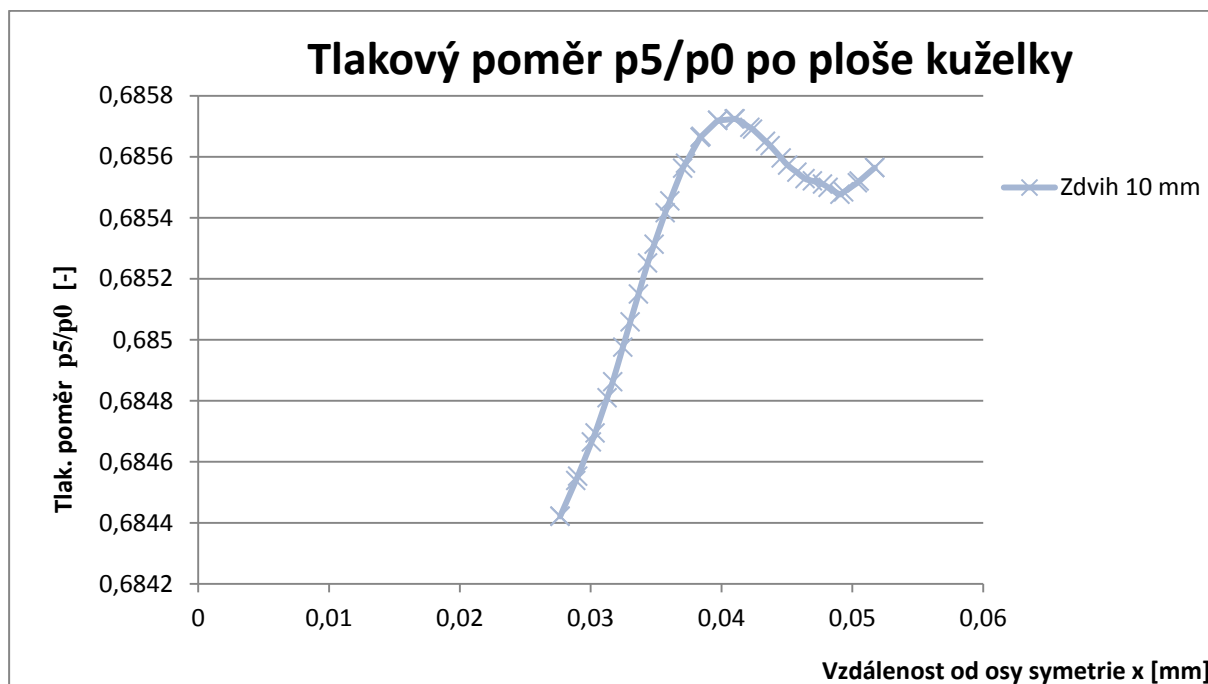
Další nepřesnost může vnášet kvalita sítě, která byla vytvořena v produktu Mesh. V neposlední řadě může do výsledků vnášet i určitou odchylku samotné proudění přes velmi úzké štěrby a nedostatečné zkušenosti s touto problematikou. Nakonec není možné opomenout fakt, že štěrby, přes které proudění probíhá, nebyly změřeny, a tudíž není znám stav jejich vůle. U takto úzkých štěrbin může mít sebemenší odchylka od geometrie marginální vliv na proudění.

Nyní může dojít k vyhodnocení hodnot tlaků, získaných z numerické simulace z Kap. 5-3.



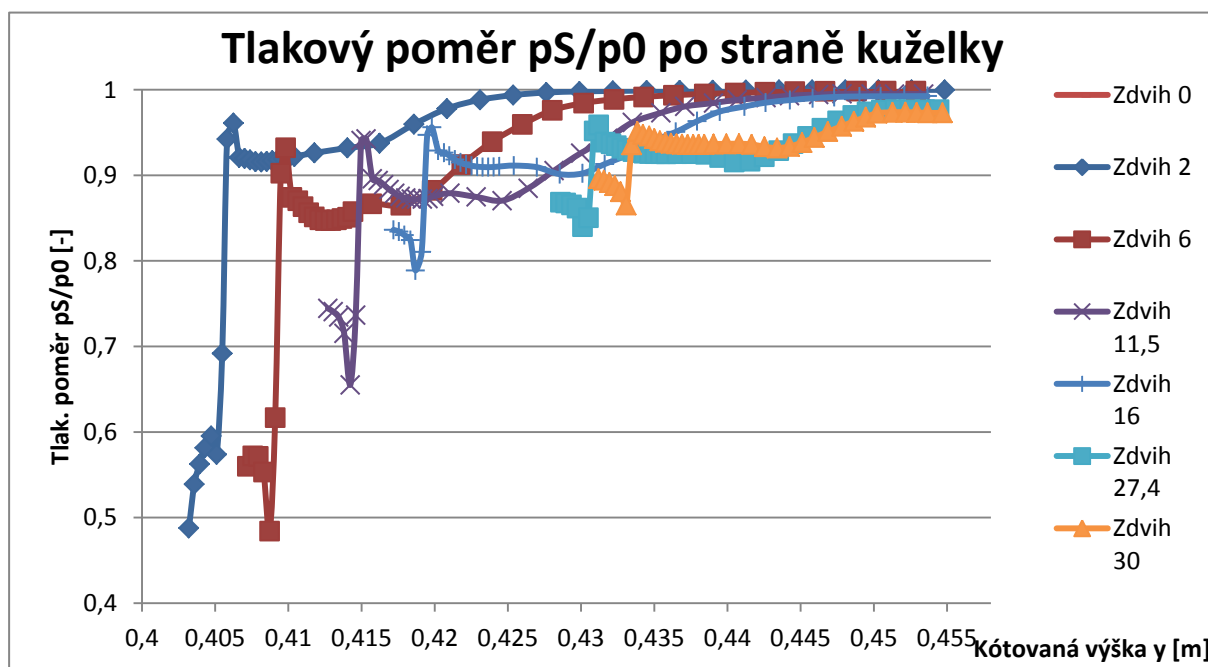
Gr. 6-2 Poměr tlaku v hrdle k tlaku na dně kuželky.

Z grafu Gr. 6-2 je při letmém pohledu vidět, že hodnoty zdvihu 6 a 16 vykazují problém a abnormalitu výsledku. Poměr tlaku v hrdle p_H k poměru tlaku na dosedací ploše kuželky by měl být vždy menší než jedna. To však neplatí pro zdvih 0, kdy se pod obtokovou kuželkou při průchodu odlehčení tvoří podtlak. Tím tlak v hrdle p_H může být větší.



Gr. 6-3 Průběh tlaku p_5 působícího po ploše dosedací kuželky

Gr. 6-3 ilustruje zatížení dna hlavní kuželky od tlaku p_5 . Směrem od středu po okraj se tlak na kuželku zvyšuje a v průměru 80 mm dosahuje maxima. Snaha při vyhodnocování byla zjistit rozložení tlaku po celém povrchu dna hlavní kuželky. Ale z důvodu vývrtů na dně není tento nápad realizovatelný a vnášel by jen velké nepřesnosti.



Gr. 6-4

Na grafu Gr. 6-4 je vidět rozložení poměrného tlaku p_S/p_0 po výšce hlavní kuželky. Anomálie, která vznikla, se nachází v oblasti dosedací plochy hlavní kuželky. Toto zjištění velmi vysokého tlaku na velmi malé ploše dosedací části bylo objeveno již při výpočtech a byla snaha ho eliminovat zjemněním sítě. To se, jak ukazují výsledky, nepodařilo.

7 Převod na reálné vstupní tlaky

Pokud se mají převést hodnoty z měření či numerické simulace na jiný tlakový poměr, musí být splněny určité náležitosti:

Především musí být splněna geometrická podobnost všech ploch. Pokud je toto splněno, pak je poměr těchto ploch konstantní (rov. 7-2).

Síla působící na kuželku:

$$F = p_1 S_1 + p_2 S_2 - p_3 S_3 = p_1 S_3 \left(\frac{S_1}{S_3} + \frac{p_2}{p_1} \frac{S_2}{S_3} + \frac{p_3}{p_1} \right) \quad \text{rov. 7-1}$$

$$\frac{S_1}{S_3} = x_1; \quad \frac{S_2}{S_3} = x_2 \quad \text{rov. 7-2}$$

Pokud je splněna geometrická podobnost, jsou tlakové poměry závislé pouze na zdvihu kuželky $\bar{h} = h/D$, proto musí být zachován jejich vzájemný poměr:

$$\varepsilon_2(\bar{h}) = \frac{p_2}{p_1}; \quad \varepsilon_3(\bar{h}) = \frac{p_3}{p_1} \quad \text{rov. 7-3}$$

$$\varepsilon_2(\bar{h}) = x_3(\bar{h}) \cdot \varepsilon_3(\bar{h}) \quad \text{rov. 7-4}$$

Dosazením do rovnice rov. 7-1:

$$F = p_1 S_3 (x_1 + \varepsilon_2(\bar{h}) \cdot x_2 + \varepsilon_3(\bar{h})) \quad \text{rov. 7-5}$$

Úpravou rov. 7-5 dostaneme:

$$F = p_1 S_3 \bar{F}(\varepsilon, \bar{h}) \quad \text{rov. 7-6}$$

Získání požadované síly \bar{F} :

$$\frac{F}{p_1 S_3} = \bar{F}(\varepsilon, \bar{h}) \quad \text{rov. 7-7}$$

Tento postup je univerzální za splnění podmínek (geometrická podobnost)

Při tlakovém poměru ε_v , poměrném zdvihu \bar{h} a geometrické podobnosti je \bar{F}_v stejné pro různé vstupní tlaky p_0

Rovnice pro model: $F_v = \bar{F}_v(\varepsilon_v, \bar{h})p_M \cdot S_M$

rov. 7-8

Rovnice pro dílo: $F_v = \bar{F}_v(\varepsilon_v, \bar{h})p_D \cdot S_D$

rov. 7-9

Při rovnosti ploch $S_d=S_m$ $F_{vD} = F_{vM} \cdot \frac{p_D}{p_M}$

rov. 7-10

Z uvedeného zjištění vyplývá přímá úměra přepočtu sil/tlaků z modelu na dílo při zachování geometrické podobnosti.

8 Pevnostní dimenzování

Regulační ventily jsou složitá zařízení pracující za velmi vysokých hodnot teplot a tlaků. Například nejnovější tzv. ultrakritické bloky pracují s admisní párou s hodnotou tlaku 26 MPa a teploty až 630 °C. U odlehčených ventilů je situace ještě o něco složitější. Je zde zvýšen počet pohyblivých částí a s tím souvisí zvýšený počet funkčních ploch. Tyto podmínky kladou vysoké nároky na mechanické vlastnosti materiálů, ze kterých budou jednotlivé části vyrobeny. Také je kladen důraz na kvalitu opracování. Například štěrbin v odlehčujícím systému jsou v řádech setin milimetru, z toho důvodu může mít nekvalitní zpracování velmi významný vliv na proudění páry ventilem.

Výsledkem pevnostního dimenzování je posouzení vhodnosti použití materiálu tak, aby byla zajištěna bezpečnost. V tomto výpočtu je uvažováno namáhání vřetena od aerodynamických sil, od síly pružiny a od třecí síly v ucpávce. Vlastní váha celého zařízení není uvažována z důvodu předpokládaného používání zařízení v horizontální poloze.

Kompletní pevnostní posouzení celého systému odlehčeného ventilu je v rozsahu této práce nereálné a z toho důvodu je vybráno několik částí, které jsou vystaveny zvýšenému mechanickému namáhání.

Jedná se o následující části:

- hlavní kuželka, která je namáhána od vnějšího přetlaku
- dosedací plocha kuželky, která je namáhána na tlak
- protilehlá část difuzoru, na kterou dosedá hlavní kuželka namáhána na tlak
- obtoková kuželka - namáhání na tlak, při zvedání celého systému odlehčení
- vřeteno v oblasti zápichu za kuželkou namáhané na tah.

Pevnostní dimenzování je prováděno pro hodnoty parametrů vstupující páry:

tlak: 25 MPa

teplota: 565 °C

Při výpočtu jsou také uvažovány dva režimy zavření kuželky. Jedná se o zdvihy označené „0-0“ a „0“. Zdvih „0-0“ definuje úplné zavření kuželky, tj. hlavní i obtokové kuželky. Je to takový stav, kdy do turbíny nevniká žádná pára, vtok je kompletně uzavřen. Zdvih „0“ definuje hlavní kuželku uzavřenou a obtoková kuželka je otevřena se zdvihem 3,5 mm, viz Tab. 5-1.

8.1 Kuželka ventilu – zatížení vnějším přetlakem

Kuželka je velmi namáhanou součástí ventilu. Působí na ní především tlaky jak zevnitř, tak hlavně z vnější obtokové části a právě zde působí největší přetlak - jmenovitý tlak páry. Z tohoto důvodu je provedena kontrola na zatížení vnějším přetlakem.

Materiál zvolen: ocel Cr-Mo-V (X22CrMoV12-1;1.4923)

Dovolený vnější přetlak udává maximální dovolené napětí, které může působit na kuželku, aniž by došlo ke zborcení (viz Obr. 8-1)

Dle zvyklostí Škoda Power.

$$p = \frac{p_p}{\sqrt{1 + \left[\frac{p_p}{p_E}\right]^2}}$$

rov. 8-1

$$p_p = \frac{2(t - c)\sigma}{D - (t - c)}$$

rov. 8-2

$$p_p = \frac{2(26 - 0,5)200}{282 - (26 - 0,5)} = 39,77 \text{ MPa}$$

rov. 8-3

kde

p_p = dovolený přetlak v plastickém oboru

p_E = dovolený přetlak v elastickém oboru

t = tloušťka mezikruží = $\frac{282-230}{2} = 26 \text{ mm}$

c = přídavek k tloušťce stěny

$c = c_1 + c_2$

c_1 = přídavek na erozi, korozi a opal; dle tabulek $c_1 = 0,5$

c_2 = přídavek na nepřesnost výroby, do 5 % jmenovité tloušťky součásti t se neuvažuje (tento případ)

$c = 0,5$

σ = mez kluzu (zvolena) = 200 MPa

$\sigma_{kt 565^\circ\text{C}} = 385 \text{ MPa}$

k_{Re} = mez bezpečnosti k mezi kluzu $\frac{385}{200} = 1,925$

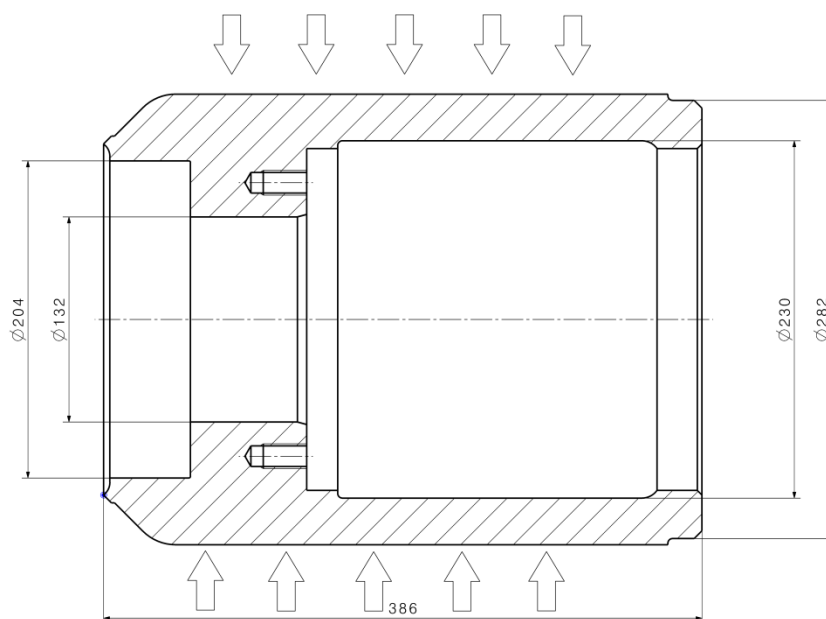
D = vnější průměr = 282 mm

$$p_E = \frac{2,2 \cdot 10^{-6} E (t - c)}{n_u} \left[\frac{100(t - c)}{D - (t - c)} \right]^3$$

rov. 8-4

n_u = součinitel bezpečnosti proti ztrátě elastické stability = 2,4 (pro provoz)

$E_{565^\circ\text{C}}$ = modul pružnosti v tahu = $1,41 \cdot 10^5 \text{ MPa}$



Obr. 8-1 Detail kuželky

p_E je uvažováno, pokud výpočtová teplota nepřekročí hodnotu, při které dochází k tečení materiálu (teplota, kdy je pro určení dovoleného namáhání rozhodující mez kluzu a mez pevnosti materiálu), obecně pro austenitickou ocel $T=525$ °C.

Z výše uvedeného důvodu neuvažujeme $p_E =$ dovolený přetlak v elastickém oboru.

Pak $p_p = p$.

Dovolený vnější přetlak je 39,76 MPa a maximální pracovní přetlak je 27,5 MPa. Dimenzování je tedy dostatečné.

8.2 Výpočet sil působících na kuželku a vřetenno

V této výpočtové části budou stanoveny síly, které působí na hlavní kuželku, obtokovou kuželku a vřetenno. Bude zde taky stanovena třecí síla, která vzniká mezi ucpávkou a vřetenem a síla od pružiny, která má zajistit bezpečné zavření kuželky.

Aerodynamické síly působí na hlavní kuželku a jsou stanoveny v závislosti na plochách, kde působí odpovídající tlaky.

Na Obr 5-48 jsou vyznačeny tlaky, které působí na jednotlivé části systému odlehčeného ventilu.

Popis jednotlivých (statických) tlaků:

p_0 – tlak vstupní

p_V – tlak výstupní z difuzoru

p_1 – tlak působící v komoře 1

p_2 – tlak působící v komoře 2

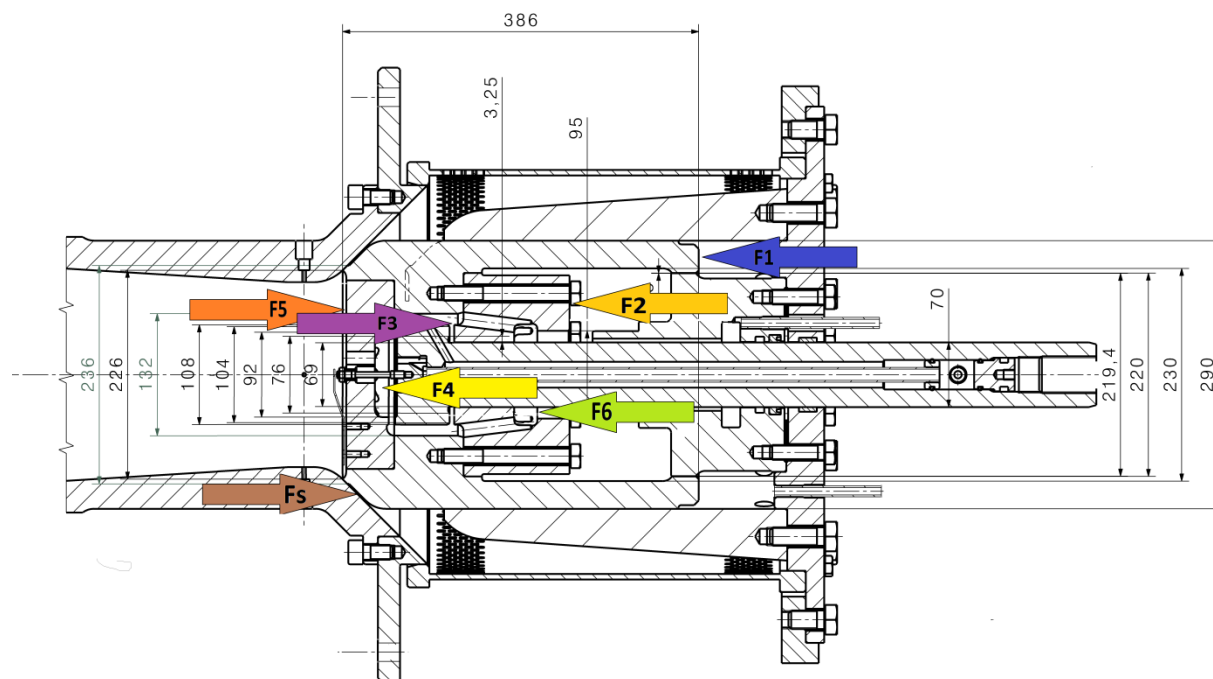
p_3 – tlak působící v propojovacím systému

p_4 – tlak působící v oblasti pod obtokovou kuželkou

p_5 - tlak působící na dno kuželky

p_h – tlak v hrdle difuzoru

p_S – tlak v sedle difuzoru



Obr. 8-2 Rozložení sil

Na Obr. 8-2 jsou vidět síly, které jsou vyvozeny od tlaků v jednotlivých částech ventilu. Na Obr. 8-3 jsou zakresleny rozměry, které jsou uvažovány ve výpočtech sil.

Výslednice aerodynamických sil:

$$F_{stab} = F_1 - F_S + F_2 + F_6 + F_4 - F_5 - F_3$$

rov. 8-5

Tato celková síla působící na kuželku, která je součtem jen aerodynamických sil, se nazývá stabilizační síla.

Výslednice sil F_{servo} , které působí na servopohon od všech členů celého zařízení. Tuto sílu musí vyvinout servopohon ke zdvihu kuželky.

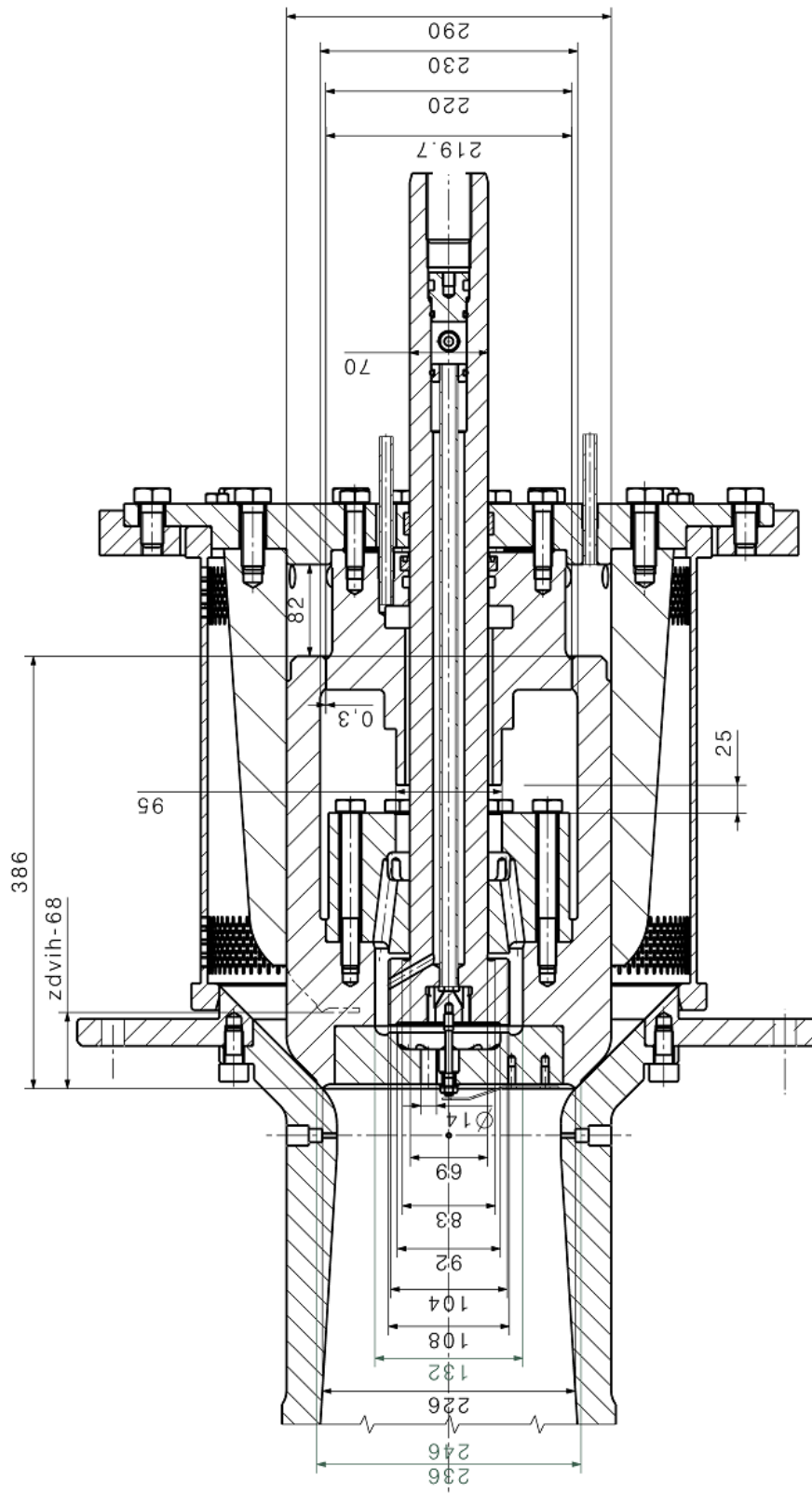
$$F_{servo} = F_{stab} + F_k + F_T$$

rov. 8-6

$$F_{servoM} = 1,1(F_{stab} + F_k + F_T)$$

rov. 8-7

F_{servoM} je výslednice od aerodynamických sil F_{servo} s koeficientem 1,1.



Obř. 6-4 Detail rozměrů na uvážovaném díle RV

Nejprve bude spočtena síla $F_{stabmax}$, která vzniká od jmenovitého tlaku admisní páry na celý ventil, tj. i obtokový. Tato síla vzniká při stavu ventilu 0-0. Tlak páry uvnitř ventilu je stejný, je to tlak admisní páry p_0 . Pro nalezení této síly se vzorec výše upraví a zjednoduší na následující tvar.

$$F_{stabmax} = \frac{p_0 \pi (D_{S2}^2 - d^2)}{4} \quad \text{rov. 8-8}$$

$$F_{stabmax} = \frac{25 \cdot \pi (246^2 - 70^2)}{4} \quad \text{rov. 8-9}$$

$$F_{stabmax} = 1092017,6 \text{ N} \quad \text{rov. 8-10}$$

Vnější průměr dosedací plochy kuželky $D_{S2} = 246$ mm.

Průměr vřetena $d = 70$ mm

$p_0 = 25$ MPa.

Tato síla je zvětšena o koeficient 1,1, jenž udává poměr páry, o který by mohla být admisní pára vnikající do ventilu zvětšena.

Síla $F_{stabmaxM}$ je dána:

$$F_{stabmaxM} = 1,1 F_{stabmax} \quad \text{rov. 8-11}$$

$$F_{stabmaxM} = 1,1 \cdot 1092017,6 \text{ N} \quad \text{rov. 8-12}$$

$$F_{stabmaxM} = 1201219,4 \text{ N} \quad \text{rov. 8-13}$$

Nyní budou spočteny jednotlivé síly vyvozené od tlaků v jednotlivých částech ventilu. Ventil je ve stavu 0, kdy hlavní kuželka je zavřená, ale obtoková je otevřená. Do turbíny vniká odlehčujícím systémem malé množství páry.

Poměry tlaků v komorách (výsledy z CFD, Tab. 5-2) jsou následující:

$$p_1/p_0 = 0,9979 \doteq 1$$

$$p_2/p_0 = 0,1511 \doteq p_6/p_0$$

$$p_3/p_0 = 0,1250$$

$$p_4/p_0 = 0,0967$$

$$p_5/p_0 = 0,0131$$

$$p_s = p_1 = 25 \text{ MPa}$$

F_1 = síla páry od tlaku p_1 na kuželku

$$F_1 = \frac{p_1 \pi (D_2^2 - D_p^2)}{4} \quad \text{rov. 8-14}$$

$$F_1 = \frac{25\pi(290^2 - 219,7^2)}{4} \quad \text{rov. 8-15}$$

$$F_1 = 703557,9 \text{ N} \quad \text{rov. 8-16}$$

Vnější průměr kuželky $D_2 = 290$ mm.

Střední průměr mezikruhové mezery přítěžování $D_p = D_1 - 0,5 \cdot 2 \cdot s_1 = 220 - 0,5 \cdot 2 \cdot 0,3 = 219,7$ mm

Šířka štěrbin $s_1 = 0,3$ mm.

Vnitřní průměr kuželky $D_1 = 220$ mm.

F_s = síla páry od tlaku p_s na kuželku

$$F_s = \frac{p_s \pi (D_2^2 - D_{s1}^2)}{4} \quad \text{rov. 8-17}$$

$$F_s = \frac{25\pi(290^2 - 226^2)}{4} \quad \text{rov. 8-18}$$

$$F_s = 648424,7 \text{ N} \quad \text{rov. 8-19}$$

Vnitřní průměr dosedací plochy kuželky $D_{s1} = 226$ mm.

F_2 = síla páry od tlaku p_2 na vnitřní část odlehčení

$$F_2 = \frac{p_2 \pi (D_p^2 - D_u^2)}{4} \quad \text{rov. 8-20}$$

$$F_2 = \frac{0,1511 \cdot 25\pi(219,7^2 - 95^2)}{4} \quad \text{rov. 8-21}$$

$$F_2 = 116432,3 \text{ N} \quad \text{rov. 8-22}$$

Uzavírací průměr vnitřní části odlehčení $D_u = 95$ mm.

F_3 = síla páry od tlaku p_3 na vnitřní části odlehčení

$$F_3 = \frac{p_3 \pi (D_o^2 - d^2)}{4}$$

rov. 8-23

$$F_3 = \frac{0,125 \cdot 25 \pi (108^2 - 70^2)}{4}$$

rov. 8-24

$$F_3 = 16613,4 \text{ N}$$

rov. 8-25

Průměr obtokové kuželky $D_o = 108 \text{ mm}$.

F_4 = síla páry od tlaku p_4 na odlehčení

$$F_4 = \frac{p_4 \pi (D_o^2 - 15 \times d_o^2)}{4}$$

rov. 8-26

$$F_4 = \frac{0,0967 \cdot 25 \pi (108^2 - 15 \times 14^2)}{4}$$

rov. 8-27

$$F_4 = 15492,9 \text{ N}$$

rov. 8-28

Průměr děr pod obtokovou kuželkou $d_o = 14 \text{ mm}$.

F_5 = síla páry od tlaku p_5 na dno kuželky

$$F_5 = \frac{p_5 \pi (D_{s1}^2 - 15 \times d_o^2)}{4}$$

rov. 8-29

$$F_5 = \frac{0,0131 \cdot 25 \pi (226^2 - 15 \times 14^2)}{4}$$

rov. 8-30

$$F_5 = 12375,2 \text{ N}$$

rov. 8-31

Průměr obtokové kuželky $D_{s1} = 226 \text{ mm}$.

F_6 = síla páry od tlaku p_6 na vnitřní části odlehčení

$$F_6 = \frac{p_6 \pi (D_u^2 - d^2)}{4}$$

rov. 8-32

$$F_6 = \frac{0,1511.25\pi(95^2 - 70^2)}{4}$$

rov. 8-33

$$F_6 = 12238,6 \text{ N}$$

rov. 8-34

F_{4servo} = síla páry od tlaku p_4 na obtokovou kuželku při zdvihu 0

$$F_{4servo} = \frac{p_4\pi D_o^2}{4}$$

rov. 8-35

$$F_{4servo} = \frac{0,0967.25\pi 108^2}{4}$$

rov. 8-36

$$F_{4servo} = 22146,4 \text{ N}$$

rov. 8-37

F_d = síla páry od tlaku p_4 na vřeteno při zdvihu 0

$$F_d = \frac{p_4\pi d^2}{4}$$

rov. 8-38

$$F_d = \frac{0,0967.25\pi 70^2}{4}$$

rov. 8-39

$$F_d = 9303,6 \text{ N}$$

rov. 8-40

F_v = maximální síla na vřeteno od tlaku p_0 , pro dimenzování pružin

$$F_v = \frac{p_0\pi d^2}{4}$$

rov. 8-41

$$F_d = \frac{25\pi 70^2}{4}$$

rov. 8-42

$$F_d = 96211,3 \text{ N}$$

rov. 8-43

F_{vmax} = maximální síla na vřeteno od tlaku p_0 s koeficientem 1,1, pro dimenzování pružin

$$F_v = \frac{1,1p_0\pi d^2}{4}$$

rov. 8-44

$$F_d = \frac{1,1.25\pi 70^2}{4}$$

rov. 8-45

$$F_d = 105832,4 \text{ N}$$

rov. 8-46

F_T = třecí síla v ucpávce

$$F_T = \frac{\pi db p_s \left(1 - e^{-\frac{2\mu kl}{b}}\right)}{2}$$

rov. 8-47

$$F_T = \frac{\pi \cdot 70 \cdot 10 \cdot 44 \left(1 - e^{-\frac{2 \cdot 0,09 \cdot 60}{10}}\right)}{2}$$

rov. 8-48

$$F_T = 31950,7 \text{ N}$$

rov. 8-49

Předepínací tlak v ucpávce $p_s = 1,6 \cdot p_1 = 44 \text{ MPa}$.

Koeficient tření koeficient přenosu $\mu \cdot k = 0,09$.

Délka ucpávky $l = 60 \text{ mm}$.

Výška ucpávkového kroužku $b = 10 \text{ mm}$.

Počet ucpávkových kroužků $l/b = 6$.

F_k = síla pružiny

$$F_k = s_{F1}(F_T + F_{Vmax})$$

rov. 8-50

$$F_k = 1,2(31950,7 + 105832,4)$$

rov. 8-51

$$F_k = 165339,7 \text{ N}$$

rov. 8-52

Součinitel síly pružiny $s_{F1} = 1,2$.

F_{stab} – Síla, která je vyvíjena od aerodynamických sil na kuželku

$$F_{stab} = F_1 - F_S + F_2 + F_6 + F_4 - F_5 - F_3$$

rov. 8-53

$$F_{stab} = 703557,9 - 648424,7 + 116432,4 + 12238,7 + 16492,9 - 12375,2 - 16613,4$$

rov. 8-54

$$F_{stab} = 171308,5 \text{ N}$$

rov. 8-55

F_{servo} – Síla, kterou musí vyvinout servopohon ke zdvihu kuželky

$$F_{servo} = F_{stab} + F_T + F_k \quad \text{rov. 8-56}$$

$$F_{servo} = 171308,5 + 31950,7 + 165339,7 \quad \text{rov. 8-57}$$

$$F_{servo} = 368598,9 \text{ N} \quad \text{rov. 8-58}$$

F_{servoM} – Síla s koeficientem 1,1, kterou musí vyvinout servopohon ke zdvihu kuželky

$$F_{servoM} = 1,1(F_{stab} + F_T + F_k) \quad \text{rov. 8-59}$$

$$F_{servoM} = 1,1(171308,5 + 31950,7 + 165339,7) \quad \text{rov. 8-60}$$

$$F_{servoM} = 405458,85 \text{ N} \quad \text{rov. 8-61}$$

Celková síla, kterou musí vyvinout servopohon ke zdvihu kuželky, se dá také označit jako „utrhávací“ síla. Tato síla je nutná pro zvednutí kuželky ze zavřeného stavu „0“. Síla je zde maximální a z toho důvodu musí být servomotor, zvedající kuželku, na tuto sílu dimenzován.

8.3 Kontrola dosedací plošky hlavní kuželky

F_{Cmax} = Síla v sedle kuželky při zavření ventilu

$$F_{Cmax} = F_{stabmaxM} + F_k \quad \text{rov. 8-62}$$

$$F_{Cmax} = 1201219,4 + 165339,74 \quad \text{rov. 8-63}$$

$$F_{Cmax} = 1366559,1 \text{ N} \quad \text{rov. 8-64}$$

Označme S_T = Těsnicí plocha kuželky

$$S_T = \frac{\pi (D_T^2 - d_T^2)}{4} \quad \text{rov. 8-65}$$

$$S_T = \frac{\pi (246^2 - 226^2)}{4} \quad \text{rov. 8-66}$$

$$S_T = 7414,16 \text{ mm}^2 \quad \text{rov. 8-67}$$

Velký těsnicí průměr kuželky $D_T = 246$ mm.

Malý těsnicí průměr kuželky $d_T = 226$ mm.

p_{max} = Měrný tlak v sedle kuželky

$$p_{max} = \frac{F_{Cmax}}{S_T} \quad \text{rov. 8-68}$$

$$p_{max} = \frac{1366559,1}{7414,16} \quad \text{rov. 8-69}$$

$$p_{max} = 184,32 \text{ MPa} \quad \text{rov. 8-70}$$

k_{Re} = Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu při teplotě 565 °C

$$k_{Re} = \frac{R_{eHt}}{p_{max}} \quad \text{rov. 8-71}$$

$$k_{Re} = \frac{385}{184,32} \quad \text{rov. 8-72}$$

$$k_{Re} = 2,09 \quad \text{rov. 8-73}$$

Koeficient k_{Re} musí mít minimálně hodnotu 2 [14]. Z tohoto důvodu je dimenzování dostatečné.

Uvažovaná nejvyšší teplota páry $t_{max} = 565$ °C.

Materiál vřetena: ocel Cr-Mo-V (X19CrMoNbVN11-1).

Mez kluzu při dané teplotě $R_{cHt} = 385$ MPa.

k_{mT} = Koeficient bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení

$$k_{mT} = \frac{R_{mT} \cdot 10^4}{p_{max}} \quad \text{rov. 8-74}$$

$$k_{mT} = \frac{246}{184,32} \quad \text{rov. 8-75}$$

$$k_{mT} = 1,33 \quad \text{rov. 8-76}$$

Mez pevnosti při tečení $R_{mT} \cdot 10^4 = 246$ MPa.

Koeficient k_{mT} musí mít minimálně hodnotu 1 [14]. Z tohoto důvodu je dimenzování dostatečné.

Průmět dosedací plochy 10 mm vyhovuje z bezpečnostního hlediska a nehrozí při provozu regulačního ventilu k otláčení dosedací plochy.

8.4 Kontrola sedla v difuzoru

Kontrola na otláčení dosedací plochy kuželky byla provedena v odstavci 8.3. Výpočet pro tlakové namáhání musí být proveden také na druhé kontaktní ploše, a tím je sedlo difuzoru v místě dotyku.

Difuzor je vyroben z materiálu P91 (ocel 1.4903 X10CrMoVNb9-1), který má nižší mechanické vlastnosti. Z toho důvodu byl jako dosedací plocha pod kuželkou zvolen návar ze stejného materiálu jako kuželka, jedná se o ocel 1.4913 X19CrMoNbVN11-1. Kontaktní plocha v sedle difuzoru je stejně velká jako kontaktní plocha v kuželce, proto se nemusí provádět pevnostní analýza tohoto materiálu.

8.5 Kontrola vnitřní - obtokové kuželky

V obtokové kuželce vlivem velice úzkých štěrbin dochází ke škrcení páry, k velkému snížení vstupního tlaku páry a tím pádem k tlakové ztrátě. Vnitřní kuželka je proto vystavena nižším tlakům a z tohoto důvodu nemusí být dosedací plocha obtokové kuželky a pod obtokovou kuželkou rozměrná. Není proto nezbytně nutné provádět pevnostní výpočty na tuto funkční plochu.

Z hlediska pevnostního je však zajímavá plocha, která se uplatňuje při otevírání vnější kuželky. Pomocí této plochy je manipulováno s celou pohyblivou částí ventilu. Kontrola bude tedy provedena na otláčení této funkční plochy a na namáhání vřetena v zápichu za obtokovou kuželkou.

S_{OS} = Těsnicí plocha obtokové kuželky

$$S_{OS} = \frac{\pi (D_{OS}^2 - d_{OS}^2)}{4} \quad \text{rov. 8-77}$$

$$S_{OS} = \frac{\pi (104^2 - 83^2)}{4} \quad \text{rov. 8-78}$$

$$S_{OS} = 3084,26 \text{ mm}^2 \quad \text{rov. 8-79}$$

Velký těsnicí průměr kuželky $D_{OS} = 104$ mm.

Malý těsnicí průměr kuželky $d_{OS} = 83$ mm.

p_{kmax} = Měrný tlak v kontaktní ploše obtokové kuželky

$$p_{kmax} = \frac{F_{kmax}}{S_O} \quad \text{rov. 8-80}$$

$$p_{kmax} = \frac{171308,5}{3084,26}$$

rov. 8-81

$$p_{kmax} = 55,54 \text{ MPa}$$

rov. 8-82

Síla v kontaktní ploše kuželky při otevírání $F_{kmax} = F_{stab}$

k_{Re2} = Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu při dané teplotě

$$k_{Re2} = \frac{R_{eHt}}{p_{kmax}}$$

rov. 8-83

$$k_{Re2} = \frac{385}{55,54}$$

rov. 8-84

$$k_{Re2} = 6,93$$

rov. 8-85

Mez kluzu při dané teplotě $R_{eHt} = 385 \text{ MPa}$.

Uvažovaná nejvyšší teplota páry $t_{max} = 565 \text{ °C}$.

Materiál vřetena: ocel 1.4913 X19CrMoNbVN11-1.

Koeficient k_{Re2} musí být minimálně 2 [14]. Z tohoto důvodu je dimenzování dostatečné.

k_{mT2} = Koeficient bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení

$$k_{mT2} = \frac{R_{mT} \cdot 10^4}{p_{kmax}}$$

rov. 8-86

$$k_{mT2} = \frac{246}{55,54}$$

rov. 8-87

$$k_{mT2} = 4,43$$

rov. 8-88

Koeficient k_{mT2} musí být minimálně 1 [14]. Z tohoto důvodu je dimenzování dostatečné.

σ = Namáhání vřetena v zápichu za kuželkou

$$\sigma = \frac{F_{stab}}{\frac{\pi (d-1)^2}{4}}$$

rov. 8-89

$$\sigma = \frac{171308,5}{\frac{\pi (70 - 1)^2}{4}}$$

rov. 8-90

$$\sigma = 45,16 \text{ MPa}$$

rov. 8-91

k_{KRe} = Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu při dané teplotě

$$k_{KRe3} = \frac{R_{eHt}}{\sigma}$$

rov. 8-92

$$k_{KRe3} = \frac{385}{45,16}$$

rov. 8-93

$$k_{KRe3} = 8,53$$

rov. 8-94

Koeficient k_{KRe3} bezpečnosti musí být minimálně 3 [14]. Z tohoto důvodu je dimenzování dostatečné.

8.6 Kontrola šroubového spojení uvnitř kuželky

Šroubová spojení, která se nachází uvnitř systému odlehčení, jsou brána jako předepjaté spoje. Jsou zatěžována silou, která je maximální při maximálním zdvihu (6 mm) malé kuželky, která v této poloze otevírá velkou kuželku. V této části bude stanovena bezpečnost maximálního zatížení šroubového spoje.

$F_{\dot{s}max}$ = Maximální zatížení šroubu

$$F_{\dot{s}max} = \frac{(1 + \psi)F_{max}}{m}$$

rov. 8-95

$$F_{\dot{s}max} = \frac{(1 + 0,5)171308,5}{12}$$

rov. 8-96

$$F_{\dot{s}max} = 21413,56 \text{ N}$$

rov. 8-97

Maximální zatěžující síla $F_{max} = F_{kmax} = 171308,5 \text{ N}$.

Bezpečnost proti odlehnutí $\psi = 0,5$ (0,5-1,5).

Počet šroubů $m = 12$.

$S_{\dot{s}min}$ = Minimální průřez jádra závitu

$$S_{\dot{s}min} = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad \text{rov. 8-98}$$

$$S_{\dot{s}min} = \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4} \quad \text{rov. 8-99}$$

$$S_{\dot{s}min} = 144,12 \text{ mm}^2 \quad \text{rov. 8-100}$$

Nejmenší průměr dřívku šroubu $d_3=13,546$ mm (M16).

σ_t = Napětí v jádře šroubu

$$\sigma_t = \frac{F_{\dot{s}max}}{S_{\dot{s}min}} \quad \text{rov. 8-101}$$

$$\sigma_t = \frac{21413,56}{144,12} \quad \text{rov. 8-102}$$

$$\sigma_t = 148,59 \text{ MPa} \quad \text{rov. 8-103}$$

k_{Re4} = Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu při dané teplotě

$$k_{Re4} = \frac{\sigma_d}{\sigma_t} \quad \text{rov. 8-104}$$

$$k_{Re4} = \frac{385}{148,59} \quad \text{rov. 8-105}$$

$$k_{Re4} = 2,59 \quad \text{rov. 8-106}$$

Mez kluzu v tahu při dané teplotě 565 °C: $R_p 0,2 = 385$ MPa.

Mez bezpečnosti k_{Re4} je nad minimální hodnotou 2,5 [15] a z toho důvodu dimenzování vyhovuje.

k_{mT4} = Koeficient bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení

$$k_{mT4} = \frac{R_{mT} \cdot 10^4}{\sigma_t} \quad \text{rov. 8-107}$$

$$k_{mT4} = \frac{412}{148,59}$$

rov. 8-108

$$k_{mT4} = 1,66$$

rov. 8-109

Mez bezpečnosti k_{mT4} je nad minimální hodnotou 1,5 [14] a z toho důvodu je dimenzování součásti dostatečné.

8.7 Závěr pevnostního dimenzování

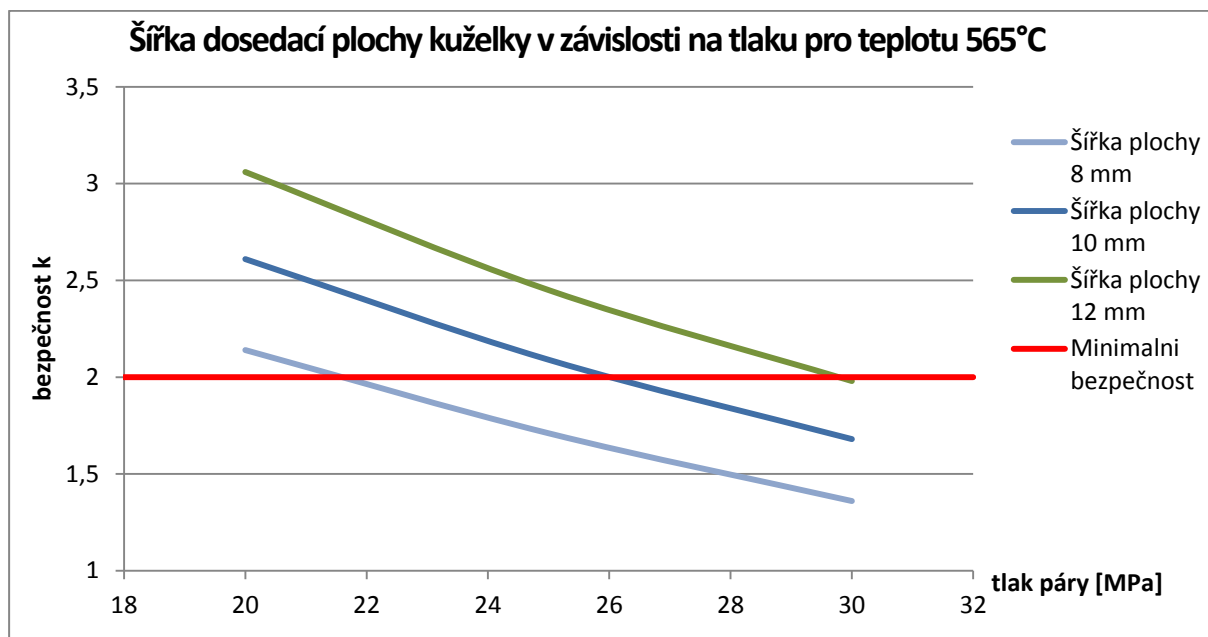
V kapitole 8 byla provedena pevnostní kontrola několika částí regulačního ventilu, jedná se jmenovitě o hlavní kuželku namáhanou na vnější přetlak, dosedací plochu hlavní kuželky namáhanou na otláčení, sedlo difuzoru namáhané na otláčení, obtokovou kuželku namáhanou na tah i tlak, šroubové spojení namáhané na tah.

Po přepočítání všech hodnot navrhuji zvětšit průmět dosedací plochy z 5 mm (návrh) na 10 mm. Konstrukční návrh by s původní hodnotou průmětu 5 mm nesplňoval bezpečnost. Při jeho použití by byla velká pravděpodobnost změny mechanických vlastností materiálu a při zadaných provozních parametrech páry by mohlo dojít k otláčení kuželky. To znamená zhoršené doléhání plochy kuželky do sedla difuzoru. Těsnost ploch by poté nebyla zaručena a pára by mohla nekontrolovatelně proudit až do turbíny, kde by mohlo dojít k jejímu poškození.

U šroubového spojení navrhuji zvýšit počet šroubů na dvojnásobek předpokládaného počtu, tj. z 6 kusů na 12. Teprve poté je zaručena bezpečnost spoje. Konstrukční návrh tohoto RV nebyl podroben finálnímu testu na mechanickou odolnost, a proto mohlo dojít k výše uvedeným zjištěním.

V těchto výpočtech nebyl RV podroben výpočtům na délkovou roztažnost. Je to z toho důvodu, že materiály byly zvoleny takové, které mají stejnou délkovou roztažnost, a tudíž nedochází při provozních teplotách k pnutí mezi různými materiály a ke vzniku deformací.

Výstupem z kapitoly 8 je graf Gr. 8-1, který názorně zobrazuje možnost použití dosedací plochy o určité velikosti v závislosti na tlaku admisní páry. Na ose x je tlak páry, na ose y je zobrazena mez bezpečnosti k . Nad hodnotou 2 meze bezpečnosti je bezpečné dosedací plochu o určité velikosti použít. Pod hodnotou 2 již není splněna bezpečnostní podmínka. Graf je platný v rozsahu 20-30 MPa pro konstantní teplotu páry 565 °C. Tyto hodnoty páry od 25 MPa jsou již nadkritické a sledují nové trendy ve výstavbách parních turbosoustrojí.



Gr. 8-1 Graf použitelnosti velikosti dosedací plochy kuželky

9 Výrobní výkres kuželky ventilu

Pro navržnutí výrobního výkresu kuželky ventilu byly využity podklady, které byly poskytnuty Škoda Power pro sestavení výpočtového modelu. Při návrhu výrobního výkresu musely být upraveny rozměry tak, aby vyhovovali rozměrům díla. Do návrhu byly promítnuty i získané znalosti z kapitoly 8, kde bylo provedeno pevnostní dimenzování exponovaných částí ventilu a byl navrhnut materiál, z kterého bude kuželka vykována. Jedná se o materiál ocel Cr-Mo-V (X22CrMoV12-1;1.4923).

Technologie výroby kuželky byla konzultována s akademickými zaměstnanci Západočeské univerzity a po bedlivém zvážení všech možných variant bylo přistoupeno k výrobě technologií protlačováním. S touto technologií by mělo být možné kuželku vyrobit s nízkými výrobními náklady, také z důvodu velmi malého přídatku a za přijatelnou dobu.

Výrobní výkres je označen jako Příloha 1, DP – 01 a je přiložen k této diplomové práci.

10 Závěr

V této práci byla provedena numerická simulace 3D proudění odlehčeným regulačním ventilem konstrukčního provedení Škoda Power. Řešení problému bylo komplexní, od přípravy geometrie, přes preprocesor až do finálního řešení s analýzou výsledků. Výstupem této práce je silová charakteristika ventilu, která vystihuje velikosti aerodynamických sil, které působí na odlehčený regulační ventil v závislosti na určitém tlakovém poměru. Tlakový poměr byl zvolen takový, aby se co nejvíce přibližoval charakteristice regulačního ventilu. Výsledky této práce byly porovnány s experimentálními, získanými při měření na geometrii totožné s geometrií, která byla podrobena numerickým simulacím.

Z výsledků vyplývá několik zjištění a doporučení pro numerické simulace takto složitého charakteru a geometrie. Řešení 3D simulace bylo aplikováno na složitý typ geometrie, ve které se objevují z inženýrského hlediska dosud ne detailně popsané části. Jedná se o velmi úzké štěrby, se kterými doposud nejsou velké zkušenosti na poli numerických simulací. Analýzu výsledků s ohledem na toto kritérium nebylo možné vyhotovit, a to z důvodu nemožnosti přímého porovnání vyrobeného kusu ventilu s výkresovou dokumentací. Jakákoliv odchylka v těchto geometricky důležitých částech, jako jsou štěrby a odlehčení, má na charakter proudění podstatný vliv. Navzdory výše popsanému problému je možno s touto aplikací při simulování podobných situací počítat. Pomocí ní je možné vystihnout průběh silové charakteristiky, která se bude uvedeným situacím nějakými kritérii podobat.

Při simulaci bylo také potvrzeno, jak velkou roli může hrát kvalita připravené sítě v preprocesoru. Proto je nutné dbát na správnou přípravu sítě, zvláště při těchto složitých aplikacích. Mezi další zjištění týkající se simulovaného modelu patří vysoká citlivost na tlak páry za ventilem. Odchylka v řádu 1 % znamenala deseti procentní nárůst či úbytek síly působící na kuželku. Při simulování byla také objevena místa s nestacionárními projevy v proudění. Jedná se konkrétně o zdvih 2 mm, kdy proud páry ani nepřilne na vnitřní strany difuzoru. Námětem k řešení tohoto problému je ve změně řešení proudění na nestacionární. Tím se ale úloha rapidně komplikuje.

Dalším úkolem v diplomové práci bylo provedení kontroly dosedací plochy kuželky na otláčení. Pevnostní kontrola zde obsažená zkoumá nejen možnost otláčení, ale i pevnost dalších částí odlehčeného ventilu, které jsou také pevnostně velmi zatěžovány. Jedná se například o šrouby či o obtokovou kuželku zatíženou na tah. Výsledkem pevnostního dimenzování je zjištění nedostatečné pevnosti materiálu a poddimenzování dosedací plochy. Výstupem této kontroly je návrh na zdvojnásobení dosedací plochy, která teprve poté splňuje mez bezpečnosti a dále zvětšení množství šroubů taktéž na dvojnásobek. Po těchto úpravách zkoumané části pevnostně vyhovují.

Posledním úkolem diplomové práce bylo nakreslení detailu kuželky ventilu, konkrétně jeho výrobní výkres. Výroba zmíněné kuželky byla zvolena technologií protlačováním, kdy se veškerý materiál formuje na jeden zdvih. Výhodou této technologie jsou také malé přídavky na materiál.

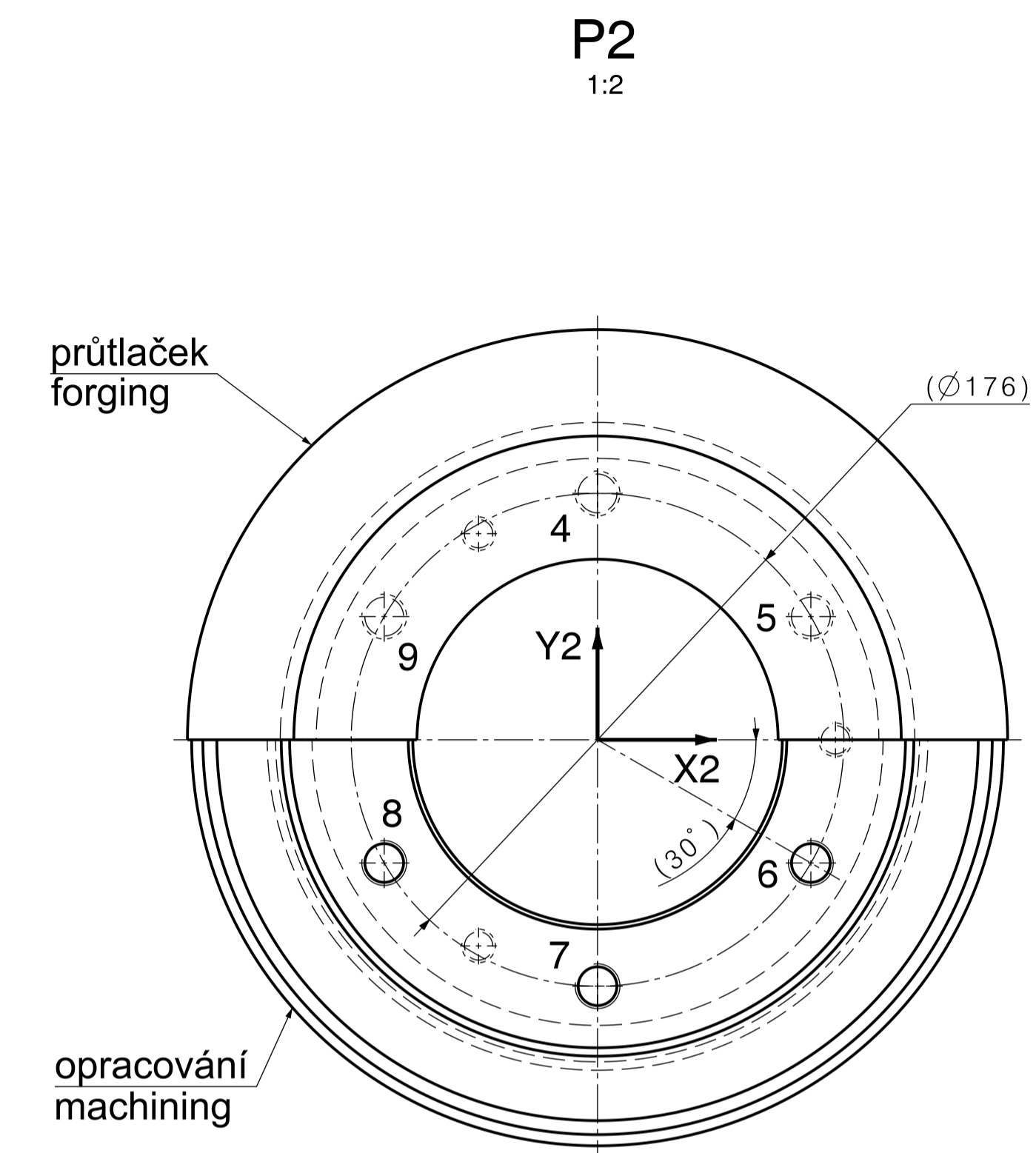
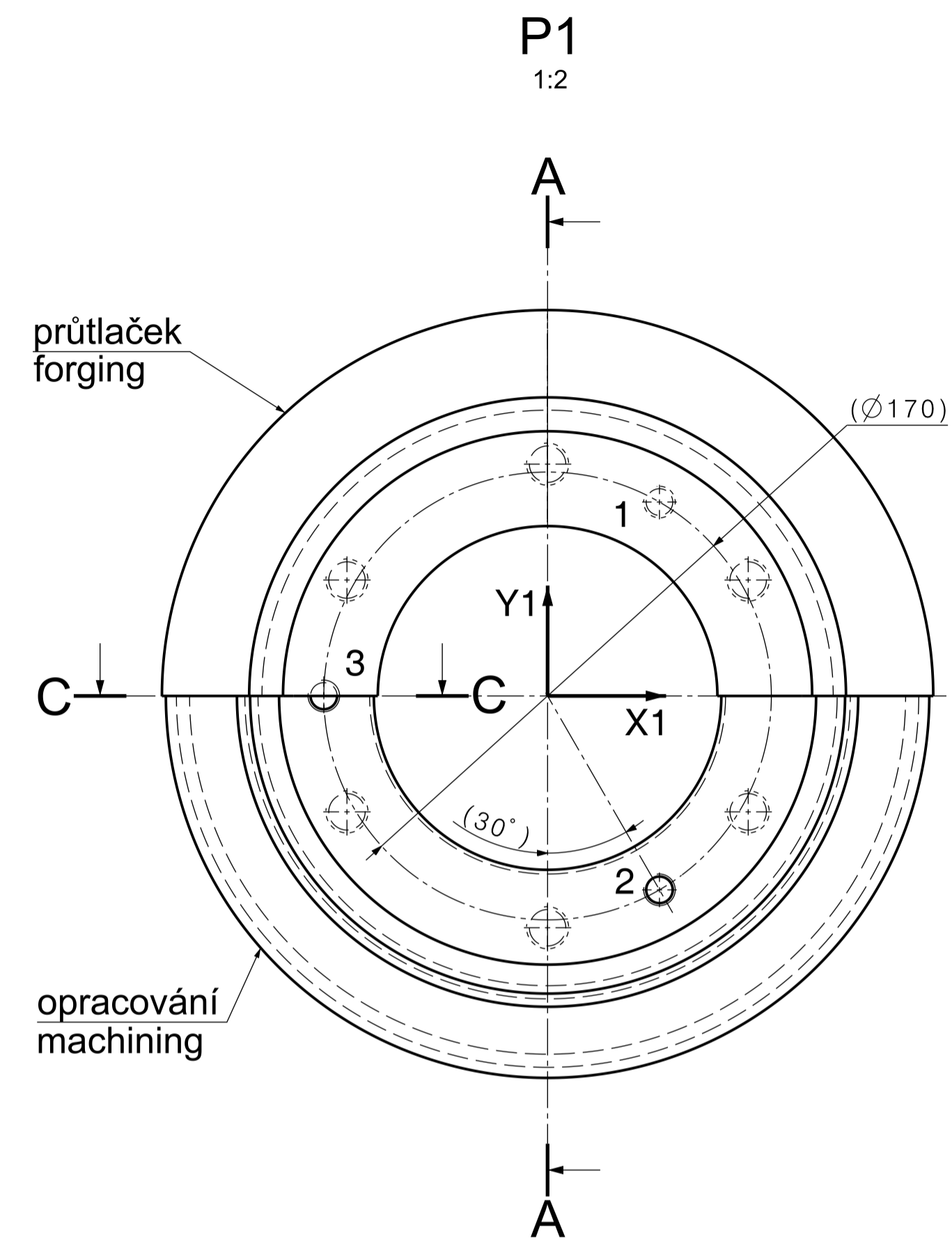
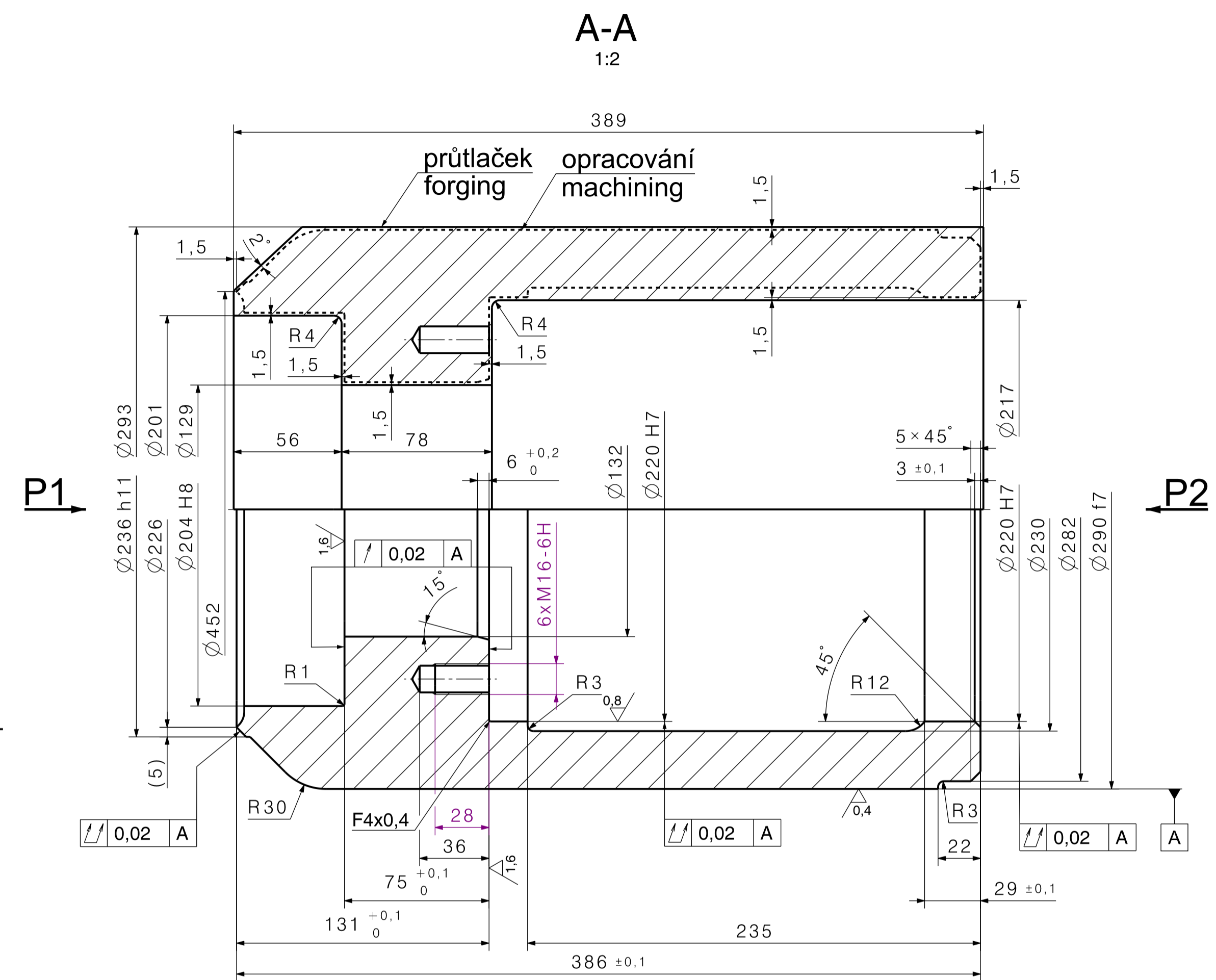
11 Použité zdroje informací

- [1] TAJČ, L., BEDNÁŘ, L., SYNÁČ, J. *Regulační ventily pro turbínu 1000 MW*, výzkumná zpráva ŠKODA, VZTP 0923, 2002
- [2] TAJČ, L., BEDNÁŘ, L., DOSKOČILOVÁ, M., KREJČÍK, J. *Regulační ventily parních turbín*, výzkumná zpráva ŠKODA, VZTP 0974, 2005
- [3] JIRKA, L. *Výpočtová studie proudění páry regulačním ventilem*, diplomová práce ZČU KKE, 2007
- [4] MAREŠ, R. *Kapitoly z termomechaniky*, Plzeň, MDT 536.7, 2008
- [5] HAJŠMAN, J. *Výpočet průtokové charakteristiky ventilu s různými vstupními průměry sedla*, diplomová práce ZČU KKE, 2011
- [6] MATAS, R. *Numerické simulace proudění v regulačních ventilech s interakcemi*, disertační práce, Plzeň, 2003
- [7] YONG H. Y., KUNE Y. S. *Engineering analysis of mass flow rate for turbine system control and design*, Nucelar Engineering and Design 241 (2011), 4061 - 4078
- [8] BEČVÁŘ, J. *Tepelné turbíny*, SNTL, Praha, MDT 621.165, 1968
- [9] ŠŤASTNÝ, M. *Návrh průtočné části parních ventilů*, výzkumná zpráva ŠKODA, VZTP 0837, 1996
- [10] KLEMSA, J. *Regulační a automatizační technika*, skripta, elektronický formát, Plzeň, 2010
- [11] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin Fluent,CFX*, elektronická skripta VSB-TU, Ostrava, 2008
- [12] Škorpík, J. *Transformační technologie* [online]. VUT Brno od r. 2006, 2012 [cit. 2012-05-5]. Dostupný z www: < <http://www.transformacni-technologie.cz/> >.
- [13] LINHART, J. *Mechanika tekutin – učební texty*, skriptum ZČU, Plzeň, 2008
- [14] Dle interních podkladů Škoda Power a.s. či ústního sdělení zaměstnanců Škoda Power a.s.
- [15] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů – 1. svazek*, SNTL, Praha, 1989
- [16] Data z měření prováděných společností Škoda Power a.s.
- [17] TZB-info, Topinfo s.r.o [online]. 2001, 2012 [cit. 2012-20-5]. Dostupný z www: < <http://www.tzb-info.cz/> >.

12 Seznam příloh

Příloha 1	DP - 01	Výrobní výkres hlavní kuželky ventilu
Příloha 2	DP - 02	Textový dokument sloužící k nastavení programu Fluent
Příloha 3	DP - 03	Textový dokument sloužící k získání hodnot tlaků v programu Fluent

√ Ra 12,5 (√)

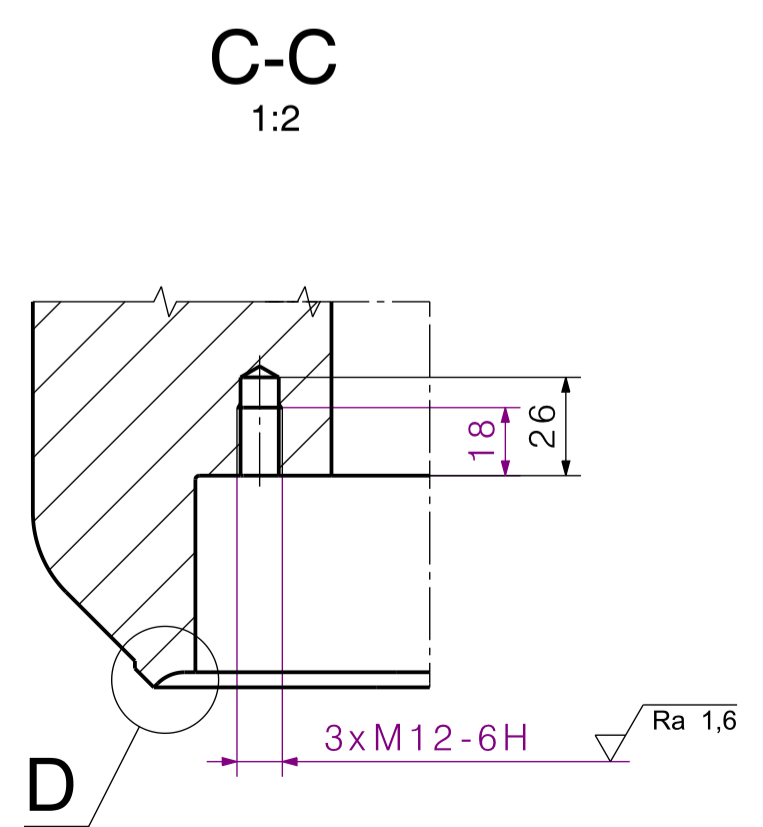
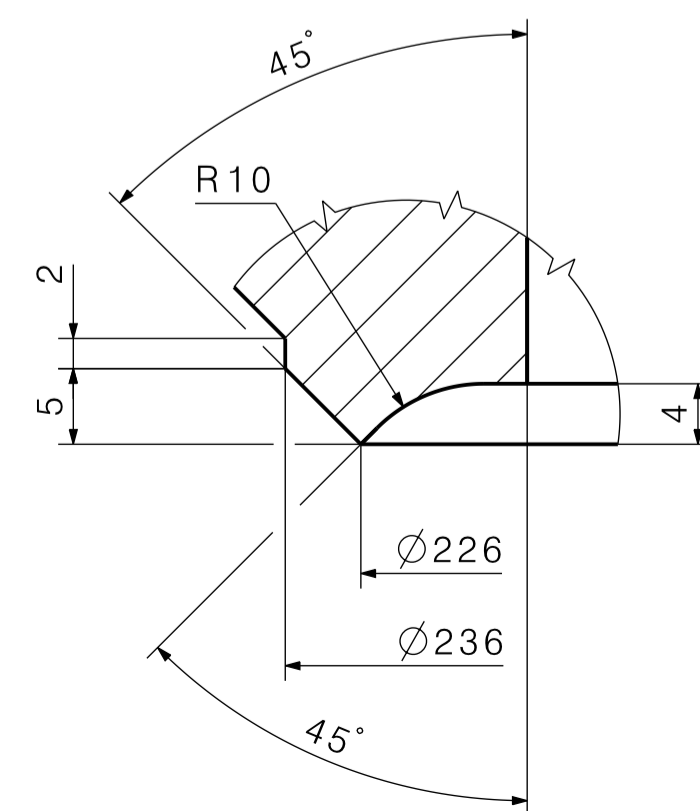
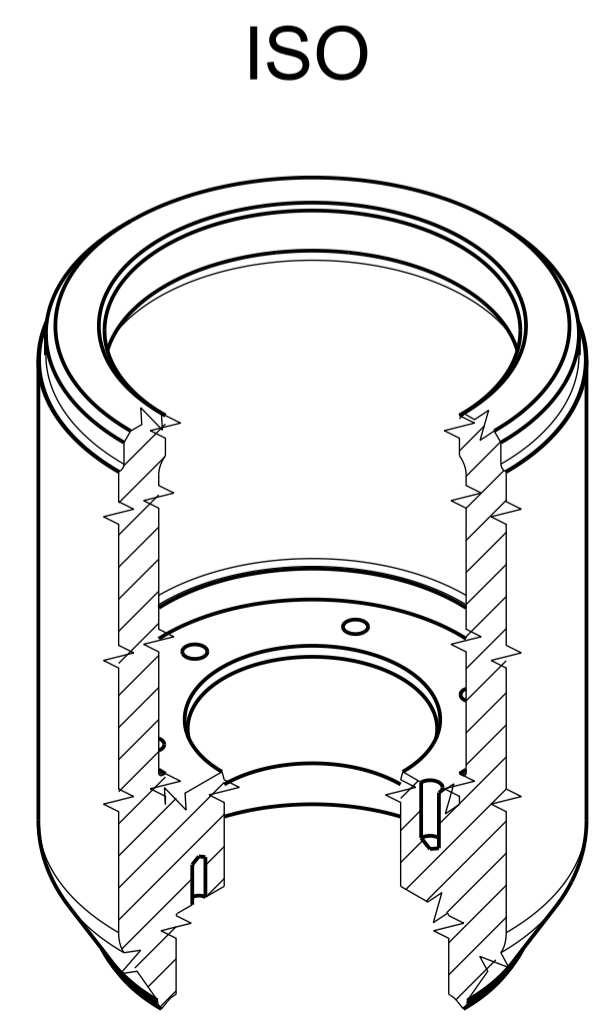


Tabulka 1 - Souřadnice otvorů
Table no. 1 - Coordinates of holes

REF.	1	2	3
+X1 ±0,3	21.25	21.25	-42.5
+Y1 ±0,3	36.81	-36.81	0

Tabulka 2 - Souřadnice otvorů
Table No. 2 - Coordinates of holes

REF.	4	5	6	7	8	9
+X2 ±0,3	0	38,1	38,1	0	-38,1	-38,1
+Y2 ±0,3	44	22	-22	-44	-22	22



ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Nepředepsané tolerance Unspecified tolerances ISO 2768 - mK	Označení drsnosti Roughness designation ISO 1302	Tolerance závřít Thread tolerances ISO 965-1	
Cistá hmotnost Weight NETTO	33,92	Hrubá hmotnost Weight BRUTTO	Materiál konečný Final mat.
Kreslil:	33,92	Materiál výchozí Original mat.	X19CrMoNbVN 1-1
Kontroloval:	33,92		
Technologičnost:	33,92		
Technolog-svařec	33,92		
Schválil:	33,92		
Název:	Kušelka Cone		
Formát Format	Měřítko Scale	List/Listů Sheet/Total	Kusovník Parts List
A2_1	1:1	1 / 1	Č. výkresu DWG. No.
			DP-01
			Ver.

Příloha 2:

DP - 02 Textový dokument sloužící k nastavení programu Fluent

```
rc/storage/brno2/home/strakafra/z10-p10989-vapor-it22-sou/z10-p10989-vapor-it22-
sou.cas.gz
/mesh/scale 1 1 1
/mesh/check
/mesh/quality
/mesh/repair-improve/improve-quality
/mesh/repair-improve/improve-quality
/mesh/repair-improve/improve-quality
/mesh/repair-improve/improve-quality
/mesh/quality
/define/models/energy? yes no no no yes
/define/models/viscous/ke-rng? yes
/define/materials/change-create air water-vapor yes ideal-gas yes constant 1935.8 yes constant
0.045712 yes constant 2.0527e-05 yes 18.562 no no yes
/define/operating-conditions/operating-pressure 0
/define/boundary-conditions/zone-type inlet pressure-inlet
/define/boundary-conditions/zone-type outlet-part-difuzor pressure-outlet
/define/boundary-conditions/zone-type outlet-part-difuzor2 pressure-outlet
/define/boundary-conditions/zone-type outlet-part-difuzor_stred pressure-outlet
/define/boundary-conditions/pressure-outlet outlet-part-difuzor no 1098978 no 600 no yes no
no no yes 5 0.146 no no no
/define/boundary-conditions/pressure-outlet outlet-part-difuzor2 no 1098978 no 600 no yes no
no no yes 5 0.146 no no no
/define/boundary-conditions/pressure-outlet outlet-part-difuzor_stred no 1098978 no 600 no
yes no no no yes 5 0.146 no no no
/define/boundary-conditions/pressure-inlet inlet yes no 1429100 no 1100000 no 600 no yes no
no no yes 5 0.24
/define/models/solver/density-based-implicit yes

/mesh/modify-zones/merge-zones part-difuzor part-difuzor2 part-difuzor_stred ()
/mesh/modify-zones/merge-zones outlet-part-difuzor outlet-part-difuzor2 outlet-part-
difuzor_stred ()
```

```
/mesh/modify-zones/extrude-face-zone-delta outlet-part-difuzor 0.005 0.005 0.005 0.005
0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 () yes
/solve/set/flux-type 0
/solve/set/courant-number 2
/solve/set/gradient-scheme no no
/solve/set/discretization-scheme/amg-c 1
/solve/set/discretization-scheme/k 1
/solve/set/discretization-scheme/epsilon 1
/solve/monitors/residual/plot? yes
/solve/monitors/residual/print yes
/solve/monitors/residual/convergence-criteria 0.0001 0.0001 0.0001 0.0001 0.0001 0.0001
0.0001
/surface/iso-surface/z-coordinate _z-0 () () 0 ()
/surface/iso-surface/x-coordinate _x-550 () () 0.550 ()
/surface/transform-surface _z-0 () 1 0 0 15 0 0 0 0 0 0 _z-0-deg15
/solve/initialize/compute-defaults/pressure-inlet inlet
/solve/initialize/initialize-flow
/solve/initialize/set-fmg 5 0.000001 1200 0.000001 3000 0.000001 7500 0.000001 14000
0.000001 20000 0.75 no
;/solve/initialize/fmg-initialization yes

wcd /storage/brno2/home/strakafra/z10-p10989-vapor-it22-sou/z10-p10989-vapor-it22-sou-
ini.cas.gz
exit
yes
```

Příloha 3:

DP – 03 Textový dokument sloužící k získání hodnot tlaků v programu Fluent

;TLAKY

;tlak v 1k

/report/volume-integrals/volume-avg zone1k () pressure yes "tlaky.vrp" yes

;tlak v 2k

/report/volume-integrals/volume-avg zone2k () pressure yes "tlaky.vrp" yes

;tlak p6 v 2k

/surface/iso-surface/x-coordinate _odber_p6 interior-part-2k_vnic interior-part-2k_vnic2 () ()
0.5385 ()

/report/surface-integrals/vertex-avg _odber_p6 () pressure yes "tlaky.vrp" yes

;tlak p3

/report/volume-integrals/volume-avg part-2k--3k vyvrty part-3k_dolc part-3k_dolc2 part-
3k_propoj () pressure yes "tlaky.vrp" yes

/report/volume-integrals/volume-avg pod_vnikuz () pressure yes "tlaky.vrp" yes

;tlak v hrdle a na stene

/surface/iso-surface/x-coordinate _odber_ph difuzor_za_hrdlem-part-difuzor
difuzor_za_hrdlem-part-difuzor2 () () 0.3801 ()

/surface/iso-surface/x-coordinate _odber_ps wall-part-difuzor_nad wall-part-difuzor_nad2
difuzor_pred_hrdlem-part-difuzor difuzor_pred_hrdlem-part-difuzor2 () () 0.4133 ()

/report/surface-integrals/vertex-avg _odber_ph () pressure yes "tlaky.vrp" yes

/report/surface-integrals/vertex-avg _odber_ps () pressure yes "tlaky.vrp" yes

;TLAKY na KUZ a VRET

;tlak na kuzelku od pB

/report/surface-integrals/vertex-avg kuzelka_dosed_pl-part-difuzor_nad kuzelka_dosed_pl-
part-difuzor_nad2 kuzelka_dosed_pl-part-difuzor_nad:104 kuzelka_dosed_pl-part-
difuzor_nad2:105 () pressure yes "tlaky.vrp" yes

;tlak na kuz od p1

/report/surface-integrals/vertex-avg zone1k_pl_d () pressure yes "tlaky.vrp" yes

;tlak na kuz od p2

/report/surface-integrals/vertex-avg zone2k_pl_d zone2k_plochy_vne () pressure yes
"tlaky.vrp" yes

;tlak na kuz od p3


```
/report/surface-integrals/vertex-avg wall-part-2k--3k vyvrty_pl zone3k-h_str_dolc zone3k-  
dosedploch_h wall-part-3k_dolc wall-part-3k_dolc2 wall-part-3k_propoj () pressure yes  
"tlaky.vrp" yes
```

;tlak na vret od p3

```
/report/surface-integrals/vertex-avg zone3k-dosedploch_d_vret-part-3k_dolc zone3k-  
dosedploch_d_vret-part-3k_dolc2 zone3k-dosedploch_d_vret-part-3k_propoj zone3k-  
mezi_dosedploch_vnit_vret () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```

;tlak na kuz od p4

```
/report/surface-integrals/vertex-avg pod_vnikuz-dosed-pl-proti pod_vnikuz_d_str  
pod_vnikuz-vne-str () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```

;tlak na vret od p4

```
/report/surface-integrals/vertex-avg pod_vnikuzel_dosed-pl pod_vnikuzel-pl  
pod_vnikuzel_vybr-pl () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```

;tlak na dno kuzelky p5

```
/report/surface-integrals/vertex-avg pod_kuzelkou-pl-part-difuzor pod_kuzelkou-pl-part-  
difuzor2 pod_kuzelkou-pl-part-difuzor_stred pod_kuzelkou_-_vybrani-part-difuzor  
pod_kuzelkou_-_vybrani-part-difuzor2 () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```

;tlak pred a za 1st

```
/report/surface-integrals/vertex-avg zone1st_in () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```

```
/report/surface-integrals/vertex-avg zone1st_out () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```

;tlak pred a za 2st

```
:/report/surface-integrals/vertex-avg zone2st_in () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```

```
:/report/surface-integrals/vertex-avg zone2st_out () pressure yes "tlaky.vrp" yes
```