

**Západočeská univerzita v Plzni**

**Fakulta aplikovaných věd**

**Katedra mechaniky**



**ZÁPADOČESKÁ  
UNIVERZITA  
V PLZNI**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Analýza proudového pole stupně parní turbíny se  
zahrnutím vlivu ucpávek**

**Plzeň 2014**

**Vedoucí práce**

**Konzultant**

**Bc. Lenka Fialová**

**doc. Ing. Jan Vimmr, Ph.D.**

**Ing. Jan Bílek**

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předkládanou diplomovou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla všechny zdroje informací a literatury, ze které jsem čerpala.

V Plzni, dne

.....

podpis

## Poděkování

Nejprve bych chtěla poděkovat vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Janu Vimmrovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce a za cenné rady.

Dále bych chtěla poděkovat celému CFD oddělení ve společnosti DOOSAN ŠKODA POWER za přátelské a povzbuzující pracovní prostředí, za cenné rady a zkušenosti, které mi během mého dosavadního působení v tomto oddělení předali. Zvláště bych chtěla poděkovat za poskytnuté rady při tvorbě této práce konzultantovi Ing. Janu Bílkovi a za pomoc při tvorbě geometrie a sítě Vítězslavu Vaníčkovi.

V neposlední řadě bych chtěla poděkovat své rodině za podporu během celého mého studia.

Lenka Fialová

## Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá numerickou simulací proudění páry turbínovým stupněm se zahrnutím vlivu ucpávek. Na základě zadání společnosti Doosan Škoda Power, s.r.o. byl vytvořen výpočtový model turbínového stupně s nadbandážovou a hřídelovou ucpávkou, diskem a s přepouštěcím otvorem. Tento model s výpočetní sítí byl vytvořen v programech ICEM a GRID PRO. Pro numerickou simulaci proudění páry byl zvolen program CFX 14.5.

Celou práci lze rozdělit do dvou částí. V první části byla provedena numerická simulace proudění stlačitelné vazké tekutiny turbínovým stupněm bez vlivu ucpávek. Výpočet byl proveden jak pro ideální plyn, tak i pro reálnou páru. Obě varianty výpočtu byly porovnány.

V druhé části práce byl proveden výpočet proudění v turbínovém stupni se zahrnutím vlivu ucpávek. Numerické výsledky této varianty byly porovnány s výsledky výpočtu samotného turbínového stupně. Očekávaným přínosem této diplomové práce bylo zjistit průběh tangenciální složky rychlosti páry v nadbandážové a hřídelové ucpávce, která negativně ovlivňuje dynamiku turbínového rotoru. Získané numerické výsledky budou dále využity ve společnosti Doosan Škoda Power, s.r.o.

klíčová slova : parní turbína , ucpávky, turbulentní proudění stlačitelné tekutiny

## Abstract

This thesis deals with a numeric simulation of steam flow in a specific turbine stage including a seals influence. According to the requirements of the Doosan Škoda Power company, a suitable numeric model of the turbine stage was created. Particular software ANSYS ICEM and GRID PRO were used for creating a mesh, CFX 14.5. was used for CFD calculations.

The thesis is divided into two parts. While the first part describes the numeric simulation of viscous compressible fluid flow in the turbine stage without the seals influence, the second includes the seals influence. An ideal gas model of the steam was used as well as a model of real steam. These options are compared to each other.

The main aim of the thesis was to describe a steam tangential velocity distribution in the seals. This velocity component has the negative influence of rotor dynamic. Unique results, which were developed thanks to this thesis, will be often used by the sponsoring company.

Key words: steam turbine, seals, turbulent compressible flow



# Obsah

<b>Obsah.....</b>	<b>5</b>
<b>Seznam symbolů .....</b>	<b>8</b>
<b>Motivace.....</b>	<b>10</b>
<b>Úvod.....</b>	<b>11</b>
<b>1 Turbína v průmyslové praxi.....</b>	<b>12</b>
1.1 Popis základních částí parní turbíny.....	13
1.1.1 Turbínový stupeň.....	14
1.1.2 Hřídelová ucpávka.....	15
1.1.3 Nadbandážová ucpávka.....	17
1.1.4 Brzda.....	18
1.1.5 Disk s přepouštěcím otvorem.....	19
1.2. Přeměna energie v axiálním stupni, výpočet působících sil, výkonu a účinnosti .....	19
1.2.1 Přeměna energie v axiálním stupni, rychlostní trojúhelníky.....	19
1.2.2 Silové účinky páry na lopatky.....	23
1.2.3 Účinnost stupně.....	25
1.2.4 Ztráty stupně.....	26
1.3 Výpočet dynamiky rotoru a program Seal.....	28
1.3.1 Princip výpočtového programu Seal.....	29
1.3.2 Okrajové podmínky zadávané do výpočtového programu Seal.....	29
1.3.3 Výpočet dynamických koeficientů.....	31
<b>2 Rešerše.....</b>	<b>32</b>
2.1 Podobné úlohy řešené ve společnosti Doosan Škoda Power.....	32
2.1.1 Ledvice .....	32
2.1.2 Kuopio .....	33
2.1.3 Lovisa .....	33
2.1.4 5 vysokotlakých stupňů parní turbíny 100 MW .....	35
2.1.5 Cankiri Orta.....	35

2.2	Podobné řešené úlohy ve světových pracovištích.....	36
2.2.1	Optimalitace dvou stupňů parní turbíny o výkonu 1000 MW .....	36
2.2.2	CFD Analýza proudového pole turbínových stupňů.....	37
<b>3</b>	<b>Numerická simulace proudění stlačitelné vazké tekutiny v turbínovém stupni.....</b>	<b>39</b>
3.1	Složení výpočtového modelu .....	39
3.1.1	Rozhraní a jeho vlastnosti.....	39
3.1.2	Volba rozhraní pro výpočtový model.....	41
3.1.3	Vliv okrajových podmínek na tvorbu výpočtového modelu.....	42
3.2	Kvalita výpočetní sítě a velikost modelu.....	43
3.3	Numerická simulace.....	48
3.3.1	Volba výpočtového programu.....	48
3.3.2	Parametry proudícího média.....	48
3.3.3	Zadávané okrajové podmínky.....	49
3.3.4	Specifikace parametrů řešiče.....	50
3.4	Postup výpočtu.....	51
<b>4</b>	<b>Porovnání výsledků průtočných částí jednotlivých variant.....</b>	<b>53</b>
4.1	Porovnání výsledků stupně bez ucpávek.....	53
4.1.1	Rozložení proudových veličin popisujících proudové pole turbínového stupně v lopatkové mříži.....	53
4.1.2	Rozložení proudových veličin po výšce turbínového stupně.....	57
4.1.3	Porovnání reakce, účinností a ztrát.....	60
4.2	Porovnání výsledků stupně bez ucpávek a stupněm s ucpávkami.....	61
4.2.1	Rozložení proudových veličin popisujících proudové pole turbínového stupně v lopatkové mříži.....	61
4.2.2	Grafy vyhodnocovaných proudových veličin po výšce turbínového stupně.....	66
4.2.3	Porovnání účinností a ztrát pro obě počítané varianty.....	69
<b>5</b>	<b>Výsledky z mezidiskových prostorů a ucpávek.....</b>	<b>71</b>
5.1	Hmotnostní průtok jednotlivými částmi modelu s ucpávkami.....	71
5.2	Axiální silové účinky páry na disky.....	72
5.3	Analýza proudového pole v ucpávkách za účelem zpřesnění okrajových podmínek pro výpočtový program Seal.....	74

5.3.1	Tangenciální složka rychlosti v hřídelových ucpávkách.....	74
5.3.2	Tangenciální složka rychlosti v nadbandážové ucpávce .....	77
5.3.3	Rozložení celkové teploty a celkového tlaku .....	79
5.3.4	Výpočet dynamických koeficientů ucpávek ve výpočtovém programu Seal .....	81
5.3.4.1	Hřídelová ucpávka.....	81
5.3.4.2	Nadbandážová ucpávka.....	82
5.3.4.3	Zhodnocení výsledků.....	83
<b>6</b>	<b>Vyhodnocení dosažených výsledků a diskuse možných geometrických úprav.....</b>	<b>84</b>
	<b>Závěr.....</b>	<b>86</b>
	<b>Literatura.....</b>	<b>87</b>

## Seznam symbolů

A	mezikruhová čelní plocha kruhové lopatkové mříže	[ m <sup>2</sup> ]
a	rychlost zvuk	[ m.s <sup>-1</sup> ]
a <sup>T</sup>	mechanická práce stupně vztažená na 1 kg páry	[ J.kg <sup>-1</sup> ]
α	úhel, který svírá absolutní rychlost $\vec{c}$ s obvodovým směrem	[ ° ]
β <sub>1</sub>	úhel, pod kterým vstupuje pára do oběžného kola	[ ° ]
β <sub>2</sub>	úhel, pod kterým vystupuje pára z oběžného kola	[ ° ]
c	velikost absolutní rychlosti	[ m.s <sup>-1</sup> ]
c <sub>p</sub>	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	[ J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
D	koeficient přímého tlumení	[ N.s .m <sup>-1</sup> ]
d	koeficient příčného tlumení	[ N.s.m <sup>-1</sup> ]
e <sub>0</sub>	energie přivedená do stupně	[ J ]
F	síla, kterou působí proud páry na lopatky	[ N ]
F'	síla, kterou působí lopatky na proud páry	[ N ]
F(t)	vnější budící síla	[ N ]
h <sub>s</sub>	tepelný spád v celém stupni	[ J.kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>sr</sub>	tepelný spád v rozváděcích lopatkách	[ J.kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>so</sub>	tepelný spád v oběžných lopatkách	[ J.kg <sup>-1</sup> ]
K	koeficient přímé tuhosti	[ N.m <sup>-1</sup> ]
k	koeficient příčné	[ N.m <sup>-1</sup> ]
i	entalpie	[ J.kg <sup>-1</sup> ]
M	molekulová hmotnost	[ kg. mol <sup>-1</sup> ]
ṁ	hmotnostní průtok	[ kg.s <sup>-1</sup> ]
Ma	Machovo číslo	[ - ]
M <sub>k</sub>	krouťící moment	[ Nm ]
n	otáčky rotoru	[ ot/min ]
p	statický tlak	[ Pa ]
P	výkon proudící páry	[ J ]
R	měrná plynová konstanta	[ J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

$r$	poloměr rotoru	[ m ]
$r_s$	reakce stupně	[ - ]
$T$	teplota	[ K ]
$U$	složky výchylky rotoru	[ m ]
$w$	velikost relativní rychlosti	[ m.s <sup>-1</sup> ]
$\lambda$	tepelná vodivost	[ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\zeta$	ztrátový součinitel	[ % ]
$\eta^{\text{ST}}$	účinnost celého stupně	[ % ]
$\mu$	dynamická viskozita tekutiny	[ Pa.s ]
$\rho$	hustota tekutiny	[ kg.m <sup>-3</sup> ]
$\omega$	úhlová rychlost rotoru	[ rad. s <sup>-1</sup> ]
$\Omega$	úhlová rychlost precese	[ rad. s <sup>-1</sup> ]

## Jiné označení a indexy

0	vstup do statorové lopatkové mříže
1	výstup ze statorové lopatkové mříže
2	výstup z oběžné lopatkové mříže
s	statická hodnota
c	celková hodnota
o	obvodová složka
a	axiální složka

# Motivace

Předkládaná diplomová práce vznikla pro potřeby oddělení termodynamiky a oddělení dynamiky rotorů společnosti Doosan Škoda Power, s.r.o. Dynamika rotorů je obor zabývající se dynamikou, diagnostikou a predikcí chování komplexních rotorových soustav.

Jedním z úkolů oddělení dynamiky rotorů je v době návrhu stroje provést kvalifikovanou analýzu rotorové soustavy, jejíž výsledkem je návrh takových úprav, které by měly zamezit výskytu nestabilních provozních stavů. I přes provedenou analýzu se do provozu uvádí stroje, u kterých jsou tyto nestabilní provozní stavy indikovány a je třeba je co nejvíce úspornými prostředky potlačit. Nestabilita je nejčastěji způsobená buď samobudícími silami vznikajícími v ložiskách nebo destabilizujícími silovými účinky vyskytujícími se převážně v labyrintových ucpávkách. Vyskytne-li se nestabilita při provozu, nejčastěji se potlačuje výměnou ložisek, jelikož tato výměna bývá rychlá a efektivní. V dnešní době existuje celá řada radiálních ložisek s různou odolností vůči vzniku nestability. Ale ani nejlepší typy ložisek s největší odolností vůči nestabilitě nejsou schopné zajistit stabilitu rotorové soustavy za všech podmínek. Dynamické vlastnosti ložisek jsou dány jejich tuhostí a útlumem. Ty jsme v současné době schopni určit poměrně přesně. Mnohem složitější situace nastává v případě labyrintových ucpávek. Sice existuje celá řada programů na výpočet tuhostních a tlumících parametrů ucpávek, ale jejich přesnost není ještě zdaleka postačující. To může být jeden z důvodů, proč se v praxi vyskytuje celá řada strojů, u kterých při výpočtu vyšel rotor jako stabilní a přesto se nestabilita rotorové soustavy při provozu projevila.

Z těchto důvodů se v diplomové práci zkoumají průběhy tangenciálních složek rychlostí páry v labyrintových ucpávkách mající destabilizující silový účinek na dynamiku turbínového rotoru. Dalším záměrem této práce je provedení analýzy proudového pole turbínovým stupněm se zahrnutím vlivu ucpávek za účelem ověření správnosti zadávaných okrajových podmínek do výpočtového programu Seal, který se ve společnosti Doosan Škoda Power (dále jen DŠP) používá pro výpočet tuhosti a útlumu labyrintových ucpávek.

Dalším cílem diplomové práce je porovnání výsledků výpočtů proudového pole v turbínovém stupni jak pro ideální plyn, tak pro reálnou páru podle IAPWS. Ve společnosti DŠP je k dispozici řada výpočtů provedených pro ideální plyn, a proto nás zajímalo, jaký vliv má toto zjednodušení na výsledky. V neposlední řadě se diplomová práce věnuje porovnání výpočtů proudového pole turbínového stupně bez ucpávek se stupněm s ucpávkami.

# Úvod

Diplomová práce se zabývá analýzou proudového pole turbínového stupně parní turbíny Tornio se zahrnutím vlivu ucpávek. Tato turbína byla vyrobena pro elektrárnu nacházející se v areálu jedné z největších oceláren v Evropě Outolumpu Stainless, závod Tornio. Tento závod se nachází ve Finsku poblíž finsko-švédské hranice. Jejím úkolem je dodávání páry a tepla do ocelárny a do dalších spotřebičů poblíž města Tornio.

Předkládaná diplomová práce je rozdělena do šesti kapitol. První kapitola seznámí čtenáře se základními částmi parní turbíny. Je zde rovněž popsán princip přeměny energie v axiálním stupni, výpočet silových účinků páry na lopatky a výpočet účinností a ztrát turbínového stupně. V závěru této kapitoly je uveden stručný postup výpočtu stability rotoru a princip výpočtového programu Seal, který slouží pro výpočet tuhosti a útlumu labyrintových ucpávek ve společnosti DŠP.

Druhá kapitola obsahuje rešerši aktuálního stavu CFD výpočtů stupňů parních turbín s vlivem ucpávek ve společnosti DŠP. Najdeme zde i přehled podobných úloh řešených na některých zahraničních pracovištích.

Třetí kapitola se věnuje numerické simulaci proudění páry v turbínovém stupni s ucpávkovými částmi. V této kapitole jsou popsány jednotlivé typy rozhraní, jejich vlastnosti a následná volba vhodného rozhraní mezi rotujícími a statickými částmi výpočtového modelu. Je zde uveden postup vytvoření geometrie a výpočetní sítě modelu. V závěru této kapitoly je popsána numerická simulace. Nalezneme zde také zadávané okrajové podmínky, parametry ideálního plynu a nastavení zvoleného řešiče.

Ve čtvrté kapitole je provedeno porovnání výsledků výpočtů pro model stupně bez ucpávek na základě výsledků simulací s modelem ideálního plynu a s reálnou párou podle IAPWS. Dále jsou zde uvedené a porovnané výsledky výpočtů lopatkových částí turbínového stupně bez ucpávek s turbínovým stupněm s ucpávkami.

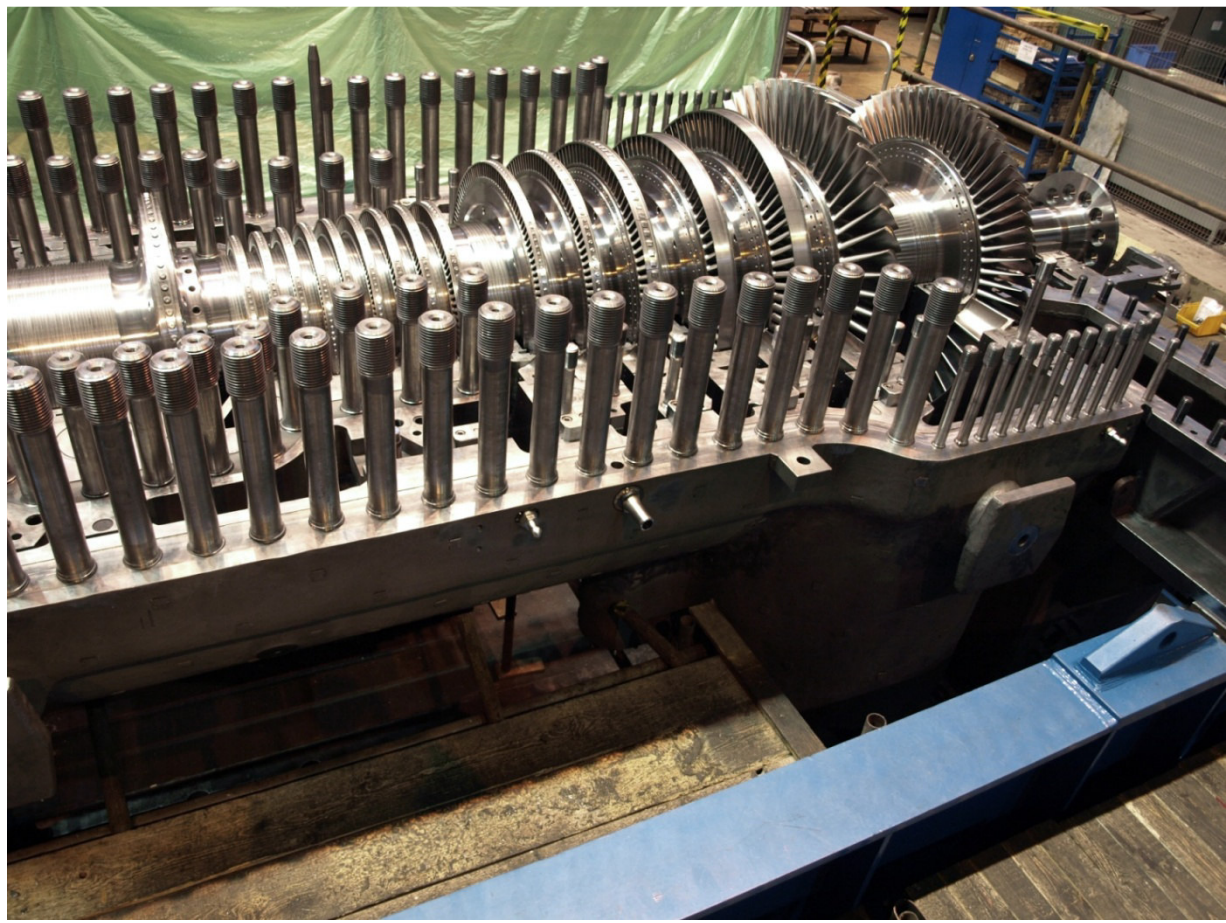
V páté kapitole najdeme výsledky výpočtů proudového pole z mezidiskových prostorů a z ucpávek. Je zde provedena analýza hmotnostního toku jednotlivými částmi modelu s ucpávkami a průběh tangenciální složky rychlosti v nadbandážové a hřídelové ucpávce. Tato kapitola se věnuje i popisu nepřesností při zadávání okrajových podmínek do výpočtového programu Seal.

V poslední šesté kapitole je provedeno vyhodnocení dosažených výsledků a diskuse možných geometrických úprav.

# 1 Turbína v průmyslové praxi

V první části této kapitoly je popsána parní turbína a její části. Zvláště se zaměříme na všechny její důležité konstrukční prvky, které hrají důležitou roli v provádění numerické analýze proudového pole turbínového stupně. Druhá část této kapitoly obsahuje popis přeměny energie v axiálním stupni, výpočet silových účinků páry na lopatky a výpočet účinností a ztrát v turbínovém stupni. V závěru této kapitoly je uveden základní postup při výpočtu stability rotoru a princip výpočtového programu Seal sloužící pro výpočet tuhostních a tlumících koeficientů labyrintových ucpávek ve společnosti DŠP.

Parní turbína je rychloběžný lopatkový stroj, který přeměňuje kinetickou energii proudící páry na rotaci oběžných lopatek. Ta má široké uplatnění. Využívá se například k pohonu čerpadel, dmýchadel, generátorů, turbokompresorů a lodního šroubu. Na obr. 1.1 můžeme vidět parní turbínu Kuopio, která je velikostně a výkonnostně podobná parní turbíně Tornio řešené v této diplomové práci.

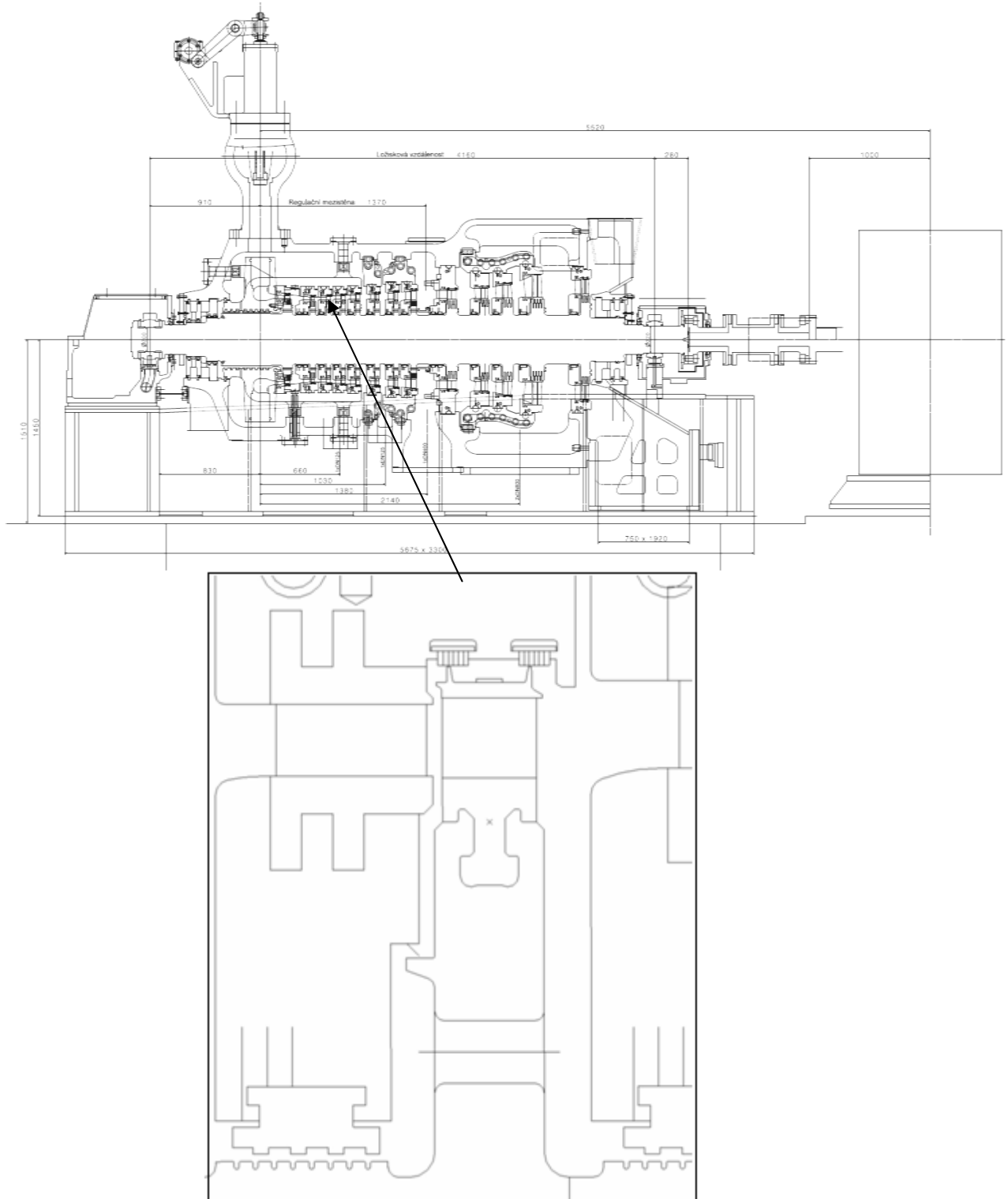


*Obr. 1.1 Parní turbína Kuopio*



## 1.1 Popis základních částí parní turbíny

V diplomové práci je řešený druhý vysokotlaký stupeň parní turbíny Tornio. Její meridionální řez s detailem na počítaný druhý stupeň je možno vidět na obr. 1.2.

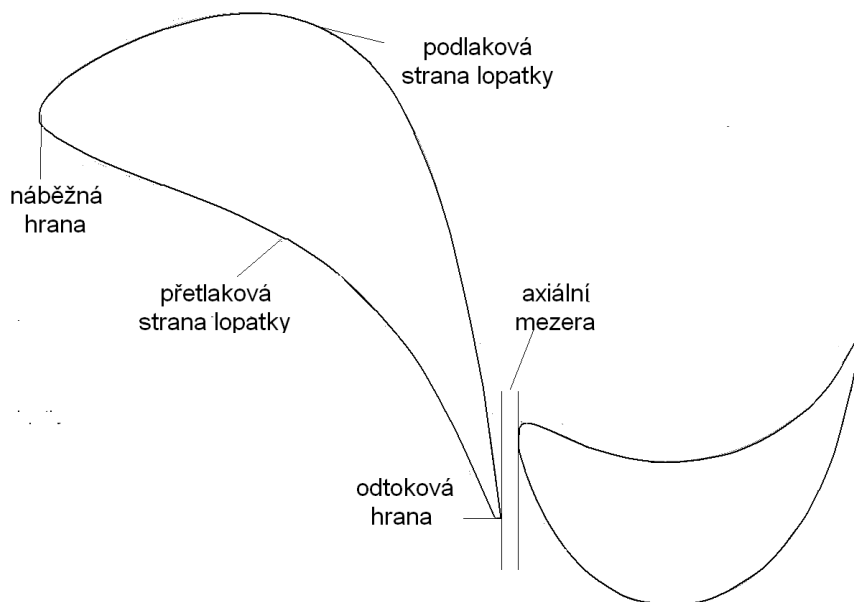


Obr. 1.2 Meridionální řez parní turbínou Tornio s detailem na řešený druhý vysokotlaký stupeň

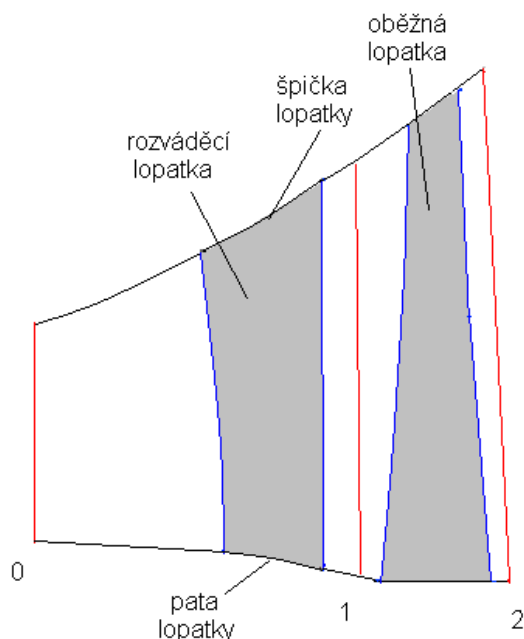
### 1.1.1 Turbínový stupeň

Základní stavební jednotkou parní turbíny je turbínový stupeň skládající se z jedné řady rozváděcích a z jedné řady oběžných lopatek. Rozváděcí lopatky jsou součástí nepohyblivého rozváděcího lopatkového kola. Jejich úkolem je urychlení proudu páry a jeho usměrnění do oběžného lopatkového kola. Vlivem expanze se zde tepelná energie páry mění v kinetickou energii. Oběžné lopatky jsou součástí oběžného lopatkového kola, které rotuje společně s rotorem úhlovou rychlostí  $\omega$ . V oběžném kole dochází k přeměně kinetické energie proudu v mechanickou práci konanou oběžnými lopatkami. V obecném případě proud procházející oběžným kolem dodatečně expanduje. Podle expanze na oběžné lopatce dělíme parní stupně na přetlakové a rovnotlaké. U rovnotlakého stupně probíhá expanze ze vstupního na výstupní stav pouze v rozváděcím kole. V oběžném kole je tlak konstantní. Naopak u přetlakového stupně expanze probíhá i v oběžném kole.

Oblast mezi rozváděcím a oběžným kolem se nazývá axiální mezera. Hrana lopatky, na kterou proud nabíhá se nazývá náběžná hrana. Hraně na opačné straně lopatky se říká odtoková hrana. Vypuklé části rozváděcí lopatky říkáme podtlaková strana, vyduté naopak přetlaková strana lopatky.



Obr. 1.3 Rozvinutý válcový řez lopatkováním jednoho stupně



Obr. 1.4 Meridionální řez turbínového stupně

Proudové charakteristiky na vstupu do rozváděcí mříže se běžně označují indexem 0, výstupní charakteristiky z rozváděcí mříže a zároveň tedy vstupní charakteristiky do oběžné mříže se značí indexem 1 a index 2 se používá na výstupu z oběžné mříže. Stejné indexové označení bude použito i v této práci. Rozvinutý válcový řez lopatkováním jednoho stupně na určitém poloměru  $r$  je zobrazen na obr. 1.3 a meridionální řez lopatkováním na obr. 1.4.

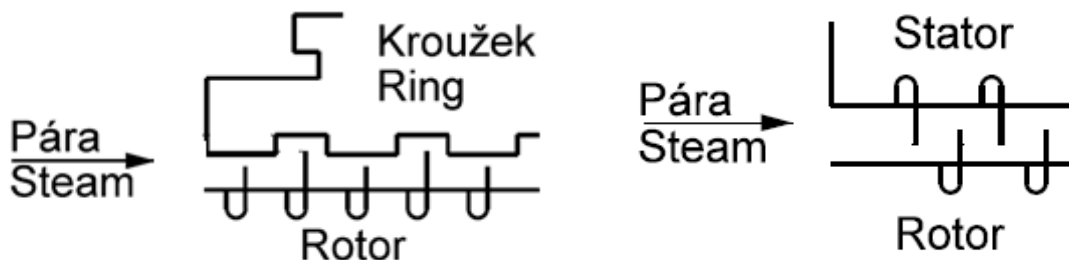
### 1.1.2 Hřídelová ucpávka

Dalším důležitým konstrukčním prvkem parní turbíny jsou hřídelové ucpávky nacházející se v místech, kde hřídel prochází otvory v rozváděcích kolech. Slouží ke snížení úniku páry do prostorů, kde pára nekoná žádnou práci. Ucpávka je tvořena těsnícími bríty, které přiléhají až na malou radiální vůli k rotoru. Tato vůle má být z hlediska průtoku co nejmenší, ale z hlediska spolehlivosti stroje zároveň co největší.

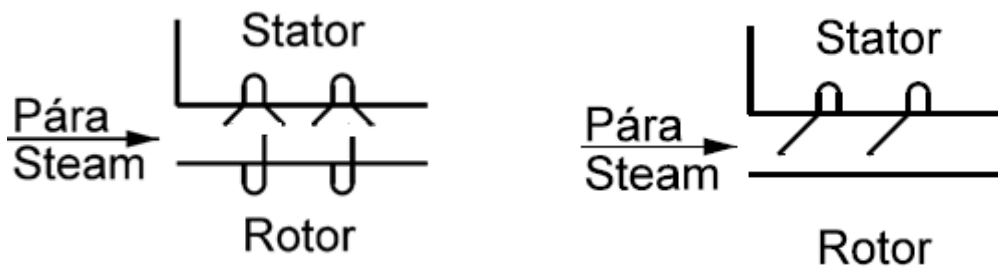
Při provozu stroje dochází ke kmitání v radiálním směru a k posuvům v axiálním směru. K omezenému kmitání rotoru v radiálním směru dochází vlivem nevyvážky rotoru, neboť žádný rotor není dokonale vyvážen. Amplituda kmitání rotoru je ovlivněna i dalšími silami, např. aerodynamickými silami v ucpávkách. Ke zvýšenému kmitání rotoru může také přechodně dojít při najíždění a odstavování stroje, kdy dochází k přejezdu kritických otáček. Zvýšené kmitání rotoru může nastat kdykoliv za provozu, nastanou-li více či méně ojedinělé

stavy či děje, případně jejich kombinace, které způsobí změnu silového působení po obvodě rotoru. Takovým příkladem může být i posuv rotoru vůči statoru v axiálním směru, ke kterému dochází zejména vlivem různých teplotních dilatací v rotoru a statoru. Dojde-li pak při provozu stroje k určité změně vstupních parametrů páry či výkonu stroje, dochází ke změně teplotního pole rotoru a statoru, a tedy i k relativnímu posuvu rotoru vůči statoru. Důsledkem se změni geometrické prostory v ucpávkách a tím se mění i proudění v ucpávkách, což v důsledku způsobí změnu silového působení páry na rotor. Samotný relativní posuv není z pohledu kmitání rotoru nebezpečná, pokud nedojde k vymezení vůlí. Přesto může být chování stroje při různých relativních posuvech rozdílné.

Z předcházejícího odstavce je zřejmé, že geometrie prostorů v ucpávkách se za provozu může od montážního stavu (výkresu) výrazně lišit a to díky relativním posuvům v axiálním směru a díky kmitání i v radiálním směru. Každopádně v místech mezi břitů vždy vznikají komůrky. Při průtoku páry velmi malými průřezy mezi břitem a rotorem se pára urychluje. Poté v oblasti komůrky dochází k víření proudu a ke změně kinetické energie páry na tepelnou. Při průchodu následující mezerou se pára opět urychluje, aby se následně její kinetická energie mohla změnit na tepelnou. Proto je průtok páry labyrintovou ucpávkou charakterizován střídavým urychlováním proudu a následným mařením její kinetické energie. Čím více má labyrintová ucpávka břitů, tím větší má odpor a tím menší množství páry ucpávkou protéká.



Obr.1.5 Hřidelová ucpávka - pravý labyrint

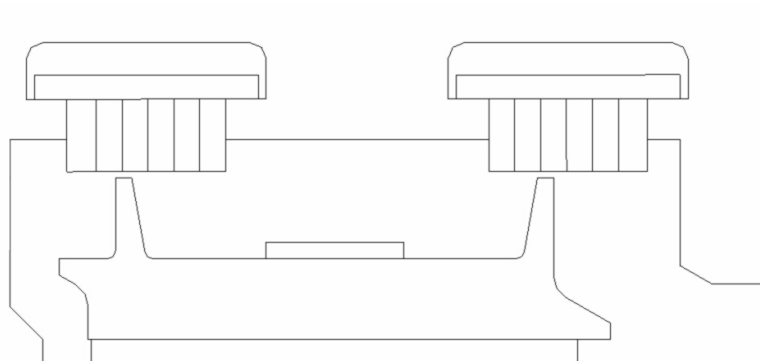


Obr.1.6 Hřidelová ucpávka - nepravý labyrint

Z geometrického hlediska dělíme ucpávky na pravé a nepravé labyrintové ucpávky. Pravé labyrintové ucpávky jsou na hřídeli naproti břitům odstupňované, viz obr. 1.5, na kterém se nachází nejčastěji používané pravé labyrintové ucpávky ve společnosti DŠP. Zde dochází nejen k náhlému rozšíření průřezu, ale i k zakřivení proudu. Výhodou pravého labyrintu je větší zatěsnění prostoru, tedy při stejné vůli protéká pravým labyrintem menší množství páry než labyrintem nepravým. Nevýhodou pravých labyrintů je možný dotyk statoru s rotorem vlivem omezeného axiálního posuvu statoru vůči rotoru daného axiálními vůlemi mezi statorovými a rotorovými částmi. Z tohoto důvodu jsou pravé labyrintové ucpávky bez problémů použitelné hlavně v blízkosti axiálního ložiska, kde nejsou posuvy příliš velké. V ucpávkách, které jsou více vzdálené od axiálního ložiska je nutné provádět, nejlépe výpočtem, dimenzování axiálních vůlí. Tyto výpočty by měly zahrnovat všechny možné provozní stavy a děje, zejména najíždění a odstavování turbíny. U nepravého labyrintu je hřídel hladká, nedochází zde tedy k ohybu proudu a zatěsnění použitím těchto ucpávek je méně účinné. Tento typ ucpávek se v současné době používá v místech, kde se předpokládají příliš velké axiální posuvy, takže nelze z rozměrových důvodů použít pravý labyrint. Také se používají v místech, kde ztráty ucpávkou nejsou tak významné, např. u nízkotlakého dílů. Nepravé labyrintové ucpávky nejčastěji používané ve společnosti DŠP jsou zobrazeny na obr. 1.6.

### **1.1.3 Nadbandážová ucpávka**

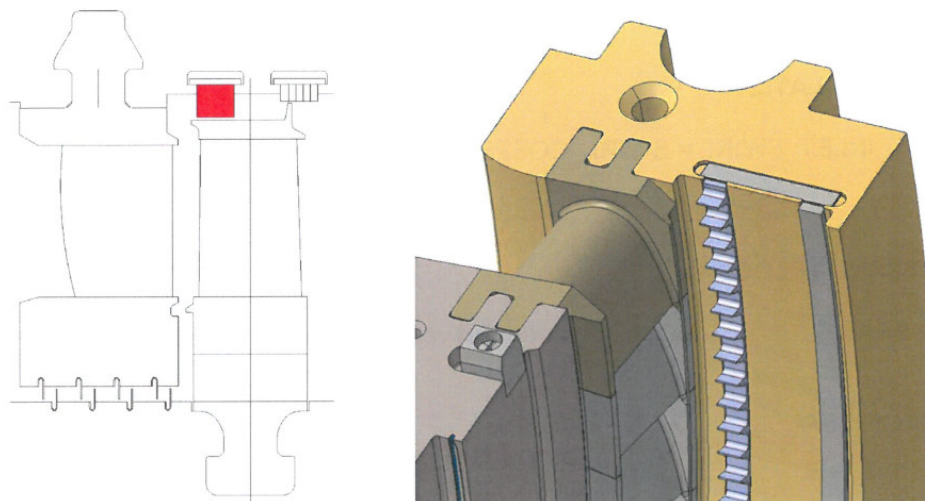
Na špičce oběžné lopatky se velmi často nachází bandáž sloužící k zabránění toku páry přes okraj lopatky. Použitím bandáže dochází k vylepšení proudění páry parním stupněm a dochází tak ke zvýšení její účinnosti. Nad bandáží se nachází nadbandážová ucpávka, jejímž úkolem je opět minimalizovat proudění páry mimo hlavní proud protékající stupněm. Pro nadbandážové ucpávky platí totéž co pro hřídelové. To znamená, že jsou zde opět protichůdné požadavky na velikost vůle a stejně jako u hřídelových ucpávek i nadbandážové ucpávky mohou být pravými či nepravými labyrinty. Na rozdíl od hřídelových ucpávek, se ve společnosti DŠP používají nadbandážové ucpávky, které se vzájemně příliš nemění. Typ nejčastěji používané nadbandážové ucpávky je znázorněn na obr. 1.7.



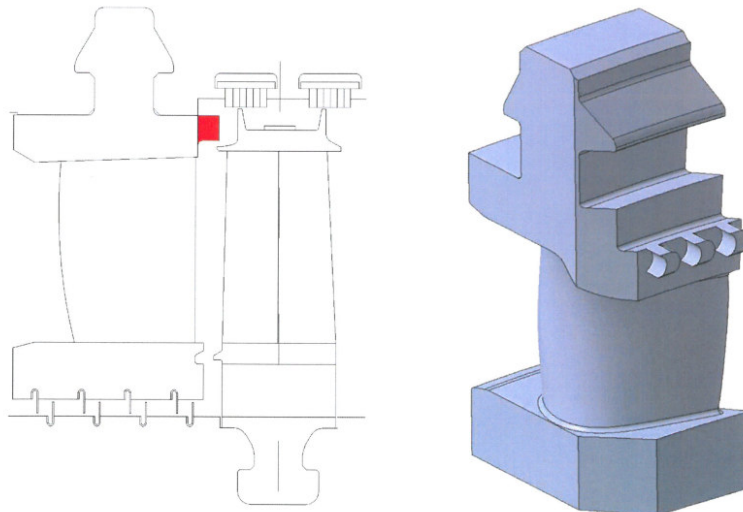
*Obr.1.7 Nadbandážová ucpávka*

### 1.1.4 Brzda

Součástí hřídelových a nadbandážových ucpávek mohou být i tzv. brzdy, které mají za úkol snížit tangenciální složku rychlosti páry v ucpávkách a tím snížit její negativní vliv na dynamiku rotorů. Ve společnosti DŠP se používá celá řada brzd, pro představu bych zde uvedla dva nejčastější typy. První je znázorněna na obr. 1.8. Brzda je v tomto případě zabudována namísto těsnícího protikusku k břítu ve statoru. Druhý používaný typ je zobrazen na obr. 1.9. Jde o brzdu, která se nachází v místě před prvním břitem ucpávky a je integrována na rozváděcí lopatky. Ucpávky parní turbíny řešené v této diplomové práci tyto brzdy neobsahují.



*Obr.1.8 Příklad brzdy v nadbandážové ucpávce*



*Obr.1.9 Příklad brzdy v nadbandážové ucpávce*

### **1.1.5 Disk s přepouštěcím otvorem**

Pod patou oběžné lopatky se mohou nacházet vyrovnávací otvory, které zabraňují vzniku velkého tlakového rozdílu mezi oběma stranami disku a tím zabraňují zvýšení osových silových účinků páry na disk. Dále napomáhají odvádění páry z hřídelové ucpávky. V ideálním případě by velikost přepouštěcího otvoru měla být dimenzována tak, aby docházelo k odvedení veškeré páry z hřídelové ucpávky, a aby odsávání páry z lopatkové části bylo nulové. Ve skutečnosti ale tento případ nenastává. Proto se snažíme, aby veškerá pára z hřídelové ucpávky byla odvedena z přepouštěcího otvoru a z hlavního proudu bylo odsáto malé množství páry. Protože pokud by se pára vracela z hřídelové ucpávky do hlavního proudu, neměla by stejnou rychlost ani směr jako pára urychlená v rozváděcí lopatce a docházelo by k narušení tohoto proudu protékající stupněm a ke snížení účinnosti.

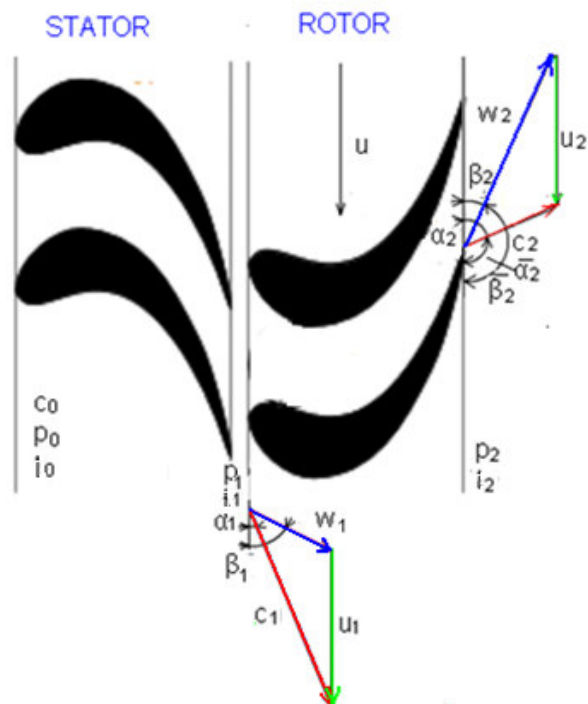
Dalším konstrukčním prvkem modelovaným v této práci je těsnicí břit nacházející se v oblasti mezi přepouštěcím otvorem a rotorovými lopatkami, který zde má za úkol snížit množství páry odváděné do hlavního proudu. Těsnicí břit a jeho umístění můžeme vidět ve třetí kapitole na obr. 1.15.

## 1.2 Přeměna energie v axiálním stupni, výpočet působících sil, výkonu a účinnosti

V této části práce je popsána přeměna energie v axiálním stupni, výpočet působících sil, výkonu, účinnosti a ztát. Podklady k této práci byly čerpány z literatury [1], [2], [3], [13] a [14].

### 1.2.1 Přeměna energie v axiálním stupni, rychlostní trojúhelníky

Parní turbína je rotační stroj skládající se z jednoho nebo více turbínových stupňů. V těchto stupních dochází k expanzi páry, při které se energie páry mění v kinetickou energii, která se následně přeměňuje v mechanickou práci. Nyní budeme uvažovat uvedenou energetickou přeměnu v jednom přetlakovém stupni, který je složen z jedné řady rozváděcích a z jedné řady oběžných lopatek, jak je to naznačeno na obr. 1.10.



Obr. 1.10. Rychlostní trojúhelník v rozváděcí a oběžné lopatkové mříži





Uvažujeme-li proudění turbínovým stupněm beze ztrát, dochází ke snížení entalpie o hodnotu  $h_s = i_0 - i_{2ss}$ . Tento tepelný spád lze definovat jako součet části  $h_{sr}$ , který představuje tepelný spád v rozváděcích lopatkách a části  $h_{so}$  představující tepelný spád v oběžném kole.

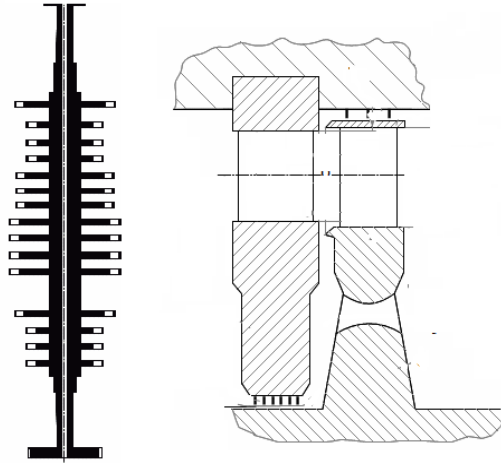
Ve skutečnosti ale vlivem disipace energie dojde k růstu entropie a výsledná entalpie  $i_2$  bude vyšší než entalpie  $i_{2s}$ . Tento stav v  $i$ - $s$  diagramu znázorňuje bod 2 na obr. 1.11.

Poměr tepelného spádu na oběžné lopatce  $h_{so}$  k tepelnému spádu celého stupně  $h_s$  se nazývá reakce stupně

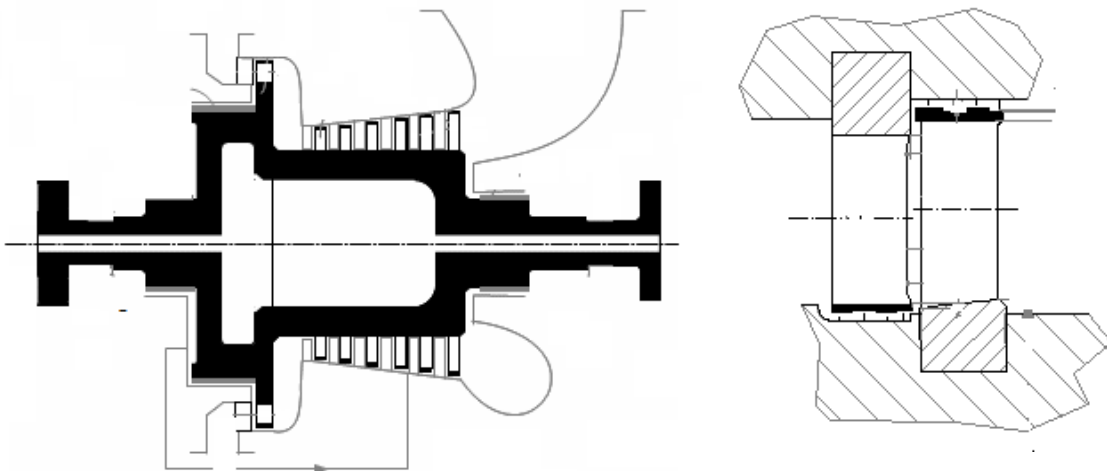
$$r_s = \frac{h_{so}}{h_s}.$$

Tato hodnota reakce stupně je důležitá pro dělení turbín na dva typy. Pokud je hodnota reakce rovna 0, jedná se o rovnotlaký stupeň. Obecně do této skupiny zahrnujeme i stupeň s malou hodnotou reakce nabývající hodnotu od 0 do 0,2. Druhým typem jsou stupeň přetlakové, kdy stupeň reakce je významnější a nabývá hodnot od 0,2 až do 0,4.

Pro rovnotlaké stupeň nebo pro stupeň, které mají u paty lopatky reakci blízkou nule a pro nízkotlaké stupeň se používá kolové (diskové) uspořádání rotoru, kde jsou rotorové lopatky připevněné na disky, které jsou součástí centrálního rotoru. Diskové upořádání rotoru můžeme vidět na obr. 1.12. Výhodou této diskové koncepce rotoru je malá obvodová rychlost ploch v místech hřídelové ucpávky. Toto uspořádání rotoru se používá převážně u rovnotlakého stupně proto, že tlak před a za oběžnou lopatkou je stejný, a tedy na disk nepůsobí žádné axiální síly vyvolané rozdílným tlakem. Z tohoto důvodu se dříve diskové uspořádání nepoužívalo v případech přetlakového lopatkování, kde by rozdílný tlak před a za oběžnou lopatkou způsoboval velké axiální síly na disk. V tomto případě se používala bubnová koncepce rotoru, ve kterém jsou rotorové lopatky připevněné přímo k hřídeli. Toto uspořádání je znázorněné na obr. 1.13. V dnešní době se diskové uspořádání rotoru v DŠP používá i pro nízkotlaké přetlakové turbínového stupně.



*Obr. 1.12 Kolové uspořádání rotoru*



*Obr. 1.13 Bubnové uspořádání rotoru*

## 1.2.2 Silové účinky páry na lopatky

Proudění páry oběžnou lopatkovou mříží je vždy doprovázeno silovou interakcí mezi párou a příslušnými částmi turbínového stupně. Jedná se jednak o působící silové účinky stěn mezilopátkového kanálu a dále o tlakový rozdíl ( $p_2 - p_1$ ) tlaků na výstupu a na vstupu do oběžného kola. Výslednici všech silových účinků působících na proud páry označíme  $F'$  a sílu, kterou naopak působí proud páry na lopatky označíme  $F$ . Při výpočtech se obvykle stanovuje průmět síly  $F$  do obvodového směru  $F_u$  a do axiálního směru  $F_a$ , obr. 1.14.

Obvodovou složku síly  $F_u$  vyjádříme z věty o změně hybnosti. Uvažujme proudění páry mezilopátkovým kanálem a předpokládejme, že do mezilopátkového kanálu vteče za čas  $dt$  elementární množství tekutiny  $dm$  rychlostí  $\vec{c}_1$  a za předpokladu ustáleného proudění toto množství vyteče rychlostí  $\vec{c}_2$ . Pokud zvolíme směr obvodové rychlosti  $u$  jako kladný, lze větu o změně hybnosti vyjádřit rovnicí ve tvaru:

$$F'_u = \frac{dm}{dt} (c_{2u} - c_{1u}),$$

kde  $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$  a  $c_{2u} = c_2 \cos \bar{\alpha}_2$  jsou složky absolutních rychlostí v obvodovém směru. Výraz  $\frac{dm}{dt}$  je při ustáleném proudění roven konstantnímu hmotnostnímu průtoku páry  $\dot{m}$ . Po dosazení dostaneme pro obvodovou složku síly  $F_u$

$$F_u = -F'_u = \dot{m} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \bar{\alpha}_2).$$

Při stanovení axiální složky síly  $F_a$  se uvažují stejně jako u  $F_u$  silové účinky stěn mezilopátkového kanálu a navíc uvažujeme i vliv tlakového rozdílu páry. Označíme-li mezikruhovou čelní plochu kruhové lopátkové mříže  $A$ , má věta o změně hybnosti v axiálním směru tvar

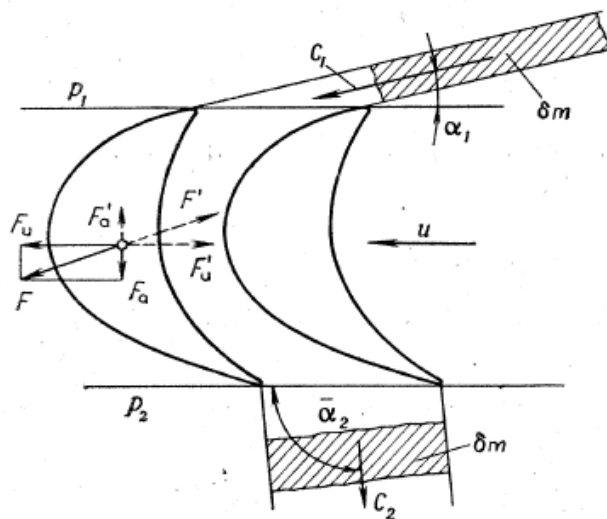
$$F'_a + A(p_1 - p_2) = \frac{\partial m}{\partial t} (c_{2a} - c_{1a}),$$

kde  $F'_a$  je axiální složka výsledné síly, kterou působí lopatky na proud páry, a  $c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1$  a  $c_{2a} = c_2 \sin \bar{\alpha}_2$  jsou axiální složky absolutních rychlostí. Z uvedené rovnice dostaneme vztah pro axiální složku síly  $F_a$  působící na lopatky, která je stejně velká jako  $F'_a$  ale opačně orientovaná.

$$F_a = -F'_a = A(p_1 - p_2) + \dot{m}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \bar{\alpha}_2)$$

Výkon odvedený proudící párou oběžným lopatkám turbínového stupně je vyjádřen součinem obvodové složky síly  $F_u$  páry na lopatky a obvodové rychlosti páry  $u$ .

$$P_u = F_u u = \dot{m} u (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \bar{\alpha}_2).$$



Obr.1.14 Proudění páry oběžnou lopatkovou mříží

### 1.2.3 Účinnost stupně

Termodynamická účinnost stupně  $\eta^{ST}$  je definovaná jako poměr mechanické práce stupně  $a^T$  vztahované na 1kg páry a energie přivedené do stupně  $e_0$ . Mechanická práce stupně je vyjádřena jako součet tepelného spádu na statoru a na rotoru zvětšený o kinetickou energii vstupní rychlosti a zmenšený o kinetickou energii výstupní rychlosti

$$a^T = i_{0c} - i_{2c}.$$

Energie přivedená do stupně je definovaná jako izoentropický spád ve stupni zvětšený opět o kinetickou energii vstupní rychlosti a zmenšený o kinetickou energii výstupní rychlosti

$$e_0 = i_{0c} - i_{2ss}.$$

V případě vícestupňové turbíny se kinetická energie páry vystupující z uvažovaného stupně obvykle využívá v následujícím stupni, proto není považována za ztrátu. Účinnost stupně je poté označována jako “total-to-total” a je definována vztahem

$$\eta_{t-t}^{ST} = \frac{a^T}{e_0 + \frac{c_2^2}{2}} = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2css}}.$$

U posledního stupně víceústupňové turbíny nebo u jednoústupňové turbíny je kinetická energie proudící páry považována za tzv. ztrátu výstupní rychlosti. Účinnost tohoto stupně je označována jako “total-to-static” a je definována vztahem:

$$\eta_{t-s}^{ST} = \frac{a^T}{e_0} = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2ss}}$$

Účinnost můžeme definovat také pomocí kroutícího momentu. Mechanickou práci stupně vstaženou na 1 kg páry lze vyjádřit jako

$$a^T = \frac{P}{\dot{m}} = \frac{M_K \omega}{\dot{m}} = \frac{2M_K \pi n}{\dot{m}},$$

kde  $M_K$  je kroutící moment,  $\dot{m}$  je hmotnostní průtok páry stupněm a  $n$  je počet otáček za minutu. Po dosazení do vztahu pro účinnost dostaneme definici účinnosti “total-to-total” definovanou pomocí kroutícího momentu

$$\eta_{t-t}^{ST} = \frac{2M_K \pi n}{\dot{m}(i_{0c} - i_{2css})}$$

a pro účinnost “total-to-static”

$$\eta_{t-s}^{ST} = \frac{2M_K \pi n}{\dot{m}(i_{0c} - i_{css})}$$

#### 1.2.4. Ztráty stupně

Při proudění reálné tekutiny v turbínovém stupni dochází k řadě složitých procesů, jako je například tření v mezní vrstvě, víření při obtékání profilu a k dalším jevům, které způsobují energetické ztráty. Proudění beze ztrát se nazývá izoentropické proudění. Vlivem ztrát se průběh expanze odchyluje od izoentropie ve směru růstu entropie. Čím větší je tento rozdíl, tím větší jsou ztráty vznikající v parní turbíně.

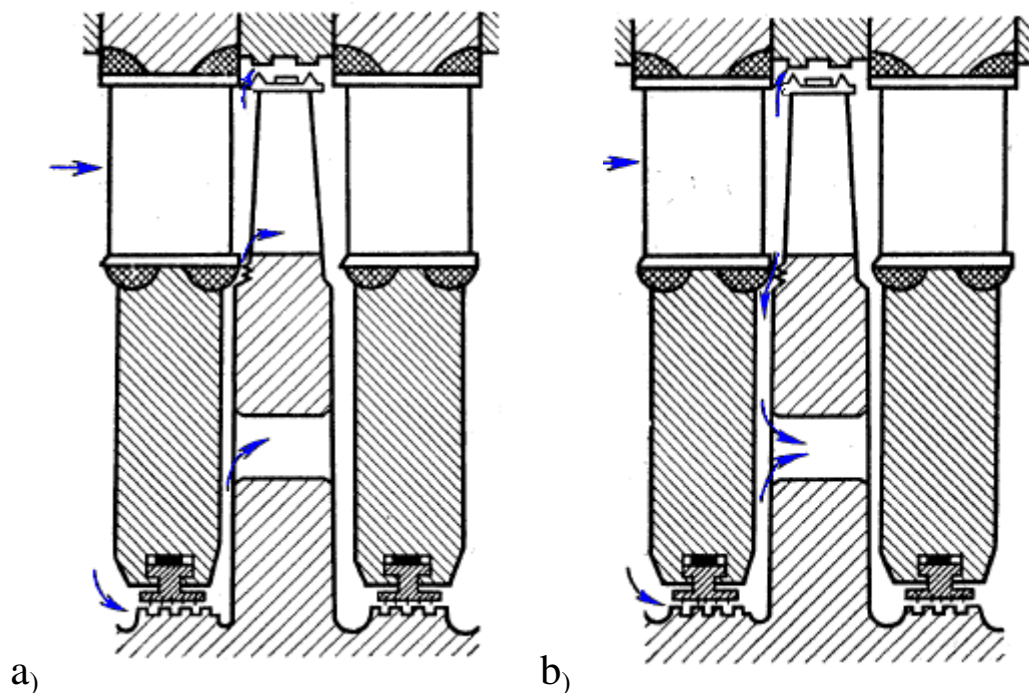
Další ztráty vznikají tím, že část pracovní látky neproudí lopatkovou mříží, ale uniká do ucpávkových částí a tedy nekoná práci. V DŠP se počítalo s tím, že unikne-li obecně do ucpávkové části 1% proudícího média, zmenší to účinnost stupně o 1%. Tento předpoklad byl v roce 2013 zpřesněn pomocí CFD výpočtů a nyní se předpokládá, že pokud

do ucpávkových částí vtéká 1% proudícího média, sníží to účinnost stupně o 0,8% . Ověření tohoto nového předpokladu je mimo jiné jedním z cílů této diplomové práce.

Jiným zdrojem ztrát jsou partie v okolí ucpávek. Například vrací-li se pára z hřídelové nebo z nadbandážové ucpávky do hlavního proudu, nemá stejnou rychlost ani směr jako pára urychlená v rozváděcí lopatce, a tedy dochází k narušení hlavního proudu a ke vzniku ztrát. Tento případ je znázorněný na obr. 1.15a.

Dalším zdrojem ztrát může být použití vyrovnávacího otvoru, do kterého je v ideálním případě odvedena veškerá pára z hřídelových ucpávek a navíc dochází k odsávání malé části páry z hlavního proudu. V tomto případě vniká ztráta, která je dána tím, že pára proudící přepouštěcím otvorem nekoná práci, kterou by konala, kdyby proudila lopatkovými částmi. Tento případ je zobrazen na obr. 1.15b.

Ztráty způsobené použitím přepouštěcího otvoru jsou ale menší, než ztráty způsobené narušením hlavního proudu ucpávkovou párou. Proto se přepouštěcí otvor navrhuje tak, aby byla pára z hlavního proudu odsávána.



*Obr. 1.15 Proudění páry v oblasti ucpávek s přepouštěcím otvorem, a) část ucpávkové páry se vrací do hlavního proudu, b) část páry z hlavního proudu je odsávána do přepouštěcího otvoru*

Ztráty na statoru jsou vyjádřeny jako poměr rozdílu entalpií za statorem pro reálné a izoentropické proudění k celkovému izoentropickému tepelnému spádu na statoru

$$\xi_s = \frac{i_1 - i_{1s}}{i_{0c} - i_{1s}}$$

Ztráty na rotoru definujeme obdobně.

$$\xi_r = \frac{i_2 - i_{2s}}{i_{2w} - i_{2s}},$$

kde  $i_{2w} = i_2 + \frac{w_2^2}{2}$ .

### 1.3 Výpočet dynamiky rotoru a program Seal

Dynamika rotorů je obor zabývající se dynamikou, diagnostikou a predikcí chování komplexních rotorových soustav. Jedním z jeho úkolů je výpočet stability rotoru. V této části diplomové práce se zaměříme na stručný popis výpočtu stability rotorových soustav a na popis výpočtového programu Seal, pomocí kterého se ve společnosti DŠP počítají tuhostní a tlumicí koeficienty ucpávek, které je potřeba zahrnout do výpočtu celkové stability rotoru.

Při výpočtu stability rotoru se nejprve sestaví celková pohybová rovnice modelu

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = F(t),$$

kde  $M$  je matice hmotnosti,  $B$  je matice tlumení,  $K$  je matice tuhosti a  $F(t)$  je vnější budící síla vyvolaná například nevyvážkem rotoru. Do matice  $B$  a  $K$  se zahrnují nejenom tlumicí a tuhostní parametry jednotlivých prvků rotoru, ale i tlumicí a tuhostní koeficienty ucpávek a ložisek. Po sestavení pohybové rovnice se provede modální analýza. Vypočítají se vlastní čísla  $\lambda$  a vlastní vektory  $v$ . Imaginární části vlastních čísel odpovídají vlastním frekvencím rotorové soustavy a vlastní vektory popisují vlastní tvary kmitání. O stabilitě rotorového systému vypovídá hodnota logaritmického dekrementu  $\ln \delta$  definovaný vztahem:

$$\ln \delta = -2\pi \frac{Re(\lambda)}{Im(\lambda)}$$

kde  $Re(\lambda)$  je reálná část vlastního čísla  $\lambda$  a  $Im(\lambda)$  je imaginární část vlastního čísla  $\lambda$ . Pokud je hodnota logaritmického dekrementu kladná, můžeme považovat rotor za stabilní. Pokud je záporná, rotor je považován za nestabilní.



V praxi se ale často vyskytnou případy, kdy hodnota logaritmického dekrementu je záporná, tedy rotor vyjde jako nestabilní, ale při provozu nedojde k výrazným problémům. Naopak jsou známé případy, kdy hodnota logaritmického dekrementu je kladná, tedy rotor se jeví jako stabilní, ale přesto se při provozu stroje nestabilita rotoru vyskytne. Z tohoto důvodu je potřeba se zaměřit na zpřesnění výpočtů stability dynamiky rotoru.

V současné době jsme poměrně dobře schopni určit dynamické vlastnosti ložisek. Mnohem složitější situace nastává v případě ucpávek. Existuje celá řada programů na výpočet tuhostních a tlumících parametrů labyrintových ucpávek, ale přesnost těchto programů není ještě zdaleka postačující. Ve společnosti DŠP se používá výpočtový program Seal, jehož princip si nyní zjednodušeně popíšeme.

### 1.3.1 Princip výpočtového programu Seal

Výpočtový program Seal je specializovaný software pro výpočet proudového pole páry v turbínových ucpávkách a pro stanovení působících sil proudící páry na rotor, ze kterých jsou následně vypočteny dynamické koeficienty ucpávek.

Výpočtová oblast pro 2D případ je meridionální řez ucpávkou. 3D výpočtová oblast vznikne rotací meridionálního řezu kolem osy rotace. Tato výpočtová oblast je vždy zadávána od prvního k poslednímu břitu ucpávky. Výpočtovou oblast pro nadbandážovou a hřídelovou ucpávku můžeme vidět na obr. 1.15.

### 1.3.2 Okrajové podmínky zadávané do výpočtového programu Seal

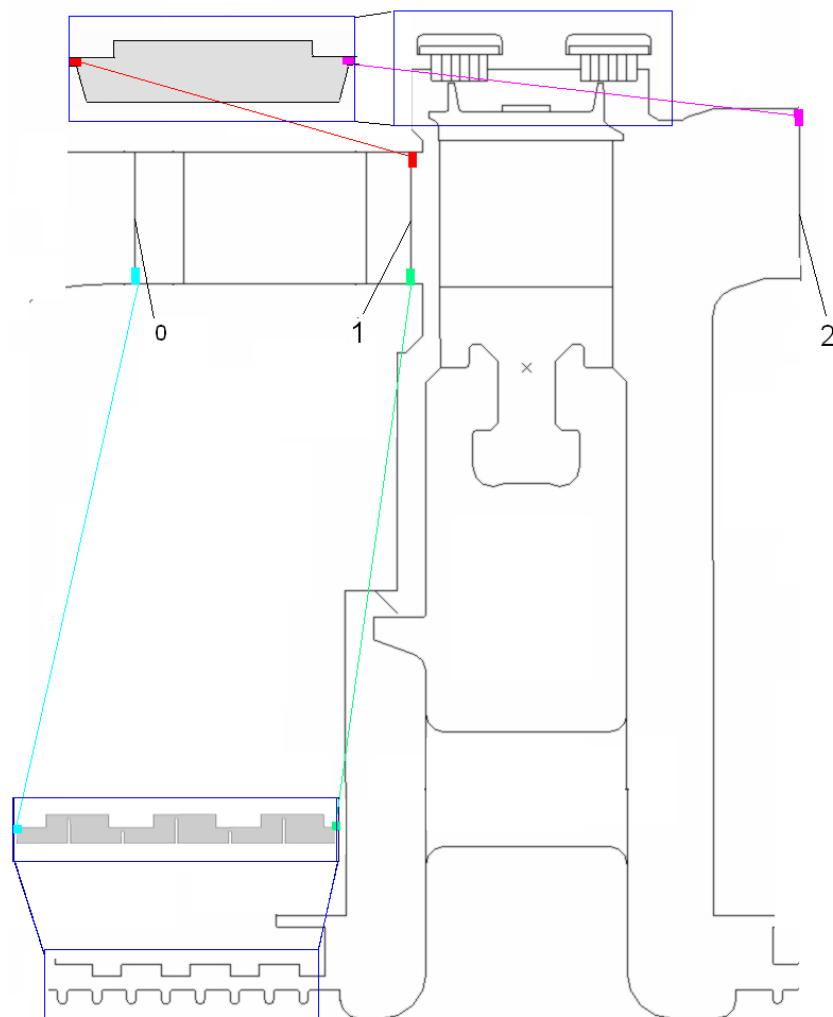
Na vstupu do výpočtové oblasti jsou zadávány hodnoty celkového tlaku  $p_c$  a celkové teploty  $T_c$ . Hodnoty těchto veličin se berou z proudového výpočtu. Pro nadbandážovou ucpávku se jedná o hodnoty ze špičky roviny 1. Pro hřídelovou ucpávku se hodnoty získávají z paty roviny 0. Další zadávanou okrajovou podmínkou je tangenciální složka rychlosti  $v_{seal}$ . Ta se určí pomocí vztahu:

$$v_{seal} = k * v_{tan},$$

kde  $v_{tan}$  je tangenciální složka rychlosti páry za špičkou rozváděcí lopatky, tedy na rovině 1 a  $k$  je koeficient, který byl ve společnosti DŠP získán pomocí numerických výpočtů a jehož hodnota je závislá na přítomnosti brzd, popřípadě na druhu přítomných brzd. V našem případě

žádná brzda není, proto je u nadbandážové ucpávky tento koeficient roven hodnotě 0,7. Hodnota tohoto koeficientu například pro brzdy, které jdou zobrazeny na obr. 1.8 a 1.9 je rovna 0,07. Pro hřídelovou ucpávku bez brzdy je koeficient  $k$  roven hodnotě 0,9 a pro hřídelovou ucpávku s brzdou je roven hodnotě 0,5. Jako  $v_{\text{tan}}$  je zadávána hodnota tangenciální složky rychlosti páry před patou rozváděcí lopatky, t.j. v rovině 0.

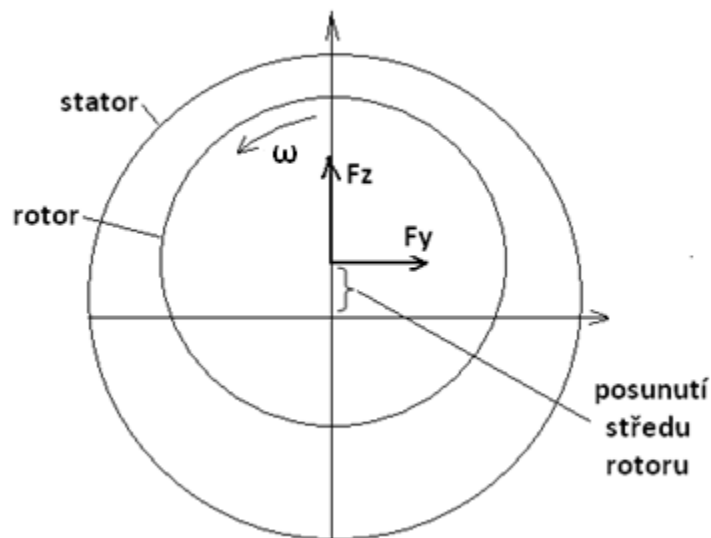
Na výstupu z výpočtové domény je nastavený statický tlak, který se získává pro nadbandážovou ucpávku ze špičky roviny 2 a pro hřídelovou ucpávku z paty roviny 1. Roviny, ze kterých se získávají jednotlivé okrajové podmínky, jsou znázorněny na obr. 1.16, kde můžeme vidět i výpočtové domény pro program Seal.



*Obr. 1.16 Výpočtové oblasti ucpávek pro program Seal a místa, ze kterých se získávají hodnoty zadávaných okrajových podmínek*

### 1.3.3 Výpočet dynamických koeficientů

Cílem výpočtu v programu Seal je zjistit tangenciální složku sil  $F_t = -F_y$  a radiální složku sil  $F_r = F_z$  působících na rotor vlivem jeho vychýlení, které vzniká například působením nevyvážku rotoru. Na obr. 1.17 je schematicky znázorněný vychýlený rotor s označenou orientací sil, které na rotor působí.



Obr. 1.17 Schéma posunutí rotoru s orientací sil působící na vychýlený rotor

V postprocesingu výpočtového programu jsou následně napočteny dynamické koeficienty  $K$ ,  $k$ ,  $D$ , a  $d$  ucpávek, kde  $K$  je koeficient přímé tuhosti,  $k$  koeficient příčné tuhosti,  $D$  představuje koeficient přímého tlumení a  $d$  koeficient příčného tlumení. Tyto koeficienty jsou počítány pomocí rovnice

$$\begin{pmatrix} K & k \\ -k & K \end{pmatrix} \begin{bmatrix} U_y \\ U_z \end{bmatrix} + \begin{pmatrix} D & d \\ -d & D \end{pmatrix} \begin{bmatrix} \dot{U}_y \\ \dot{U}_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix},$$

kde  $U_y$  a  $U_z$  jsou známé složky výchylky středu rotoru. Výpočet dynamických koeficientů se určuje metodou nejmenších čtverců z výpočtu pro minimálně tři různé hodnoty úhlové rychlosti precese, které se zpravidla volí jako  $0$ ,  $\omega/2$  a  $\omega$ .

## **2 Rešerše podobných úloh řešených ve společnosti Doosan Škoda Power a u její konkurence**

Diplomová práce se zabývá numerickou simulací proudění páry turbínovým stupněm s nadbandážovou a hřídelovou ucpávkou a s diskem s prepouštěcím otvorem. Jedná se o stupeň parní turbíny Tornio, která má kolové (diskové) uspořádání rotoru. Hlavním cílem této práce je zjištění průběhu tangenciální složky rychlosti v ucpávkových částí sloužící jako podklad pro výpočet koeficientů tuhosti a tlumení ucpávek pro dynamiku rotorů.

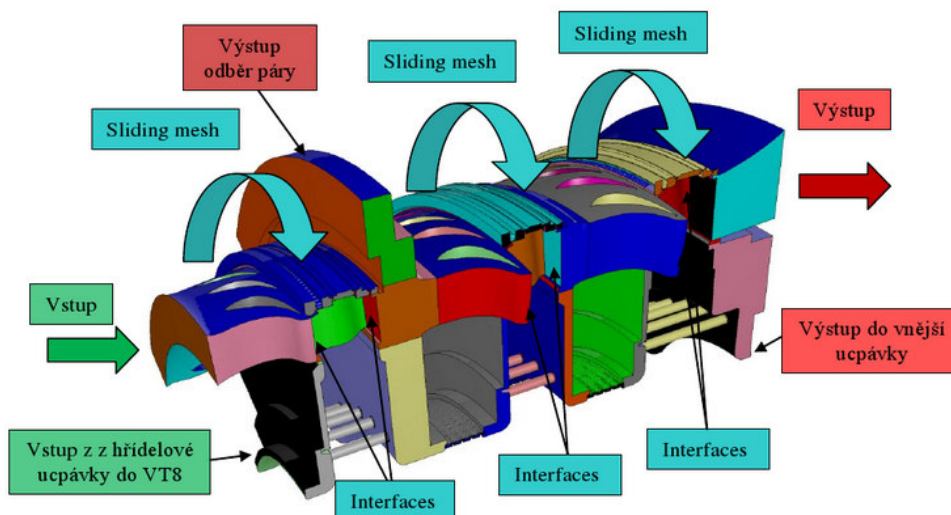
### **2.1 Podobné úlohy řešené ve společnosti Doosan Škoda Power**

V této kapitole bude popsán přehled podobných výpočtů prováděných ve společnosti DŠP. Jedná se o výpočty proudového pole stupňů parních turbín, které navíc obsahují i části s nadbandážovými a hřídelovými ucpávkami a s vyrovnávacími otvory. Jsou to úlohy, kde hlavním cílem je provedení analýzy proudového pole stupně parní turbíny se zahrnutím vlivu ucpávek.

#### **2.1.1 Ledvice**

První výpočet tohoto typu byl spočten v roce 2008 společností TechSoft Engineering. Jednalo se o velmi komplexní 3D úlohu, která zahrnovala stacionární numerický výpočet 3 stupňů parní turbíny Ledvice 600 MW, obr 2.1. Počítaly se stupně VT8, VT9 a VT10 včetně radiálních a axiálních mezer, hřídelových a nadbandážových ucpávek včetně brzd, odběru páry, těsnícího bříty a prepouštěcích otvorů.

Numerický výpočet byl proveden v programu Fluent. Jednalo se o stacionární výpočet turbulentního proudění vazké stlačitelné tekutiny, kde proudícím médiem byl model páry uvažovaný jako ideální plyn. Byl použit turbulentní model SST k- $\omega$ . Byly vytvořeny 4 varianty modelu. První byl kompletní model, který obsahoval nadbandážové a hřídelové ucpávky, brzdy, odběr páry, clony a prepouštěcí otvor. Druhá varianta výpočtu byla bez clonek, třetí bez brzdiček a poslední neobsahoval clonky a prepouštěcí otvor. Cílem bylo porovnat tyto varianty mezi sebou, provést analýzu proudového a tlakového pole. Dále byla u těchto čtyř variant spočtena účinnost, ztráty, axiální zatížení lopatky a bandáže.



Obr. 2.1 Výpočtová oblast 3 stupňů parní turbíny Ledvice

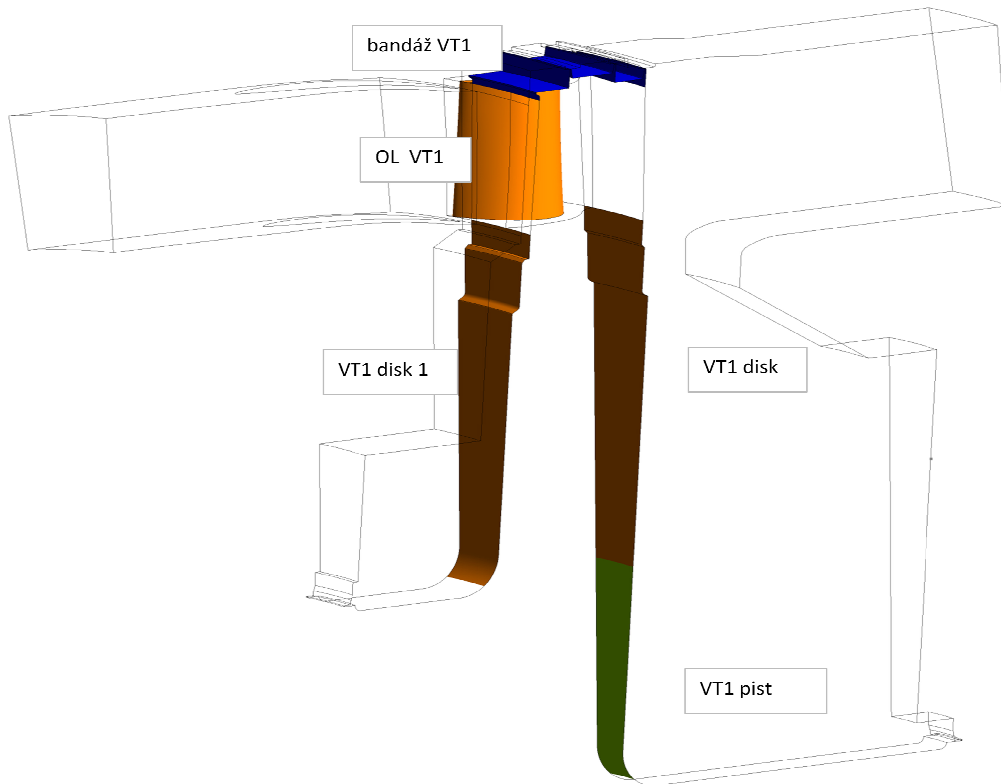
## 2.1.2 Kuopio

Jednou z dalších úloh počítanou ve společnosti DŠP zahrnující vliv ucpávek byl 3D výpočet stupňů VT1-VT2 s nadbandážovou ucpávkou parní turbíny Kuopio 46 MW. Bylo vytvořeno 8 geometrických variant založených na různých kombinacích prvků nacházejících se v oblasti nadbandážové ucpávky. Jednalo se o prvky žebro, brzda, břit a nýt. Cílem této úlohy bylo porovnání těchto variant a zjištění průběhu vybraných veličin, především tangenciální složky rychlosti, na zvolených rovinách v nadbandážové ucpávce. Zjištěné průběhy těchto veličin sloužily dále jako okrajové podmínky pro navazující výpočty koeficientů tuhosti a tlumení páry v nadbandážové ucpávce. Počítána byla celá řada geometrických kombinací s cílem určit vliv jednotlivých prvků v prostoru nadbandážové ucpávky na dynamiku rotoru. Úloha byla řešena na základě problémů tohoto stroje při uvádění do provozu.

## 2.1.3 Loviisa

Ve společnosti DŠP byly dále počítány dva stupně parní turbíny Loviisa, Obr. 2.2. Jednalo se o stacionární výpočet turbulentního proudění vazké stlačitelné tekutiny, kde proudícím médiem byla pára modelována jako reálná pára podle IAPWS. Výpočet byl proveden v programu CFX. Byl použit model turbulence SST  $k-\omega$ . Byly vytvořeny dvě

varianty modelu. První model byl bez vyrovnávacího otvoru a druhý s otvorem. Cílem bylo porovnání těchto variant, určení axiálních sil působících na rotor a jejich posouzení s ohledem na namáhání, resp. dimenzování axiálního ložiska. Dalším cílem bylo stanovení popisu rozložení tlaků působících na disk rotoru. Stanovený popis rozložení tlaků na disk pak bylo následně využito ve zjednodušených programech užívaných při návrhu strojů za účelem určení axiální síly.

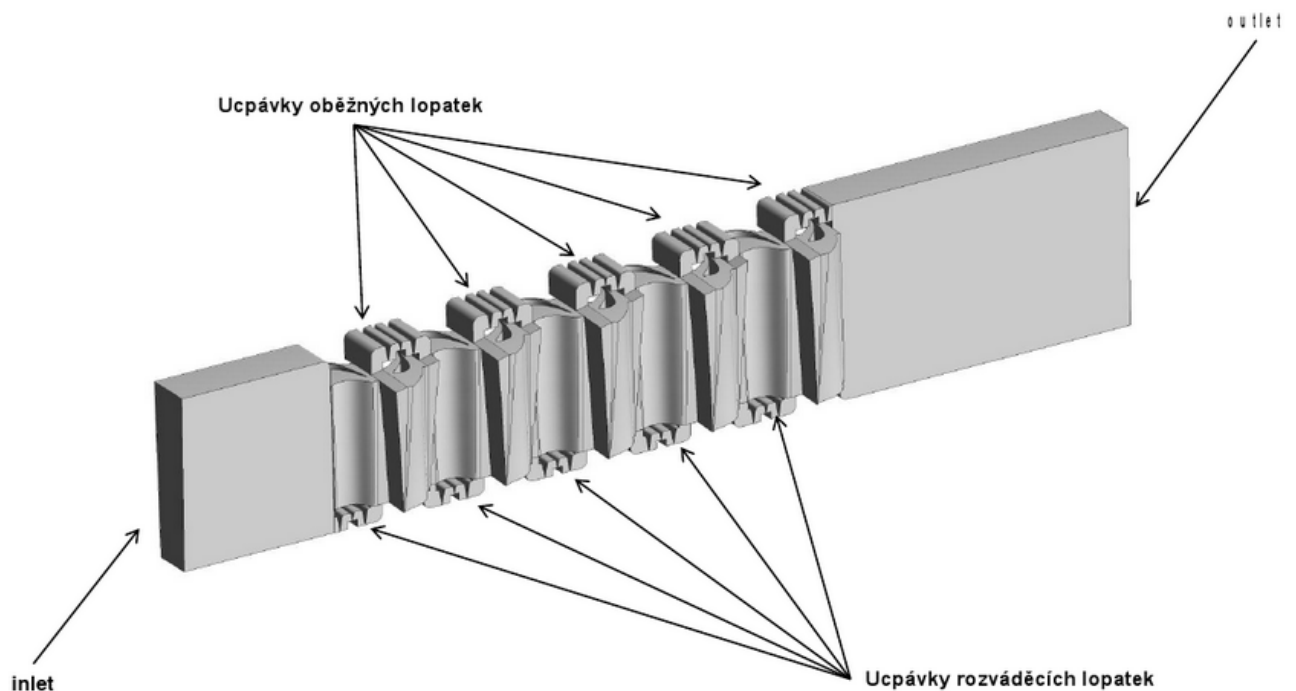


*Obr. 2.2 Výpočtový model parní turbíny Loviisa*

Všechny výše popsané úlohy se týkaly kolového uspořádání rotoru. Následující úlohy mají bubnové uspořádání.

### 2.1.4 5 vysokotlakých stupňů parní turbíny 100 MW

Ve společnosti TechSoft Engineering byla počítána úloha 5 přetlakových stupňů VT21-VT25 turbíny 100 MW, obr. 2.3. Výpočet byl proveden pro různé průtočné části s prismatickými a následně pak i se zkroucenými lopatkami. Jednotlivé varianty byly počítány s ucpávkami a bez ucpávek. Všechny úlohy byly řešeny stacionárně a nestacionárně. Pozornost u této úlohy byla věnována především porovnání výkonu, účinnosti a ztrátám u jednotlivých vytvořených variant.

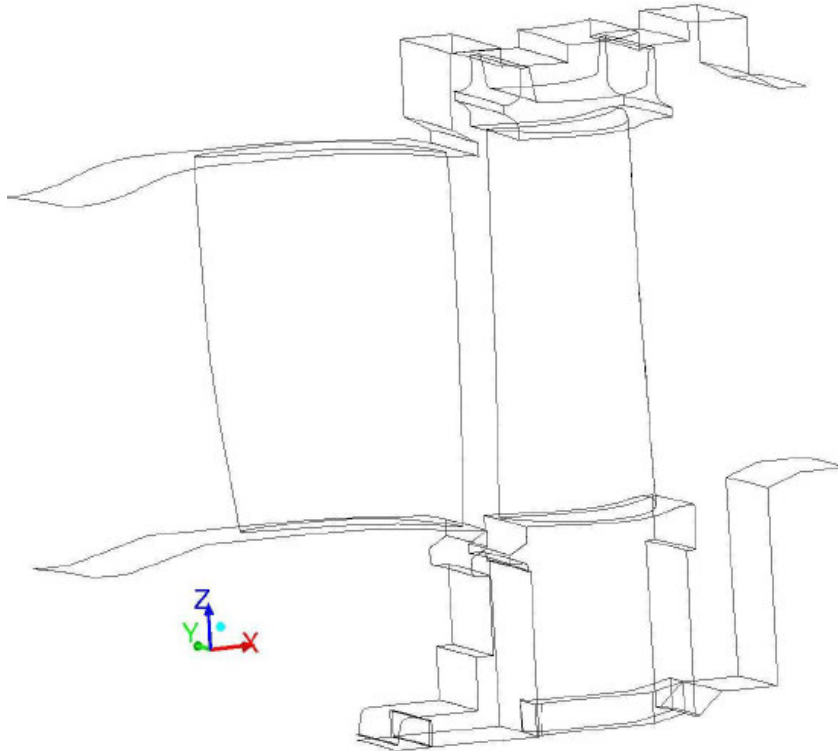


Obr. 2.3 Výpočtový model 5 přetlakových stupňů

### 2.1.5 Cankiri Orta

Poslední popisovanou úlohou v této kapitole, která byla počítána ve společnosti DŠP, je výpočet šesti stupňů VT dílu parní turbíny Cankiri Orta. Byl proveden výpočet stupně včetně nadbandážové a hřídelové ucpávky a vyrovnávacích štěrbin. Tato úloha byla řešena s cílem stanovit vhodnou průtočnou plochu odlehčovacích štěrbin tak, aby odlehčovací štěrbinou protekla veškerá pára z hřídelové ucpávky plus minimální množství z hlavního proudu. V této úloze byly měněny velikosti ploch vyrovnávacích štěrbin a byly sestaveny závislosti termodynamické účinnosti stupně na velikosti průtočné plochy vyrovnávacích štěrbin.

Dále byl zjišťován dopad změny plochy vyrovnávací štěrbiny na hmotnostní toky, osové síly a kroutící momenty v jednotlivých částech stupně. Bylo zde podrobně zmapováno proudění páry přes štěrbiny a v mezeře mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami.



*Obr. 2.4 Výpočtová oblast parní turbíny Cankiri Orta*

## **2.2. Podobné úlohy řešené na zahraničních pracovištích**

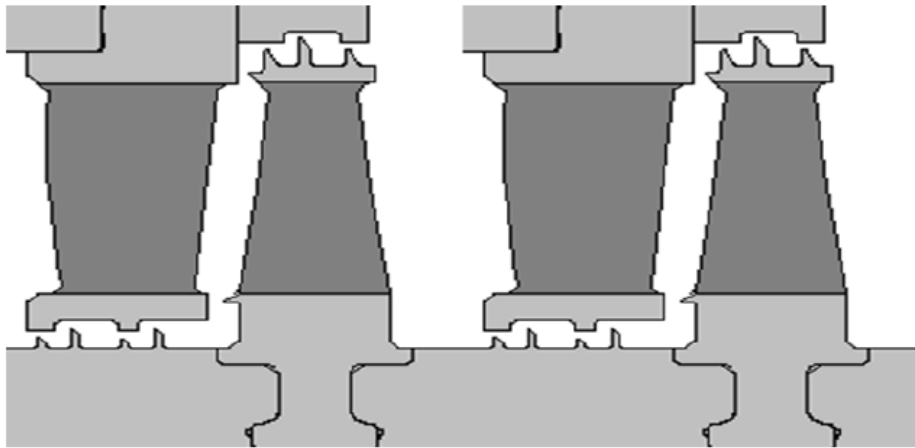
V této části kapitoly jsou uvedeny typické příklady úloh, které byly řešeny na zahraničních pracovištích.

### **2.2.1 Optimalizace dvou stupňů parní turbíny o výkonu 1000 MW**

Na Department of Thermal Engineering, Tsinghua University v Pekingu byla provedená numerická simulace proudění ve dvou vysokotlakých turbínových stupních za účelem optimalizace počítaných stupňů. Jednalo se o dva 3D CFD výpočet. Jeden výpočet pro model



samotných dvou stupňů bez ucpávkových částí. Druhý výpočet byl proveden pro model turbínových stupňů, do kterých byly přidány hřídelové i nadbandážové ucpávky. Výpočtovou oblast pro model s ucpávkami můžeme vidět na obr. 2.5. Tyto varianty byly následně porovnány. Na základě CFD výsledků byla provedena optimalizace řešených turbínových stupňů.



*Obr. 2.5 Výpočtová oblast pro CFD analýzu dvou VT stupňů*

## **2.2.2 CFD analýza proudového pole turbínových stupňů**

Na univerzitě GITAM School of Technology v Indii byla provedena CFD analýza proudového pole ve středotlakém stupni se zahrnutím vlivu ucpávek. Byly provedeny dva výpočty. První byl výpočet jedním stupněm s nadbandážovou a hřídelovou ucpávkou. Druhý výpočet obsahoval sedm stupňů včetně ucpávek. Geometrie a síť lopatkových domén byla vytvořena v programu Ansys Turbo Grid. Geometrie oblastí ucpávek byla vytvořena v programu IDEAS a síť v programu Icem. Numerická simulace byla provedena v výpočtovém programu CFX. Na vstup byla zadána okrajová podmínka mass flow inlet definovaná průtokem a statickou teplotou a na výstupu byla nastaven podmínka pressure outlet, kde byla zadána hodnota statického tlaku. Pro numerické řešení turbulentního proudění byl zvolen dvourovnicový turbulentní model k-epsilon a upwind schéma druhého řádu přesnosti. Kontury tlaku v počítané oblasti jsou ukázány na obr. 2.6. Cílem výpočtu byla analýza proudového pole turbínových stupňů se zahrnutím vlivu ucpávek.



*Obr. 2.6 Kontury celkového tlaku ve výpočtové oblasti turbínového stupně*

## 3 Numerická simulace proudění stlačitelné vazké tekutiny v turbínovém stupni

Před vlastní tvorbou výpočtové oblasti a výpočetní sítě si bylo třeba nejprve rozmyslet, co vlastně budeme modelovat a jaké jsou naše cíle. Následně bylo nutné stanovit, jaké bude složení výpočtového modelu, jaké okrajové podmínky se budou zadávat, s jakou přesností a jakým způsobem a kde se bude definovat. Dále bylo nezbytné si uvědomit, jaké jsou naše HW možnosti a časové nároky na výpočet i zpracování. Až na základě těchto úvah bylo možno přistoupit k samotné tvorbě výpočtového modelu.

### 3.1 Složení výpočtového modelu

Tato práce vznikla mimo jiné za účelem porovnání proudění páry v turbínovém stupni bez vlivu ucpávek s turbínovým stupněm se zahrnutím vlivu ucpávek. Cílem je porovnat účinnosti a ztráty jednotlivých variant. Dalším cílem je stanovení silových účinků páry na rotor a zjištění hmotnostního průtoku páry jednotlivými částmi modelu s ucpávkami, tzn. jaké množství protéká turbínovým stupněm, ucpávkovými částmi a vyrovnávacím otvorem. Záměrem celé diplomové práce je zjištění průběhu tangenciální složky rychlosti v nadbandážové a hřídelové ucpávce, která má negativní vliv na dynamiku rotoru.

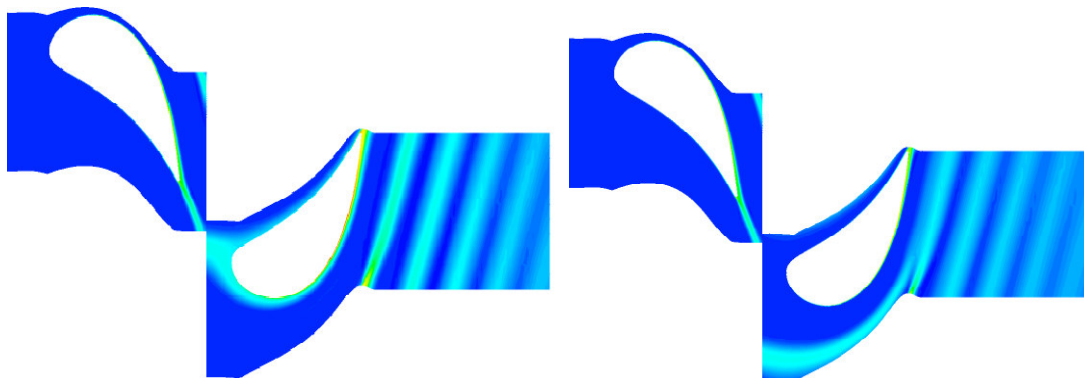
Vezmeme-li v úvahu definované cíle, je potřeba, aby výpočtový model obsahoval jeden turbínový stupeň, tedy jednu statorovou a jednu oběžnou lopatku, disk s přepouštěcím otvorem a dále nadbandážovou a hřídelovou ucpávku. Nebudeme modelovat celé kolo, ale pouze jeho část, která bude rotačně symetrická. Jelikož v turbíně je v celém disku 12 přepouštěcích otvorů, budeme modelovat pouze jednu dvanáctinu disku, tedy výseč disku  $30^\circ$ . Rozváděcích lopatek je v celém kole 46, tedy každá rozváděcí lopatka má výseč s úhlem  $7,83^\circ$ . Oběžných lopatek je 102, tedy každá z nich má výseč s úhlem  $3,53^\circ$ . Mezi tyto oblasti s různým úhlem výseče musíme nastavit správné rozhraní.

#### 3.1.1 Rozhraní a jeho vlastnosti

Obecně existují 3 typy rozhraní: None, Frozen Rotor a Stage. Pro přechod mezi dvěma stacionárními doménami se používá rozhraní None. Tento typ rozhraní lze použít jak v případě stejně velkých, tak i rozdílně velkých společných ploch. Další dva typy rozhraní se využívají jednak při přechodu mezi stacionární a rotující doménou a jednak mezi dvěma

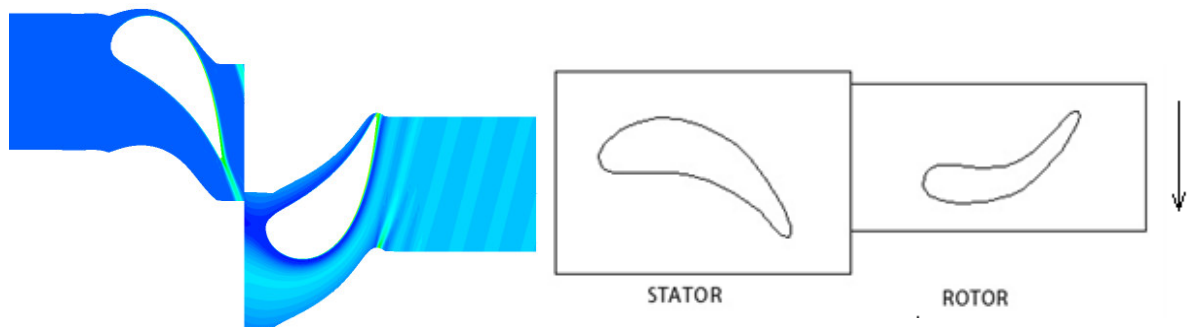
rotujícími doménami. Jedná se o rozhraní Frozen Rotor a Stage. Obě tyto rozhraní mají své specifické využití.

Frozen Rotor je rozhraní, jehož hlavní výhodou je schopnost modelovat přechod proudových struktur mezi doménami. Poloha rozhraní se však nemění, je fixována vzájemnou polohou domén. To však neodpovídá skutečným stavům v rotačních strojích. Navíc vzájemná poloha statoru a rotoru může díky tomuto jevu ovlivňovat konvergenci výpočtu. Například tvoří-li se úplav v oblasti náběžné hrany oběžné lopatky, vznikají v lopatkové mříži složitější proudové poměry než v případě, kdy úplav dopadá do mezilopatkového kanálu. To má za následek rozdílný průběh konvergence výpočtu. Porovnání vzniku úplavu pro rozhraní Frozen Rotor pro dvě domény, které jsou vzájemně virtuálně posunuté, je zobrazeno na obr. 3.1. Mezi další výhody tohoto rozhraní patří dobrá konvergence a paměťová nenáročnost rozhraní. Hlavní nevýhodou rozhraní Frozen Rotor je, že profily spočtených veličin při přenášení z domény proti proudu do domény po proudu jsou přeměřítkovávány podle úhlových výsečí. Proto by měly být úhlové výseče v poměru blízkém 1:1. V případě jiného poměru dochází ke zkreslení profilu.



*Obr.3.1 Porovnání vzniku úplavu pro dvě domény, které jsou vzájemně virtuálně posunuté pro rozhraní typu Frozen Rotor*

U rozhraní typu Stage dochází při přenosu dat mezi doménami k tangenciálnímu průměrování veličin, proto toto rozhraní nedokáže zachytit průchod proudových struktur mezi doménami. Z tohoto důvodu vzájemná poloha domén neovlivňuje proudové poměry v mezilopatkovém kanále a nemá vliv ani na konvergenci výpočtu. Ukázka přechodu úplavu pro rozhraní Stage je vidět na obr. 3.2. Hlavní výhodou tohoto rozhraní je, že můžeme zvolit libovolný poměr výsečí domén. Naopak nevýhodou oproti rozhraní Frozen Rotor jsou větší hardwarové nároky a horší konvergence.



Obr. 3.2 Vznik úplavu pro rozhraní typu Stage

### 3.1.2 Volba rozhraní pro výpočtový model

Při volbě typu rozhraní mezi doménou s oběžnými lopatkami a mezi doménou s diskem s přepouštěcím otvorem jsme mohli zvolit díky rotaci obou domén rozhraní Frozen Rotor nebo Stage. Protože jsme chtěli zachovat tlakové pole mezi rotorem a ucpávkami, není použití rozhraní Stage, které tangenciálně průměruje hodnoty, příliš vhodné. Proto bylo zvoleno rozhraní Frozen Rotor. Aby byl co nejvíce zachován poměr stěn sousedních domén 1:1, bylo modelováno celkem 8 oběžných lopatek ( $7,83^\circ * 8 = 28,24^\circ$ ), jejichž celková výseč se nejvíce blíží úhlu výseči domény s přepouštěcím otvorem ( $30^\circ$ ). To odpovídá poměru 1:1.06. Nevýhodou této volby je mírná deformace proudového profilu. Rozhraní Frozen Rotor bylo zvoleno ze stejného důvodu i mezi doménami s oběžnými lopatkami a s nadbandážovou ucpávkou. Nadbandážová ucpávka je rotačně symetrická, proto byla modelována její výseč odpovídající výseči s osmi modelovanými rotorovými lopatkami. Vzniklý poměr je tedy 1:1 a nedochází zde ke zkreslení proudového profilu.

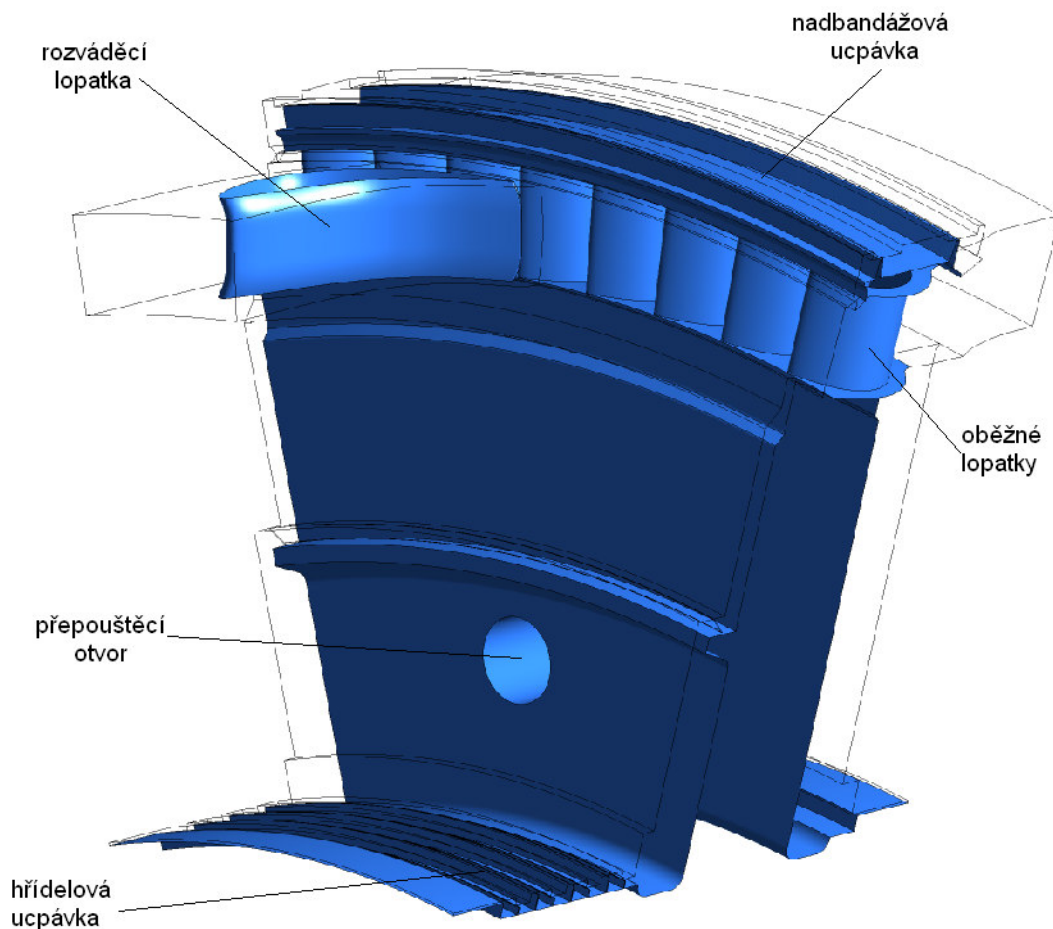
Při volbě typu rozhraní mezi rotorovými a statorovými lopatkami jsme měli dvě možnosti. Buď modelovat 4 rozváděcí a 8 oběžných lopatek a zvolit rozhraní Frozen Rotor nebo modelovat jednu rozváděcí lopatku a osm oběžných lopatek a zvolit rozhraní typu Stage. Jelikož hlavním cílem této práce je analýza proudění páry v ucpávkových částech a rozhraní v této oblasti ovlivňuje pouze proudové pole mezi lopatkami, bylo možné v tomto případě zvolit rozhraní typu Stage bez ztráty přesnosti sledovaných parametrů. Další výhodou této volby je značná úspora ve velikosti výpočtového modelu.

### 3.1.3 Vliv okrajových podmínek na tvorbu výpočtového modelu

Po volbě všech částí, které bude model obsahovat a po výběru rozhraní mezi jednotlivými částmi, je třeba strukturu výpočtového modelu přizpůsobit také zadávaným okrajovým podmínkám.

V našem případě bylo nutné přizpůsobit model podmínce zadávané na vstup do hřídelové ucpávky. Tuto vstupní oblast bylo potřeba prodloužit, abychom zamezili zpětnému proudění v této oblasti. Ze stejného důvodu byla prodloužena i výstupní oblast u druhé ucpávky.

Na základě těchto předpokladů byl vytvořen výpočtový model, který můžeme vidět na obr. 3.3.



*Obr.3.3 3D výpočtový model*

## 3.2 Kvalita výpočetní sítě a velikost modelu

K dispozici byl 2D model turbíny v Catii. Ten byl následně v programu Gambit upraven. Z modelu byly vymazány všechny nepotřebné části včetně rozváděcí a oběžné lopatky. Získaná 2D geometrie byla dále použita pro tvorbu sítě, která vznikla vytažením 2D sítě tohoto 2D modelu do prostoru. Geometrie rozváděcí i oběžné lopatky byla získaná z 3D firemní databáze profilů.

Po vytvoření geometrie výpočtového modelu následovalo vytvoření výpočetní sítě. Velké úlohy s takto komplexní geometrií jsou velmi náročné na tvorbu výpočetní sítě. Je velmi obtížné zvolit vhodný kompromis mezi kvalitou a velikostí sítě. V případě příliš hrubé sítě s její výslednou nízkou kvalitou se nám nemusí podařit zachytit všechny potřebné jevy. Naopak v případě příliš jemné sítě by se neefektivně zvýšila délka samotného výpočtu a také objem zapisovaných dat. Z tohoto důvodu bylo potřeba si nejprve předem uvědomit, kde jsou kritická místa daného modelu, které mají vyšší nárok na kvalitu výpočetní sítě. V našem modelu se tato kritická místa nachází v oblastech s velkými skokovými změnami průřezu, ve kterých dochází k značnému urychlení proudu. Jedná se zejména o oblasti ucpávek a o okolí břitu. V těchto oblastech bylo třeba věnovat větší pozornost kvalitě sítě a síť v těchto místech lokálně zahustit. Nekvalitní síť v těchto kritických místech by mohla mít za následek zkreslenost získaných výsledků a zároveň by mohly při výpočtu nastat značné problémy.

Dále bylo potřeba si rozmyslet, zda bude zapotřebí modelovat mezní vrstvu, která velmi významně ovlivňuje výsledný počet buněk, tedy kvalitu výsledků, ale také délku výpočtu. V tomto případě, kdy je turbulentní proudění rozvinuté až od určité vzdálenosti od stěny, bylo nutné u stěny tuto mezní vrstvu vytvořit. Bez mezní vrstvy by tento jev nebyl korektně zachycen. Mezní vrstva a lokální zahuštění výpočetní sítě můžeme vidět na obr. 3.5 a na obr.3.6.

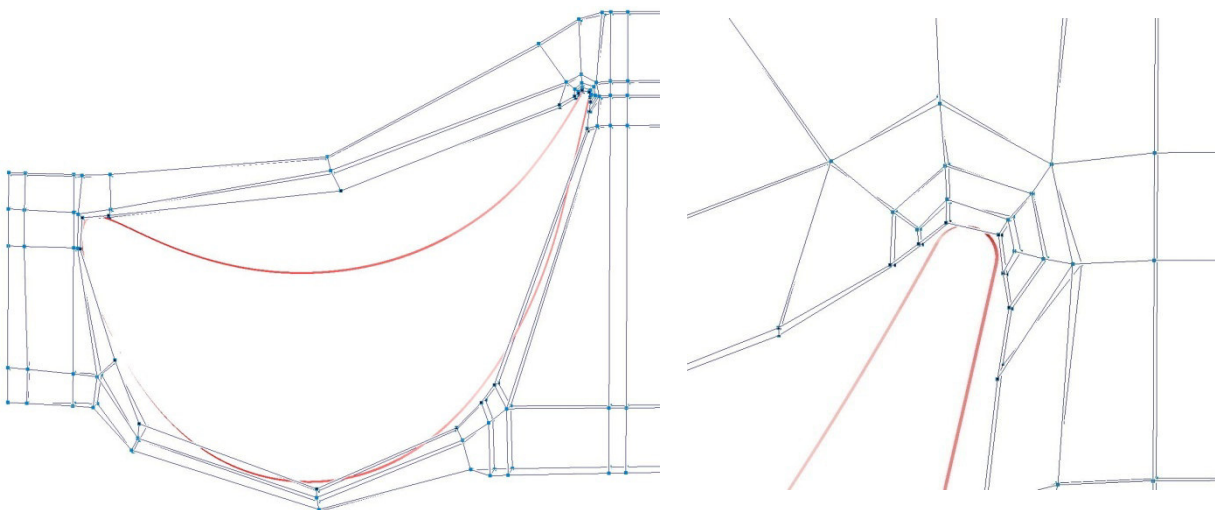
Z potřeby kvalitní mezní vrstvy plyne také způsob síťování, který by měl být navržen tak, aby tato mezní vrstva byla všude v požadované vysoké kvalitě. Toho lze nejlépe dosáhnout pomocí ručně vytvořené hexa sítě, kde se mezní vrstva dá nejlépe ovlivnit a přesně specifikovat. K tomu je nejvhodnější zvolit vytvoření topologie, která nám umožní zachytit změny v případně dodatečně prováděných změn v geometrii. Není poté potřeba vytvářet celou síť znovu.

Ve společnosti DŠP se používá celá řada programů pro vytváření sítí. Nejpoužívanější jsou ICEM, AutoGrid, GridPro, Gambit a Ansys Meshing. Každý z těchto programů má své výhody i nevýhody, každý z nich se hodí pro různé typy úloh. Poté u libovolné úlohy, které jsou v DŠP řešené, (například turbínové stupně, mezitělesové prostory, ventilové komory

nebo ucpávky) lze volbou jednoho nebo kombinací více programů vytvořit dostatečně kvalitní síť.

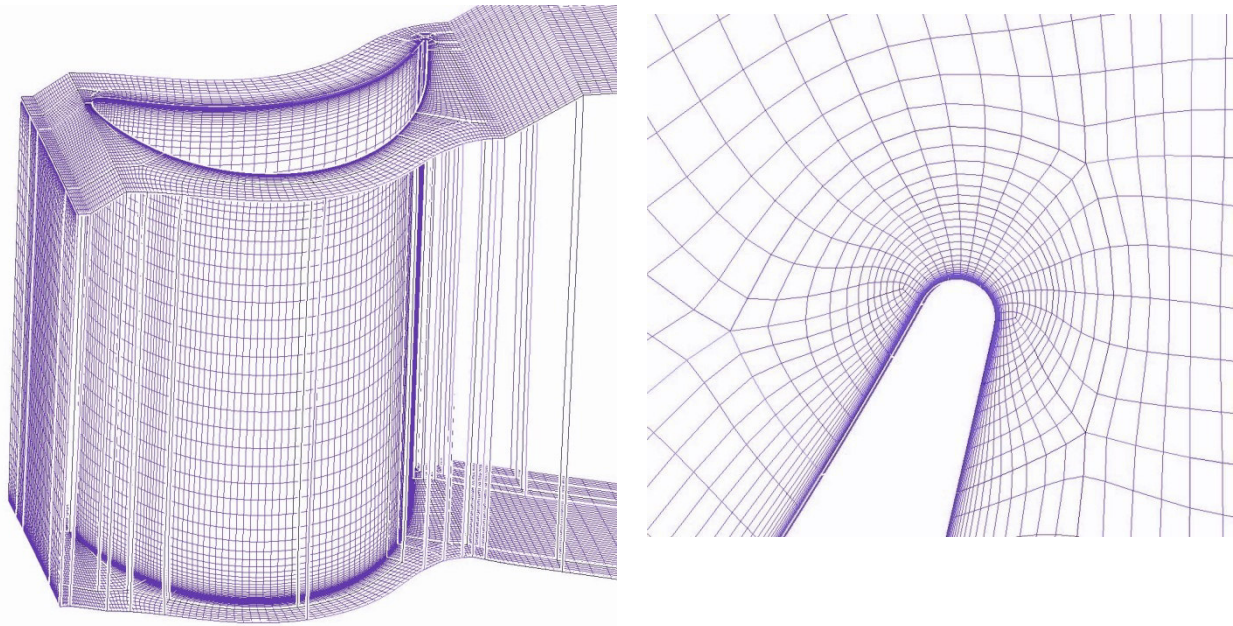
Při volbě síťovacího programu pro moji práci jsem vycházela ze zkušeností a doporučení kolegů ze CFD oddělení. Jelikož jde o složitou geometrii složenou z mnoha odlišných částí, muselo být k vytvoření sítě použito více programů.

Nejdříve byla vytvořena síť pro domény s rozváděcí a oběžnou lopatkou. Právě díky nemožnosti vytvoření virtuální topologie, byl z výběru nejvhodnějšího síťovacího nástroje vyřazen software Gambit. Jako vhodnější nástroj se jevil GridPro. Tento nástroj je vhodný zejména k vytváření sítí v mezilopatkových kanálech. Tento program umožňuje, po nastavení počtu lopatek a s pomocí manuálně připravené topologie, automatické vytvoření domén o přesné výšce pro jednu lopatku se zadanou periodicitou. Zároveň také automaticky upravuje tvar této domény tak, aby síť byla co nejkvalitnější. Toho dosahuje pomocí mnoha iteračních kroků, díky kterým je vyhlazování ve výsledku velmi kvalitní. Vyhlazování je také hlavní výhodou tohoto nástroje. Dokáže tak velmi efektivně předcházet některým negativním parametrům sítě. Pro příklad mohu uvést kontrolní hodnotu „*volume change*“, která nám ukazuje poměrové změny objemu mezi dvěma sousedními buňkami. Pokud tento poměr dosahuje hodnot 1:20 a výše, jsou následné výpočty v použitém výpočetním programu velmi nestabilní. Proto je důležité si hodnotu tohoto parametru při tvorbě výpočetní sítě hlídat. Obrázky topologie vytvořené pro oběžnou lopatku se nachází na obr. 3.4. Vytvořená výpočetní síť rozváděcí lopatky je znázorněna na obr. 3.5. Zde je vidět i vytvořená mezní vrstva na lopatce.



Obr 3.4 Vytvořená topologie na rozváděcí lopatce s detailem na odtokovou hranu lopatky

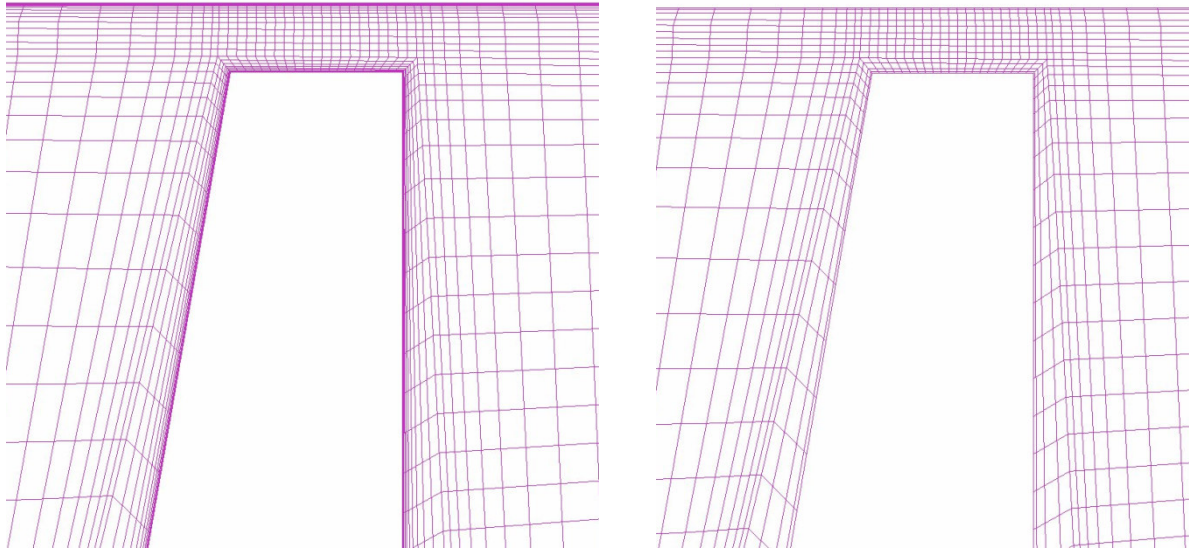




*Obr 3.5 Vytvořená výpočetní síť na rozváděcí lopatce s detailem na odtokovou hranu lopatky*

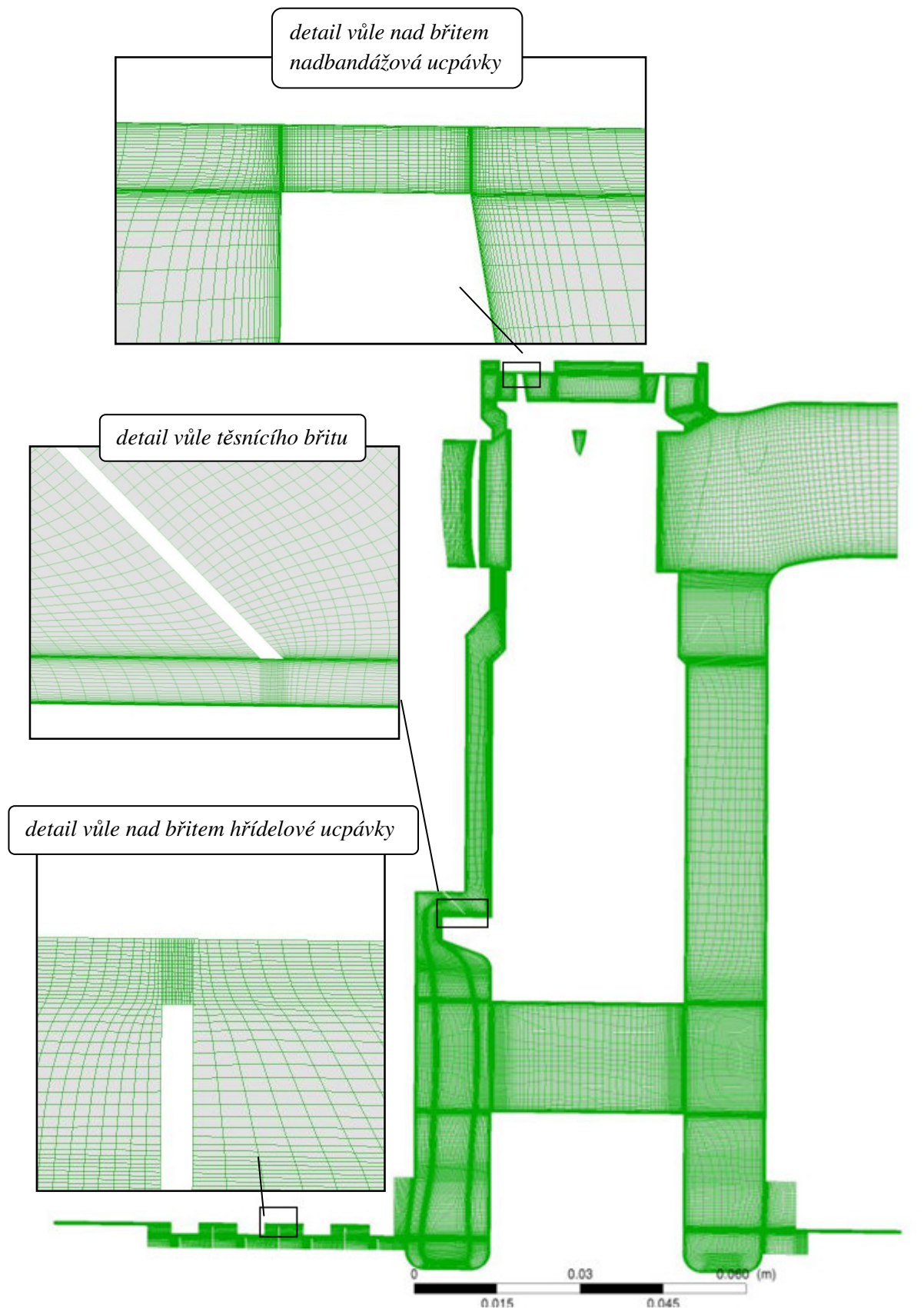
Pro další domény, tedy pro oblasti s ucpávkami, s diskem a s přepouštěcím otvorem, kde je výrazně složitější vytváření případné topologie a geometrie, již nebyl software GridPro příliš efektivní. Příprava této topologie v programu GridPro by zabrala příliš mnoho času. Proto byl pro zbylé oblasti zvolen vhodnější nástroj ICEM CFD. Tento software patří ve společnosti Doosan Škoda Power aktuálně k těm nejpoužívanějším nástrojům pro vytváření sítí v oblasti CFD. Je tomu tak díky jeho univerzálnosti a modernímu pracovnímu prostředí. Vytvoření virtuální topologie je zde výrazně jednodušší a vhodnější také k lokálním úpravám, které byly v této práci prováděny například v oblasti ucpávek. I přes zde popsané výhody programu ICEM CFD je vytváření sítě v ucpávkových oblastech velmi náročné a jen pro představu, vytvoření sítě pro hřídelové ucpávky s diskem a přepouštěcím otvorem zabere i zkušenému člověku 4 až 5 dní.

Pro všechny domény včetně rozváděcí a oběžné lopatky byly vytvořeny dvě sítě. První byla určena pouze pro rozběhnutí úlohy. Jednalo se o hrubou síť bez mezní vrstvy. Teprve, když byla úloha již korektně nastavena a rozpočítána, riziko divergence výpočtu bylo nižší, bylo vhodné použít již dostatečně jemnou finální síť. Rozdíl mezi jemnou sítí s mezní vrstvou a hrubou sítí bez mezní vrstvy v oblasti břitu v nadbandážové ucpávce je vidět na obr. 3.6.



*Obr. 3.6 Srovnání výpočetní sítě s mezní vrstvou a bez mezní vrstvy v oblasti břítu v nadbandážové ucpávce.*

Počet buněk pro finální jemnou síť v doméně se statorovou lopatkou je 562 308, doména s rotorovou lopatkou má 907 000 buněk. Rotorových lopatek je v modelu modelováno 8, tedy celková síť rotorové domény je 7 260 000 buněk. V části s nadbandážovou ucpávkou je 821 338 a oblast s hřídelovou ucpávkou, diskem a přepouštěcím otvorem má 4 435 000 buněk. Celkový počet ve výsledném modelu dosáhl 13 078 000 buněk.



Obr. 3.7 Vytvořená výpočetní síť

## 3.3 Numerická simulace

V poslední části této kapitoly jsou uvedeny zadávané okrajové podmínky, parametry ideálního plynu, volba a vhodné nastavení řešiče a v neposlední řadě zhodnocení průběhu výpočtu.

### 3.3.1. Volba výpočtového programu

Ve společnosti DŠP se používá celá řada výpočetních programů. Příkladem je Fluent, Numeca, CFX a OpenFoam. Stejně jako je tomu u síťovacích programů, každý z těchto programů se hodí na určitý typ úlohy. Všechny tyto programy jsou založeny na metodě konečných objemů a řeší systém Navier-Stokesových rovnic, které jsou odvozeny ze zákona zachování hybnosti, z rovnice kontinuity a z energetické rovnice.

Pro řešení problému byl zvolen program CFX. Tento program je vhodný pro výpočty v oblasti turbostrojů. Další výhodou programu CFX je možnost modelovat proudící medium jako reálnou páru, což například neumožňuje program Fluent.

### 3.3.2 Parametry proudícího média

Médium proudícím v turbínovém stupni je přehřátá pára. Ta se dá dostatečně přesně aproximovat náhradou v podobě ideálního plynu.

Jelikož v řadě úloh počítané v DŠP bylo proudící medium modelováno zjednodušeně jako ideální plyn, viz úloha Ledvice popsaná v kapitole 2.1.1 a Kuopio popsané v 2.1.2, zajímá nás, jaký vliv má toto zjednodušení na výsledky. Proto byla přehřátá pára v této práci modelována jednak zjednodušeně jako ideální plyn, tak i jako reálná pára podle specifikace IAPWS a následně byly získané výsledky porovnány. Jako parametry ideálního plynu byly zadány veličiny, které můžeme vidět v tabulce 3.1.

Stupeň		Hodnoty veličin
$c_p$	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$	1881,504
R	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	431,1806
M	$kg.kmo^{-1}$	19,28264
K	-	1,2973
$\mu$	Pa.s	2,44E-05
$\lambda$	$W.m^{-1}.K^{-1}$	0,059309

Tabulka 3.1 Zadávané parametry ideálního plynu

$c_p$  je měrná tepelná kapacita, R měrná plynová konstanta, M molekulová hmotnost, K je Poissonova konstanta ideálního plynu. Dalšími zadávanými parametry byla měrná tepelná vodivost  $\lambda$  a dynamická viskozita  $\mu$ .

### 3.3.3 Zadané okrajové podmínky

Na vstup do rozváděcí lopatky byla nastavena vstupní okrajová podmínka pressure inlet, kde v případě ideálního plynu byla zadávána celková teplota  $T_{oc}$  a celkový tlak  $p_{oc}$  a v případě modelování proudění reálné páry byla zadána celková entalpie  $i_{oc}$  a celkový tlak  $p_{oc}$ . Na výstupu z oběžné mříže byl nastaven pressure outlet, kde byl definovaný statický tlak  $p_{2s}$ . Hodnoty těchto veličin se nachází v tabulce 3.2. Tyto okrajové podmínky byly získány z proudového výpočtu. Proudový výpočet je zjednodušený 2D výpočet proudového pole stupně, který se provádí pro tři rozvinuté válcové řezy. Vychází ze zákona zachování hmotnosti, zákona zachování hybnosti a z rovnice radiální rovnováhy, která popisuje změnu tlaku se změnou poloměru.

Na vstup do hřídelové ucpávky byla zadána okrajová podmínka mass flow inlet a na výstup z hřídelové ucpávky mass flow outlet. V obou případech byl zadán průtok v axiálním směru. Hodnoty průtoku na vstupu a výstupu byly zpočteny ze zjednodušeného návrhového výpočtu. Na vstupu do hřídelové ucpávky protéká celkové průtočné množství  $1,422 \text{ kg.s}^{-1}$ . Jedná se ale o množství protékající celým kolem. V diplomové práci byla modelována 1/12 kola, proto zadávaná hodnota průtoku na vstupu činí  $0,11852 \text{ kg.s}^{-1}$ . V případě výstupu bylo množství protékající celým kolem  $1,165 \text{ kg.s}^{-1}$ . Tomu odpovídá zadávaná hodnota průtoku na výstupu z 1/12 kola  $0,09708 \text{ kg.s}^{-1}$ . Tyto nastavené okrajové podmínky jsou zobrazeny na obr. 3.8.

zadávané okrajové podmínky		hodnoty veličin
$p_{0c}$	MPa	5,4888
$i_{0c}$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	3242,1
$p_{2s}$	Mpa	4,1371
$\dot{m}_{INL}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	1,4222
$\dot{m}_{OUT}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	1,165
$T_{0c}$	K	421,96

*Tabulka 4.2. Zadávané okrajové podmínky*

U všech rotujících částí, které je možno vidět na obr. 3.8 byla nastavena rychlost rotace 5500 otáček za minutu, tedy rychlost rotace rotoru. Stěny modelu byly nastaveny jako wall a byly definované jako hydraulicky hladké. Rychlost proudícího média na povrchu stěny byla nastavena nulová. Jelikož se jedná o rotačně symetrickou úlohu, byla na plochy výseče nastavena rotační periodická podmínka Periodic Interface.

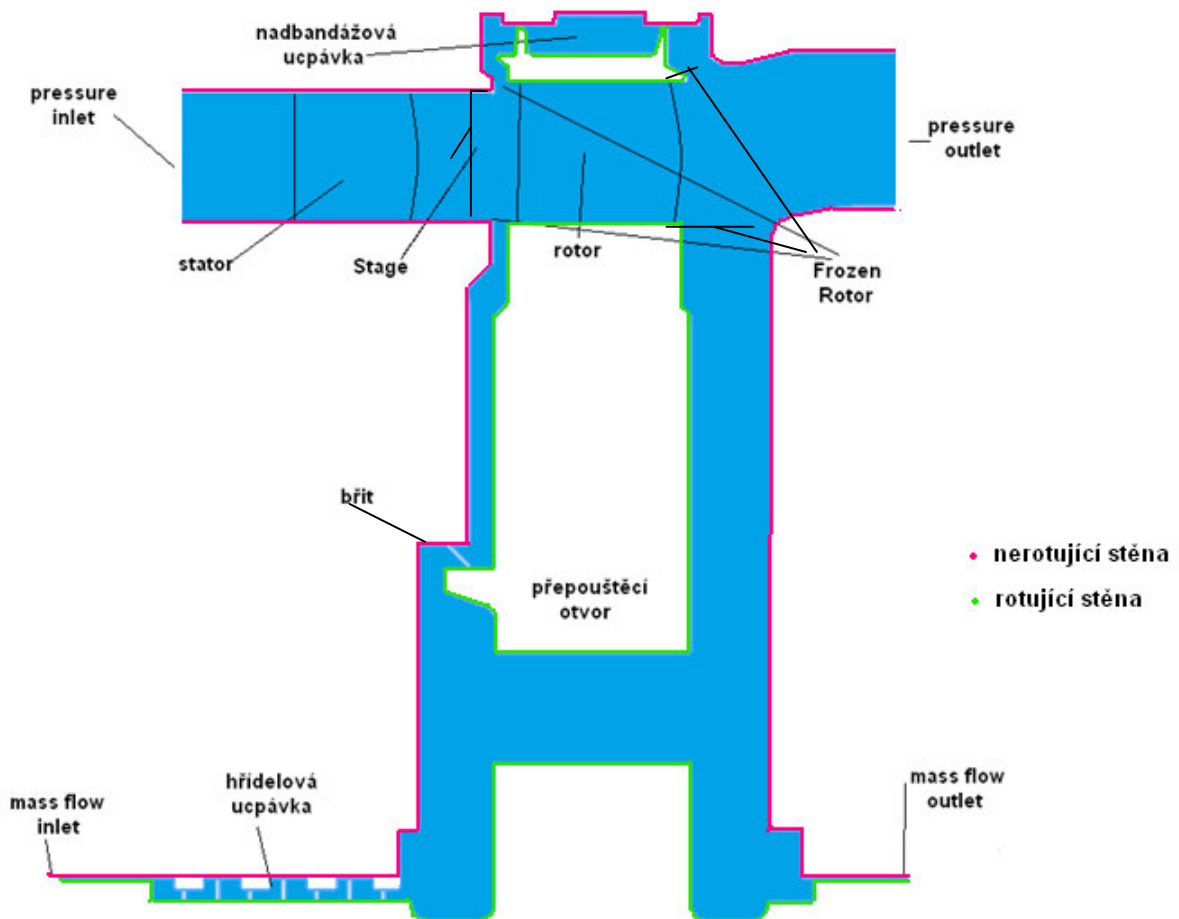
### 3.3.4 Specifikace parametrů výpočtu

Tato diplomová práce se zabývá numerickou simulací stacionárního turbulentního proudění stlačitelné vazké newtonské tekutiny.

#### Nastavení řešiče

V diplomové práci zabývající se prouděním páry v turbínovém stupni s ucpávkovými částmi řešíme stacionární turbulentní proudění stlačitelné vazké newtonské kapaliny. Pro numerické řešení tohoto modelu bylo použito implicitní upwind schéma druhého řádu přesnosti, které nabízí výpočtový systém CFX. Pro výpočet turbulentní viskozity byl zvolen turbulentní model SST k-omega, který dobře funguje jak v blízkosti stěn, tak ve volném prostoru.





Obr.3.8 Nastavení okrajových podmínek pro danou úlohu

### 3.4 Postup výpočtu

Nejprve byla provedena numerická simulace proudění v modelu holého stupně bez ucpávek. Tento výpočet byl proveden jak pro ideální plyn, tak i pro reálnou páru podle IAPWS.

Následně bylo přistoupeno k výpočtu stupně s hřídelovou a nadbandážovou ucpávkou včetně oblastí s diskem a s přepouštěcím otvorem. I přes provedené předchozí úvahy úloha velmi špatně konvergovala, proto bylo třeba úlohu skládat postupně. Nejprve byl výpočet prováděn na hrubší síti, bez mezní vrstvy. To proto, že výpočet s hrubou sítí je rychlejší, což poskytuje mnohem rychlejší odezvu na prováděné změny a náhled do problematiky dané úlohy. Při výpočtu byla úloha skládána postupně. Nejprve byl spočítán na hrubé síti holý stupeň, poté se k němu přidala nadbandážová ucpávka a nakonec i disk s přepouštěcím otvorem a s hřídelovými ucpávkami. Tímto způsobem jsme získali první řešení, které mohlo

být použito pro inicializaci úlohy s kvalitnější sítí s mezní vrstvou a tím bylo dosaženo lepší konvergence výpočtu.

Hlavním měřítkem konvergence výpočtu je průběh reziduí. Dále byl při výpočtu sledován rozdíl průtoku na vstupu a výstupu do jednotlivých domén, který by měl být po dosažení konvergence nulový. Další monitorované veličiny byly síly a kroutící moment působící na disk. Výpočet byl zastaven po ustálení všech sledovaných veličin.



## 4 Porovnání výsledků průtočných částí jednotlivých variant

V první části kapitoly jsou porovnány výsledky úloh pro model stupně bez ucpávek, který byl jednak počítán s proudícím médiem ideální plyn a poté s reálnou párou podle IAPWS. Jelikož se v tomto případě jedná o oblast proudění přehřáté páry, která má podobné vlastnosti jako ideální plyn, předpokládají se výsledky obou variant velmi podobné.

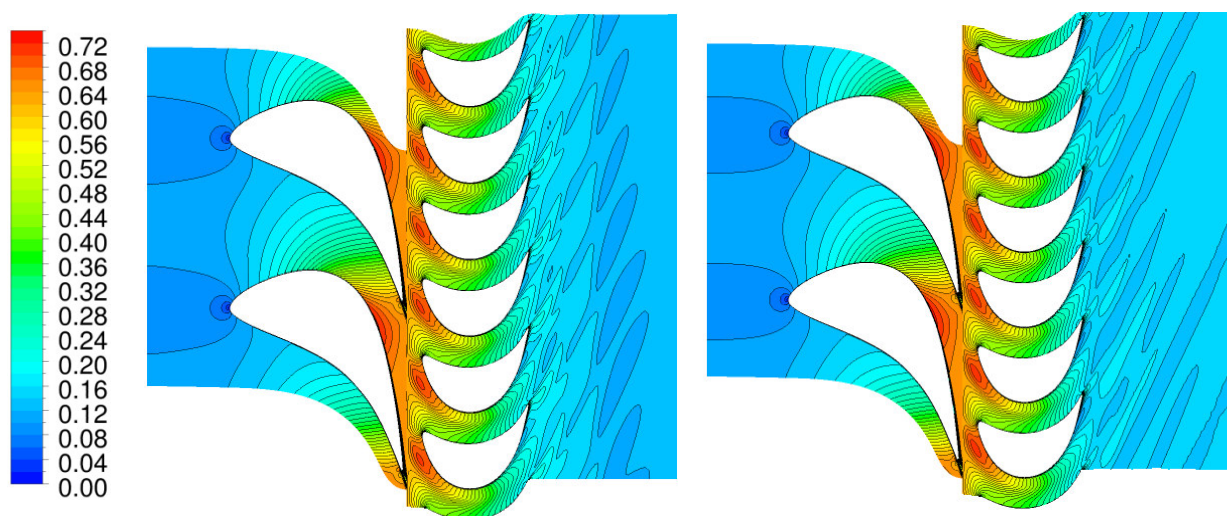
V druhé části kapitoly jsou srovnány výsledky lopatkových částí modelu bez ucpávek s modelem s ucpávkami.

### 4.1 Porovnání výsledků stupně bez ucpávek

V této části kapitoly jsou zobrazeny výsledky úloh pro model stupně bez ucpávek s proudícím médiem počítaným jako ideální plyn a jako reálná párou podle IAPWS.

#### 4.1.1 Rozložení proudových veličin popisujících proudové pole turbínového stupně v lopatkové mříži

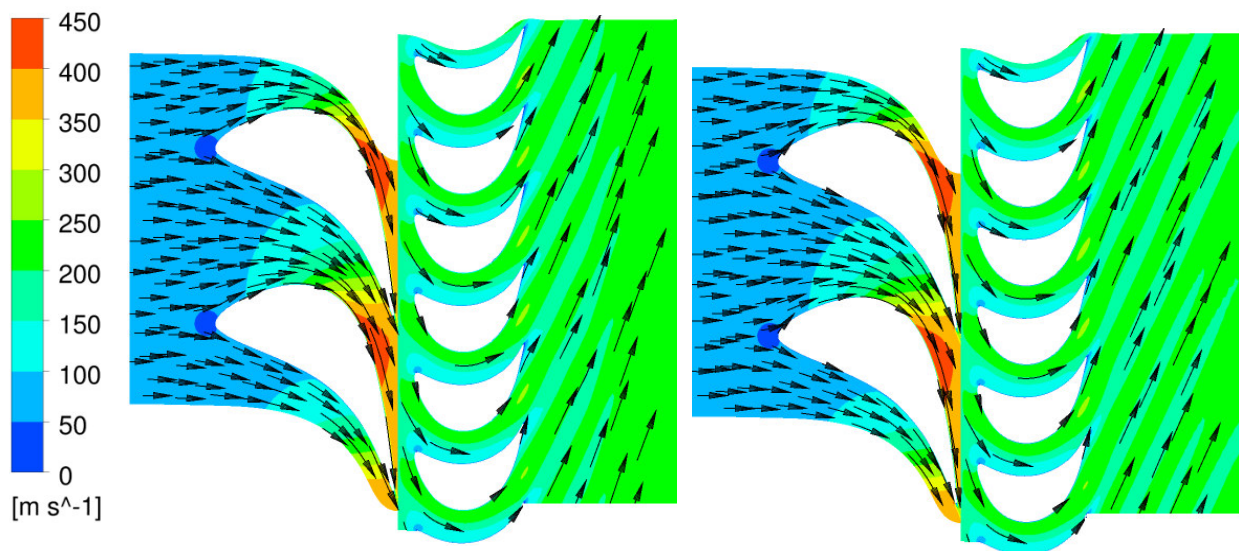
Na následujících obrázcích jsou zobrazeny kontury veličin popisující turbínový stupeň. Jedná se o střední řezy, tedy o řezy v polovině oblasti mezi patou a špičkou lopatky.



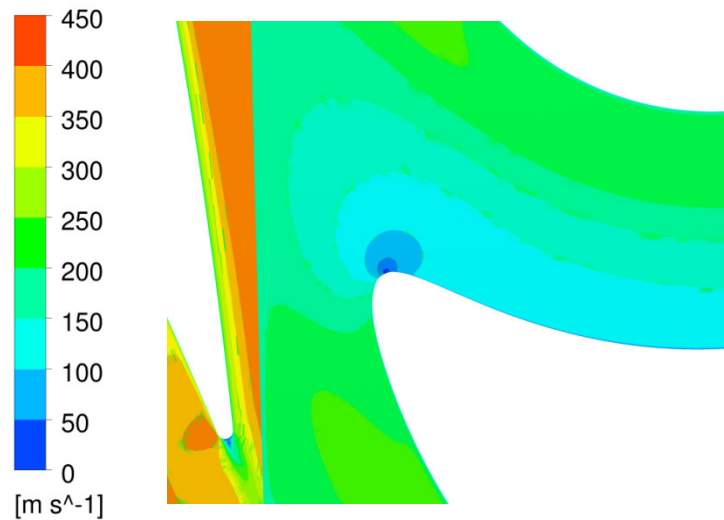
Obr.4.1 Absolutní Machovo číslo pro ideální plyn (vlevo) a pro páru (vpravo)

Na obr. 4.1. jsou zobrazeny kontury absolutního Machova čísla  $Ma$ , které je definované jako  $Ma = v/a$ , kde  $v$  je absolutní rychlost a  $a$  je rychlost zvuku. Na obr. je vidět, že nejmenší hodnota machova čísla se nachází na náběžné hraně rozváděcí lopatky. V této oblasti se nachází tzv. stagnační bod, ve které by měla být celková rychlost nulová. Jelikož v rozváděcí lopatkové mříži dochází k urychlení proudu páry, nabývá Machovo číslo největších hodnot na výstupu z rozváděcí mříže a na vstupu do oběžné mříže. V těchto místech je tedy absolutní rychlost největší. Poté pára v oběžné lopatkové mříži předává část své kinetické energie oběžným lopatkám a tím dochází ke zpomalení proudu a poklesu Machova čísla.

Rozložení relativní rychlosti a její vektory jsou vidět na obr. 4.2. Je patrné, že v rozváděcí mříži dochází nejenom ke značnému urychlení proudu ale také k jeho natočení do směru, ve kterém vstupuje do oběžné lopatkové mříže pod ideálním úhlem, při kterém je konaná práce maximální. Na obr. 4.3 je zobrazený detail relativní rychlosti u náběžné hrany oběžné lopatky, kde můžeme vidět stagnační bod, který ukazuje náběh proudu na oběžné lopatky.

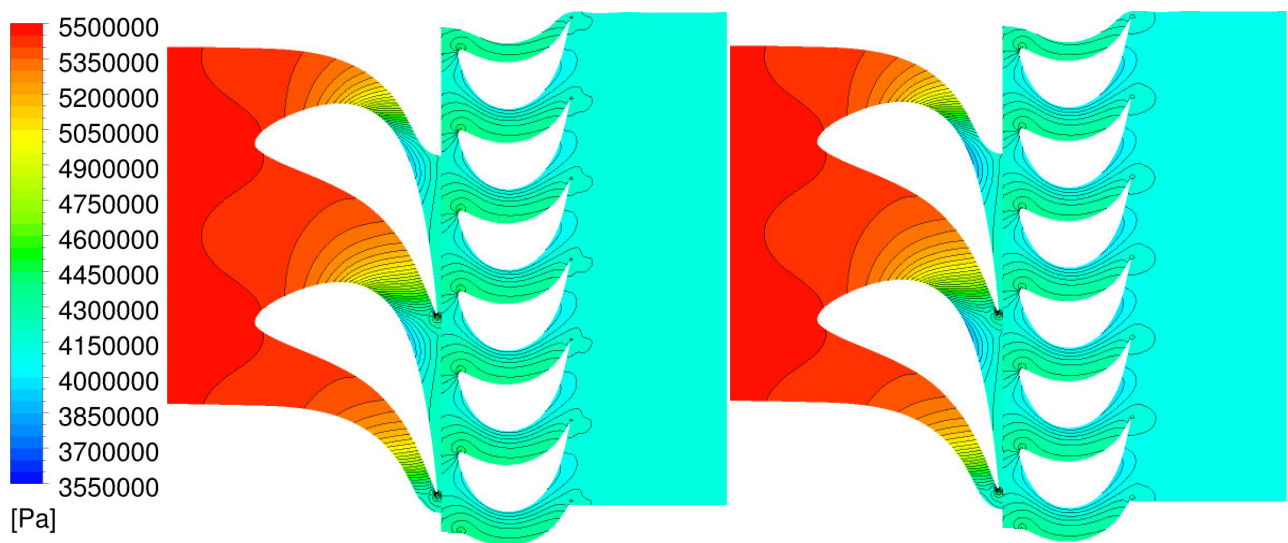


Obr. 4.2 Relativní rychlost pro ideální plyn (vlevo) a pro páru (vpravo)



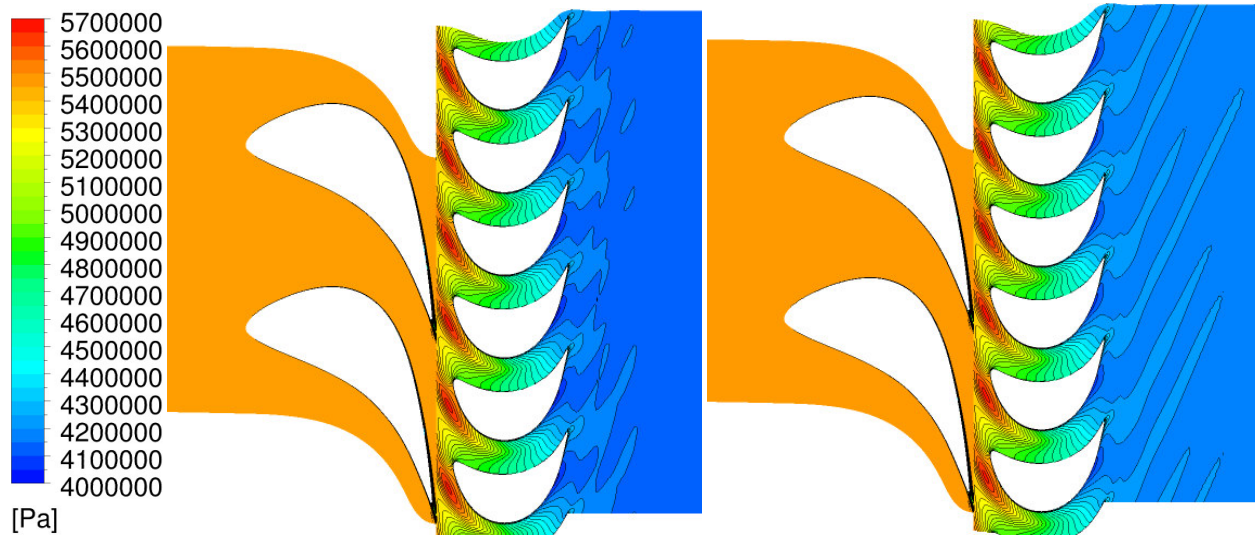
Obr. 4.3 Detail relativní rychlosti u náběžné hrany oběžné lopatky

Na dalším obr. 4.4 je rozložení statického tlaku. Z obrázku je patrné, že na rozdíl od celkové rychlosti, která je ve stagnačním bodě nulová, statický tlak v tomto místě dosahuje své největší hodnoty. Dále je vidět, že k největšímu poklesu statického tlaku dochází v rozváděcí mříži. V oběžné mříži je díky nízké reakci, která je kolem 8%, pokles statického tlaku minimální. Také je zřejmé, že statický tlak dosahuje nižších hodnot na podtlakové straně lopatky než na přetlakové straně lopatky. Důsledkem tohoto rozložení tlaků u oběžných lopatek jsou silové účinky, kterými působí pára na lopatky, a tím koná práci.



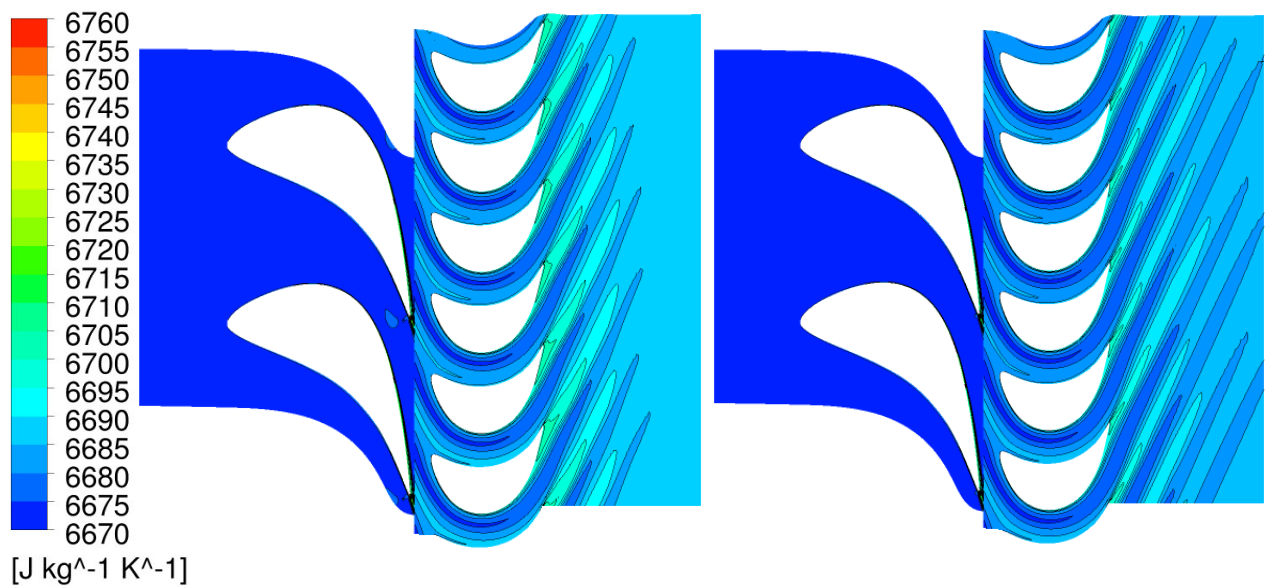
Obr.4.4 Statický tlak pro ideální plyn (vlevo) a pro páru (vpravo)

Naopak, k největší změně celkového tlaku dochází hlavně v oběžné lopatkové mříži a to z důvodu, že pára předá část svojí kinetické energie oběžným lopakám. Proto zde dochází ke značnému poklesu celkového tlaku. Rozložení celkového tlaku je zobrazeno na obr. 4.5.



Obr.4.5 Celkový tlak pro ideální plyn (vlevo) a pro páru (vpravo)

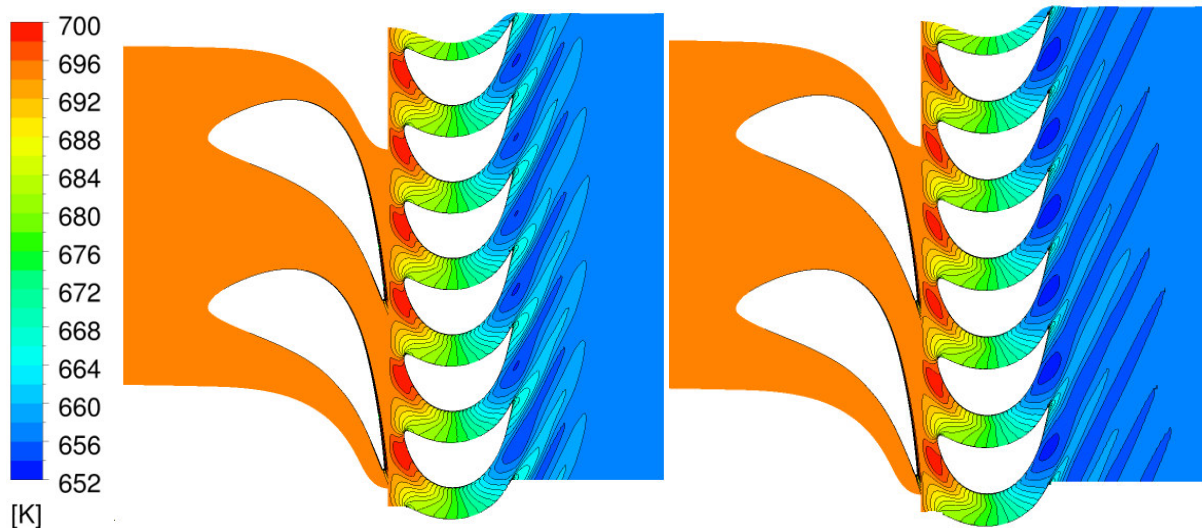
Rozložení kontur entropie se nachází na obr. 4.6. K největšímu nárůstu entropie dochází za odtokovou hranou oběžné lopatky. V této oblasti dochází ke vzniku úplavu, které způsobují nárůst ztrát a tedy i zvýšení zmíněné entropie.



Obr.4.6 Entropie pro ideální plyn (vlevo) a pro páru ( vpravo)



Celková teplota je zobrazena na obr. 4.7. Můžeme si povšimnout, že ve statorové mříži je teplota konstantní. K její změně dochází pouze v oběžné lopátkové mříži. Největších hodnot dosahuje před oběžnými lopatkami.

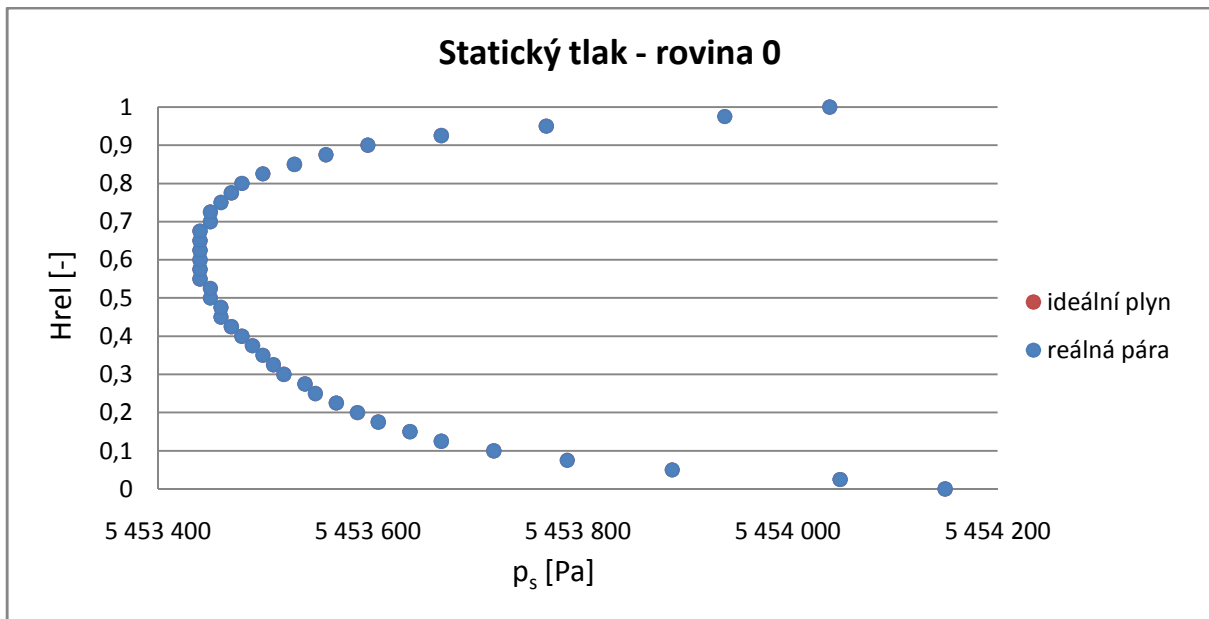


Obr.4.7 Celková teplota pro ideální plyn (vlevo) a pro páru (vpravo)

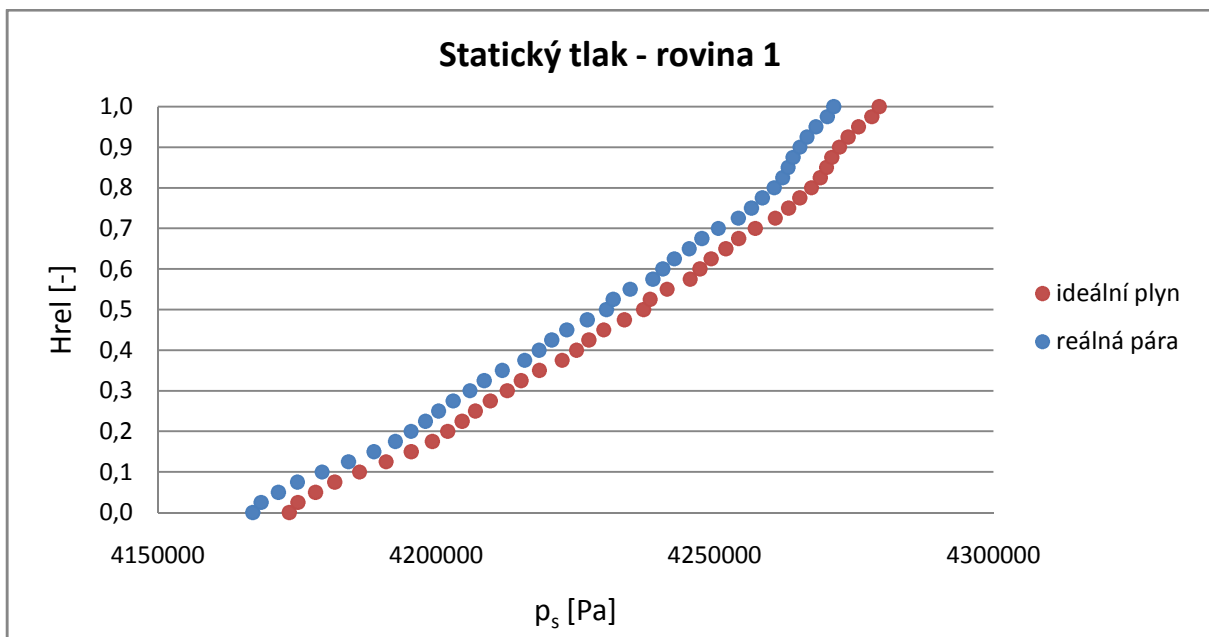
#### 4.1.2 Rozložení proudových veličin po výšce turbínového stupně

V této části se podíváme na průběh vybraných proudových veličin po výšce stupně. Tyto průběhy byly získány tak, že jednotlivé plochy, na kterých se průběh proudových veličin vyhodnocoval, se po výšce rozdělily na pásy, na nichž se provádělo průměrování vstupních veličin pomocí průtoku.

Nyní se podíváme na průběh rozložení statického tlaku po výšce lopatky. Na obr. 4.8 je rozložení statického tlaku v rovině 0, tedy na vstupu. Je vidět, že oba grafy se navzájem překrývají. Na obr. 4.9 je znázorněné rozložení statického tlaku mezi statorovými a oběžnými lopatkami. Průběh je pro obě varianty velmi podobný.

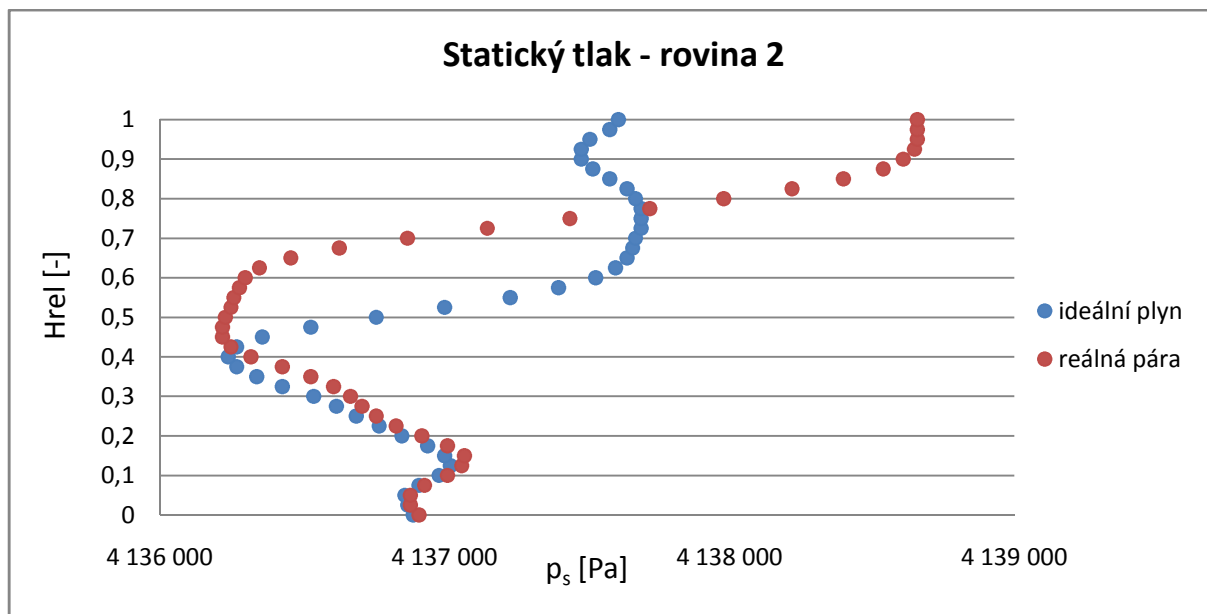


Obr.4.8 Rozložení statického tlaku po výšce stupně



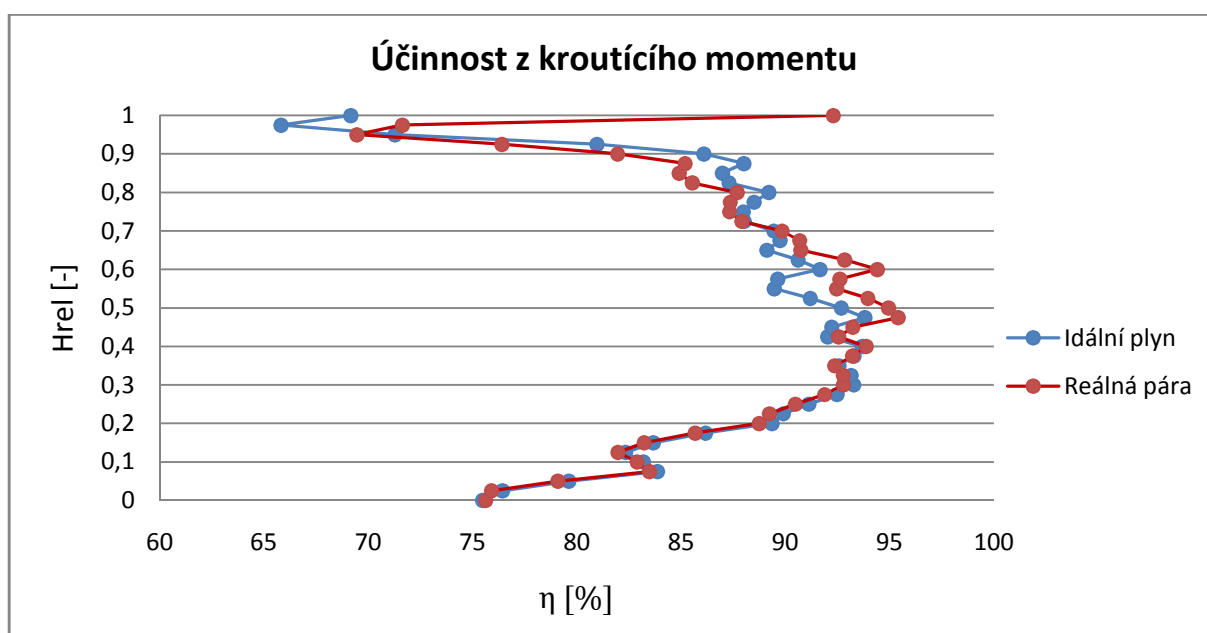
Obr. 4.9 Rozložení statického tlaku po výšce stupně

Na dalším obr. 4.10 je ukázáno rozložení statického tlaku na výstupu z rotorové domény. Průběh grafů jednotlivých variant má mírně odlišný charakter. Ale jak si můžeme všimnout, měřítko na ose x je velmi malé a rozdíly statického tlaku v jednotlivých rovinách není větší než 0,2% z celkového tlakového spádu stupně. Vidíme, že i rozdíly statického tlaku na výstupu jsou zanedbatelné.



Obr.4.10 Rozložení statického tlaku po výšce stupně

Na dalším obr. 4.11 je vykreslen průběh účinností z kroučícího momentu. Ten byl získán pomocí vstahu uvedený v kapitole 1.2.3 jako účinnosti “total-to-total” definovanou pomocí kroučícího momentu. Průběh účinnosti má pro obě varianty velmi podobný charakter. Účinnost nabývá minimálních hodnot u paty a u špičky lopatek. Průběh účinnosti je velmi rozkmitaný, což je způsobené tím, že všechny vstupní veličiny jsou průměrované, což zanáší do výpočtu určitou chybu.



Obr.4.11 Rozložení účinnosti z kroučícího momentu po výšce stupně

### 4.1.3 Porovnání reakce, účinností a ztrát

Další hlediska, podle kterých byly obě počítané varianty porovnávány jsou uvedeny v tabulce 4.1.

Tornio_2a	Ideální plyn	Reálná pára
Hmotnostní průtok [kg/s ]	55,5	55,5
Kroutící moment [Nm]	7007,9	7013,4
Reakce Static to Static [% ]	8,09	7,52
Ztráty na statoru [% ]	5,87	6
Ztráty na rotoru [% ]	9,7	9,32
Účinnost statoru [ % ]	94,15	94,02
Účinnost rotoru [ % ]	89,52	90,68
Účinnost Total to Total [ % ]	91,4	91,35
Účinnost Total to Static [ % ]	88,83	88,5
Účinnost z kroutícího momentu Total to Total [ % ]	91,21	91,57
Účinnost z kroutícího momentu Total to Static [ % ]	88,64	88,71

*Tabulka 4.1 Srovnání výsledků modelu bez ucpávek pro proudící medium ideální plyn a reálná pára*

Jak vyplývá z této tabulky, jednotlivé hodnoty srovnávaných veličin jsou pro oba případy velmi podobné. Kroutící moment u varianty s ideálním plynem je o něco menší, a tedy i hodnoty účinností počítaných z kroutícího momentu jsou u této varianty nižší. U účinností počítaných z teplot je tomu naopak, nižší účinnosti vychází u varianty s reálnou párou. Jelikož je teplota sekundární veličina a déle se ustaluje, je účinnost počítaná z teplot více citlivá, a proto ji méně věříme. Více věříme účinnost počítané z kroutícího momentu.

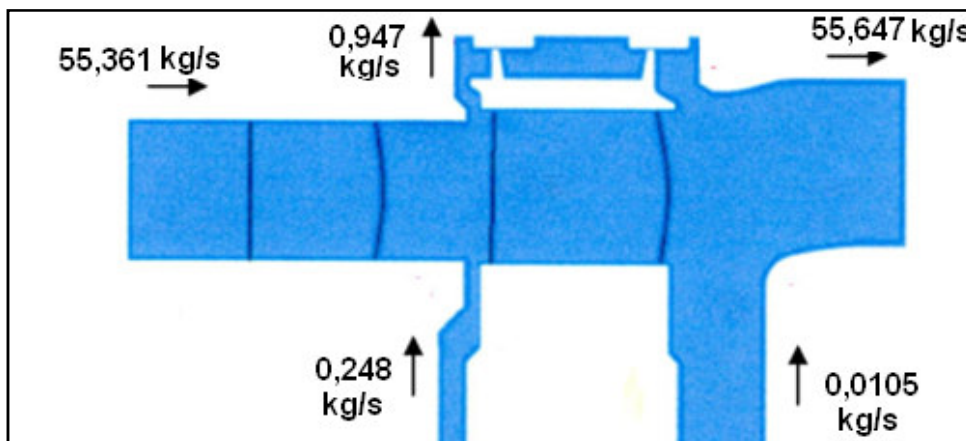
Podíváme-li se na výsledky, je vidět, že rozdíly mezi ideálním plynem a reálnou párou nejsou kvalitativního charakteru, ale jde jen o určitý posun hodnot veličin. Proto porovnání výsledků u počítaných úloh, kde jednotlivé varianty byly modelovány pouze pomocí ideálního plynu, můžeme brát jako dostačující.

V dalších částech diplomové práce budeme uvádět pouze výsledky pro reálnou páru, protože jsou přesnější, a tedy více odpovídají skutečnosti.



## 4.2 Porovnání výsledků stupně bez ucpávek a stupně s ucpávkami

Ucpávky ovlivňují turbínový stupeň zejména tím, že pára vracející se z ucpávek do lopatkových částí nemá stejný směr ani velikost jako proud urychlený v rozváděcí mříži, a proto dochází k narušení hlavního proudu. V případě hřídelové ucpávky se pára vrací v oblasti před oběžnými lopatkami, tedy narušuje proudové pole na rovině 1. Je-li použit přepouštěcí otvor, malá část páry se vrací i za oběžnými lopatkami a narušuje tím i rovinu 2. Z nadbandážová ucpávky se vrací pára za oběžnými lopatkami, tedy ovlivnění proudového pole vlivem nadbandážová ucpávky můžeme sledovat na rovině 2. Množství páry vracející se v našem případě z ucpávek do stupně můžeme vidět na obr. 4.11. Problematika hmotnostního průtoku jednotlivými částmi modelu je více rozebrána v kapitole 5.1.



Obr. 4.11 Množství páry vracející se do hlavního proudu z ucpávek

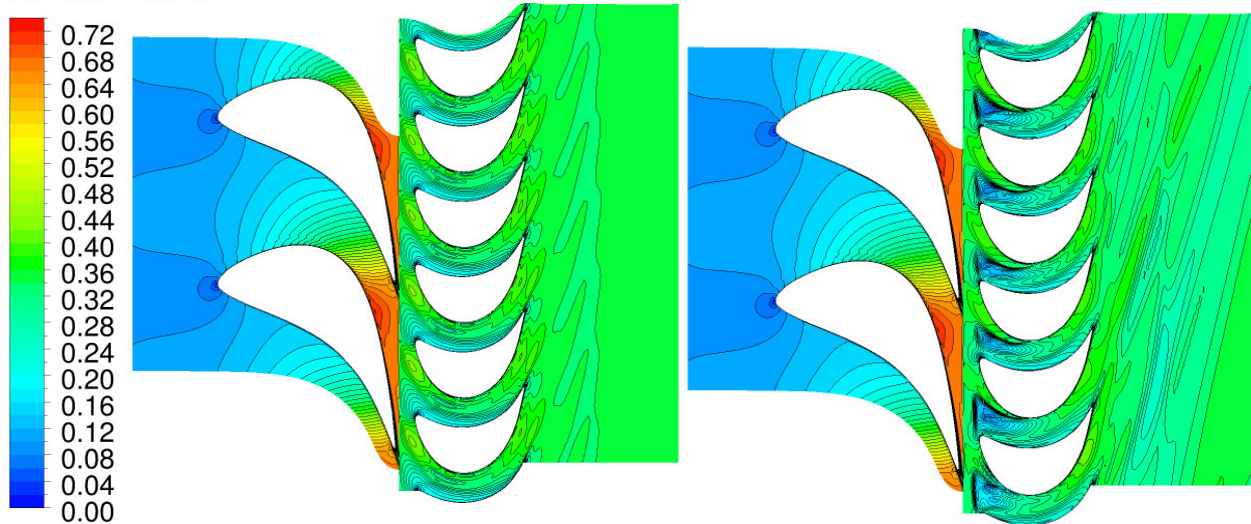
### 4.2.1 Rozložení proudových veličin popisujících proudové pole turbínového stupeň v lopatkové mříži

Následující obrázky nám dávají představu o rozložení jednotlivých veličin v turbínovém stupni. Jsou zde zobrazeny řezy ve výšce 5% a v 95% z celkové výšky stupně, ve kterých lze nejlépe porovnat vliv ucpávkových částí na turbínový stupeň.

Představu o rozdílu hodnot statického Machova čísla mezi variantou bez ucpávek a s ucpávkami nám dává obrázek 4.12 a obrázek 4.13. Z obrázků je patrné, že pára z ucpávek

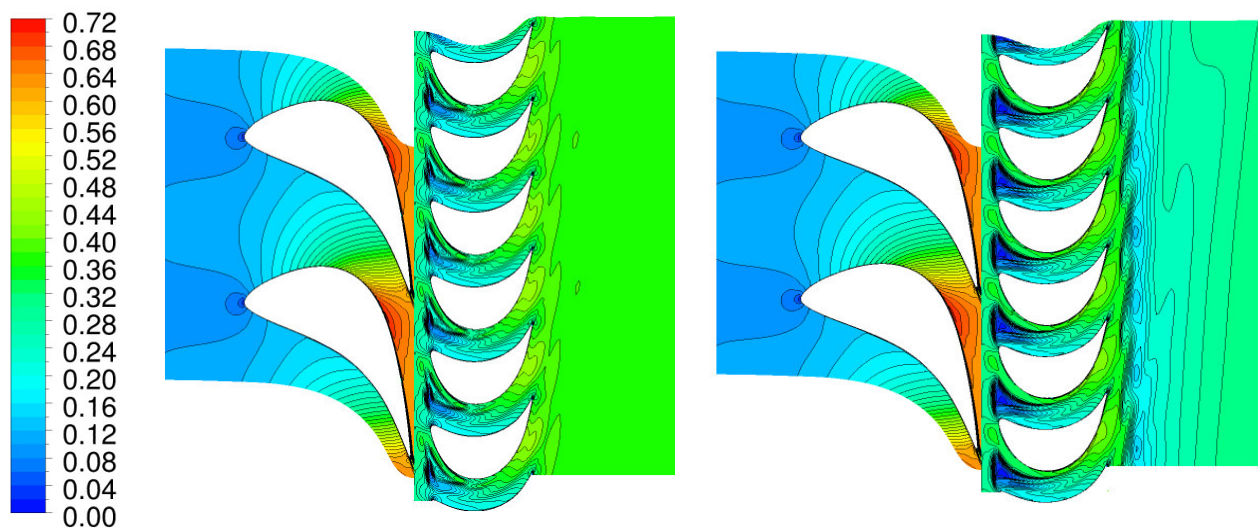
vstupující do turbínového stupně narušuje hlavní proud. V těchto místech dochází ke vzniku vírů, které mají za následek zpomalení hlavního proudu, a tedy snížení hodnoty statického Machova čísla, což je vidět zejména za odtokovou hranou oběžné lopatky na obr. 4.13. Na obr. 4.12 si můžeme povšimnout, že pára z hřídelových ucpávek způsobuje zhoršení náběhu rychlosti na náběžnou hranu oběžných lopatek.

cfD Mach Number



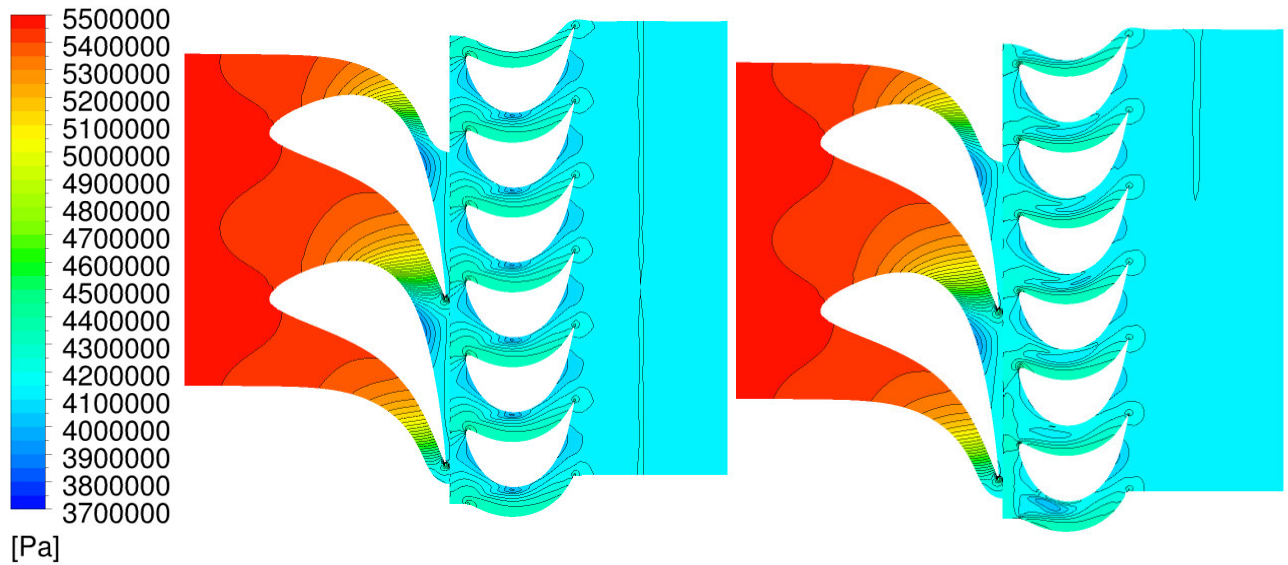
*Obr.4.12 Statické Machovo číslo pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami (vpravo) ve výšce 5% z celkové výšky stupně*

cfD Mach Number

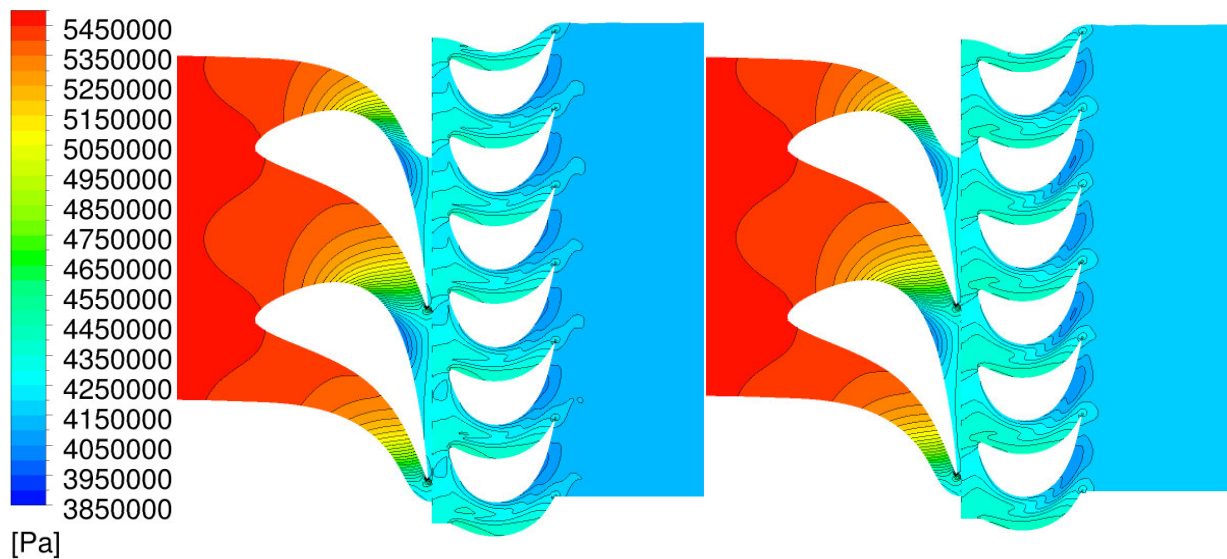


*Obr.4.13 Statické Machovo číslo pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami (vpravo) ve výšce 95% z celkové výšky stupně*

Rozložení statického tlaku ukazují obrázky 4.14 a 4.15. Z obrázků vyplývá, že u jednotlivých variant se rozložení statického tlaku příliš neliší.



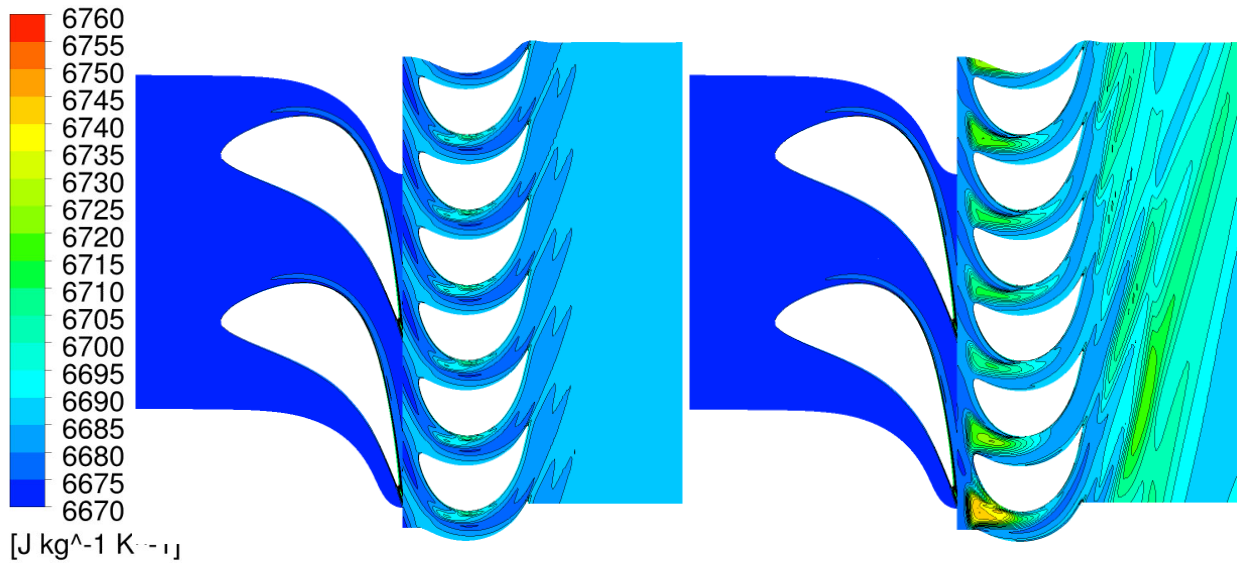
*Obr.4.14 Statický tlak pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami (vpravo) ve výšce 5% z celkové výšky stupně*



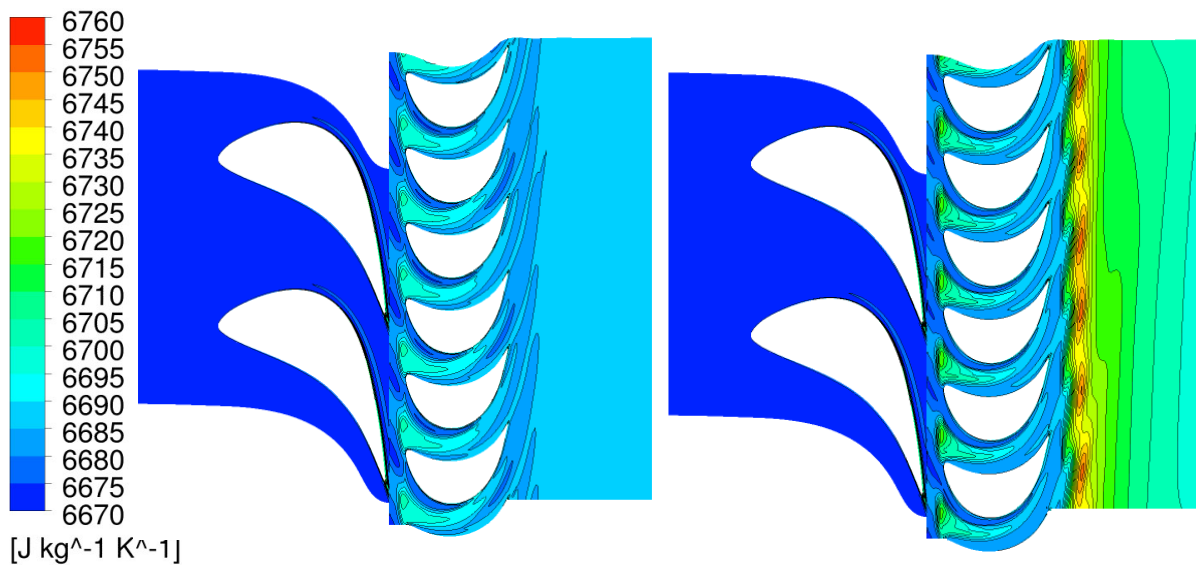
*Obr.4.15 Statický tlak pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami (vpravo) ve výšce 95% z celkové výšky stupně*

Z obrázků 4.16 a 4.17 je patrné, že rozdíl entropie mezi modelem stupně bez ucpávek a modelem stupně s ucpávkami je znatelný. Je vidět velký nárůst entropie v oblastech před i za oběžnými lopatkami v místech vstupu páry z ucpávkových částí do hlavního proudu. Vstup této páry do hlavního proudu je doprovázen velkými ztrátami, které se projevují nárůstem

entropie. Je vidět, že větší nárůst entropie je za špičkou oběžných lopatek, kde se do hlavního proudu vrací větší množství páry, než za patou oběžných lopatek. (viz obrázek 5.1)



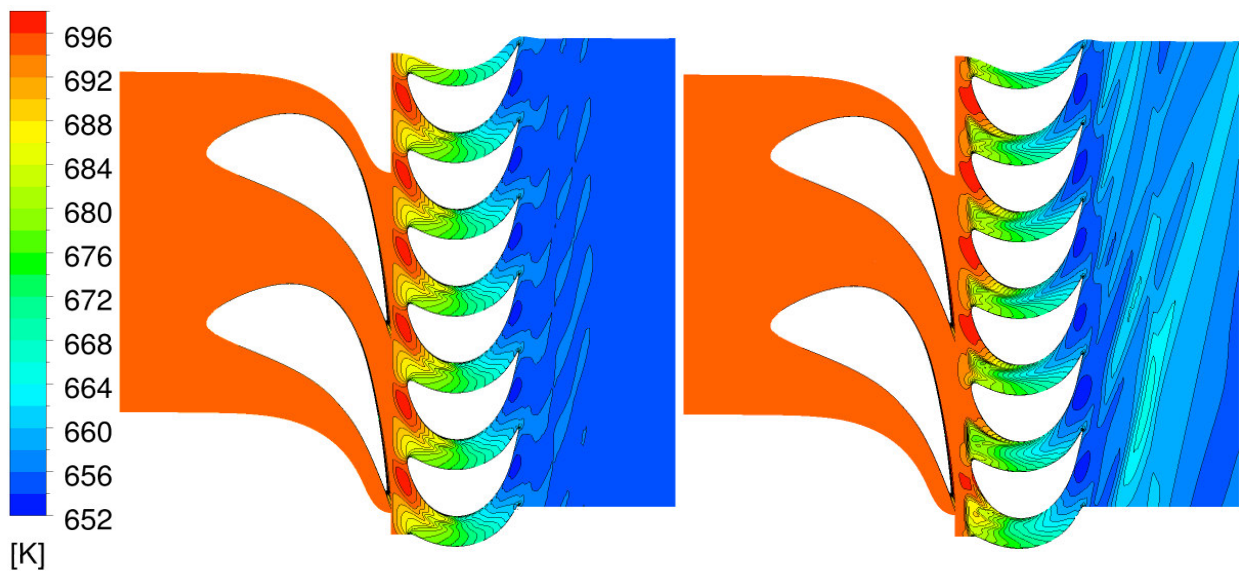
Obr.4.16 Entropie pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami(vpravo) ve výšce 5% z celkové výšky stupně



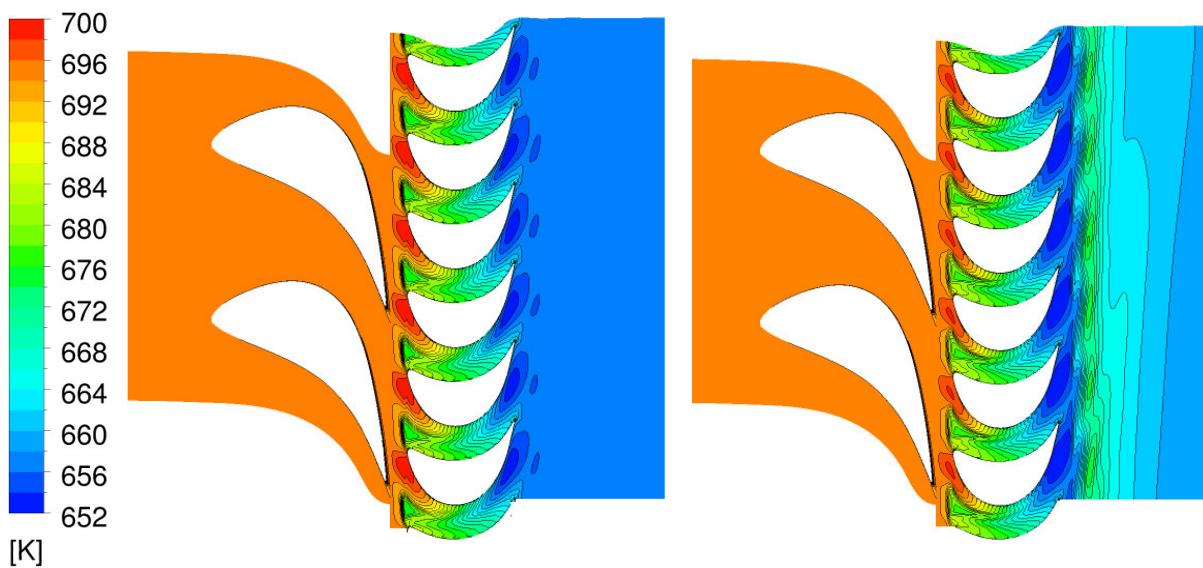
Obr. 4.17 Entropie pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami (vpravo) ve výšce 95% z celkové výšky stupně

Na dalších obrázcích 4.18 a 4.19 se nachází rozložení statické teploty. Opět k největším rozdílům dochází v místech vstupu páry z ucpávek do hlavního proudu. To je způsobené zavířením hlavního proudu, který má za následek zvýšení ztrát, a tedy zvýšení hodnot statické teploty. Opět je vidět, že k větším změnám dochází za špičkou oběžných lopatek než za patou těchto lopatek.





*Obr. 4.18 Statická teplota pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami (v pravo) ve výšce 95% z celkové výšky stupně*

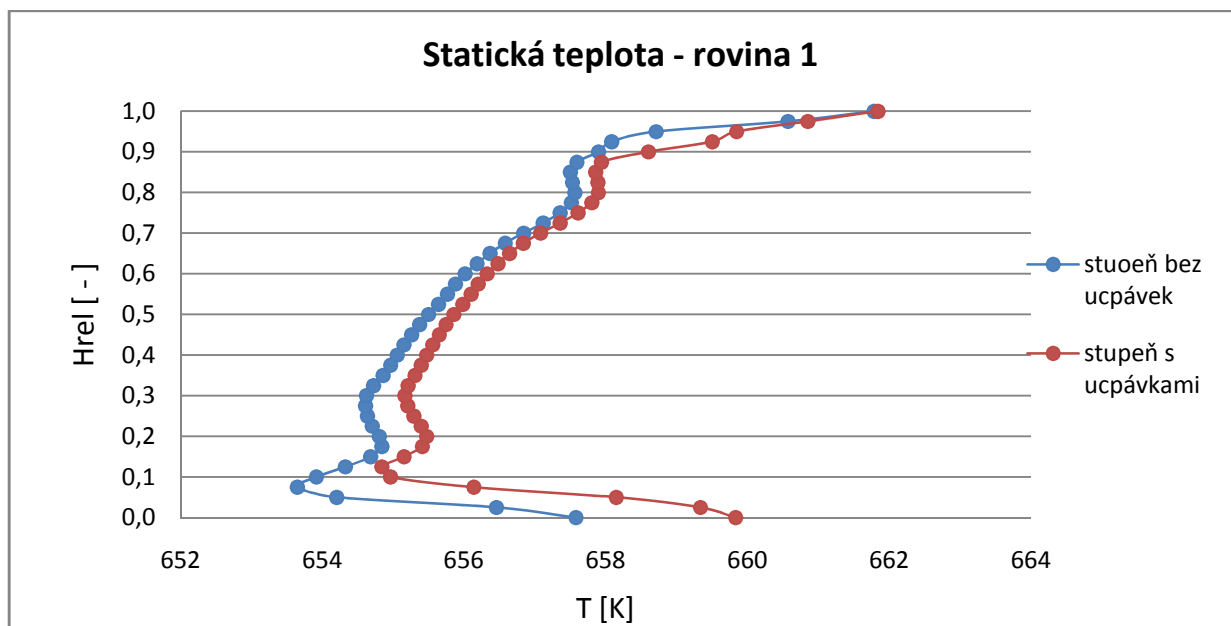


*Obr. 4.18 Statická teplota pro model bez ucpávek (vlevo) a pro model s ucpávkami (vpravo) ve výšce 95% z celkové výšky stupně*

## 4.2.2 Grafy vyhodnocovaných proudivých veličin po výšce turbínového stupně

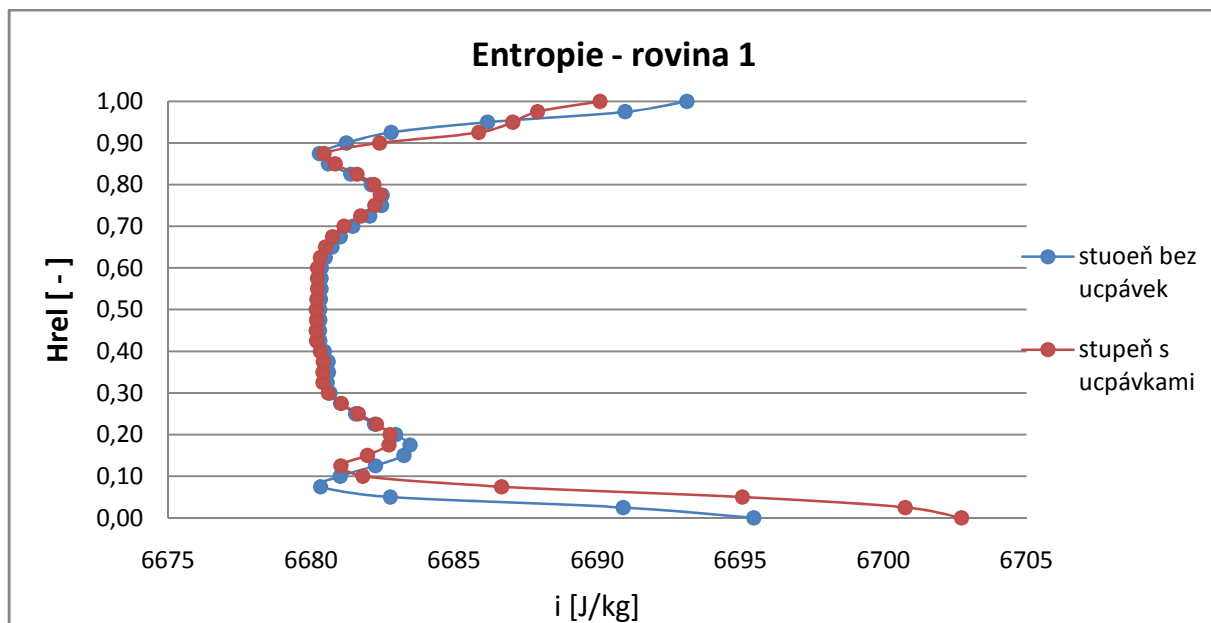
V této části se nachází normalizované rozložení jednotlivých veličin po výšce turbínového stupně v rovině 2.

Nejprve se zaměříme na rovinu jedna, kde je vidět vliv hřídelové ucpávky. Podíváme-li se na obrázek 4.19, můžeme si povšimnout, že rozdíl teplot je nejvíce patrný u paty lopatky. Teplota stupně s ucpávkami v tomto místě dosahuje vyšších teplot, než teplota pro stupeň bez ucpávek. To je způsobené ucpávkovou párou, která v této oblasti vstupuje do hlavního proudu, kde dojde ke vzniku vírů a k následné přeměně kinetické energie na tepelnou. U špičky lopatky dosahuje teplota pro obě varianty přibližně stejných hodnot.



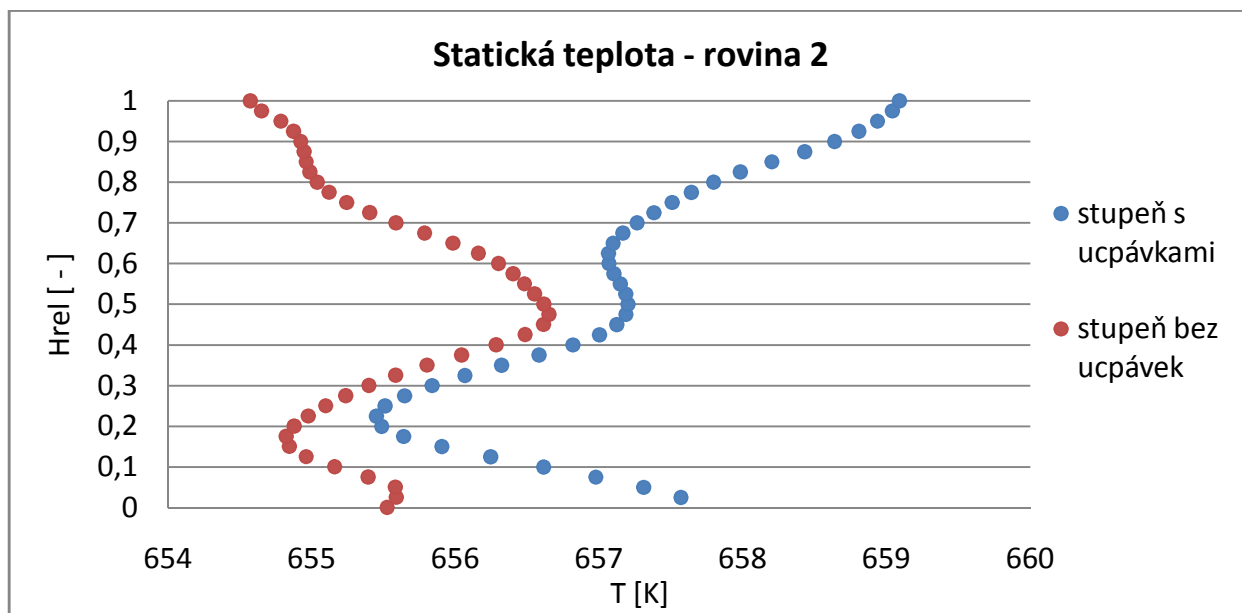
Obr.4.19 Rozložení teploty po výšce stupně v rovině 1

Na dalším obr. 4.20 je ukázáno rozložení entropie po výšce stupně. Průběh grafu pro obě varianty má podobný charakter. Největší změny jsou opět vidět u paty lopatky, kde entropie pro model s ucpávkami má vyšší hodnoty, než pro model bez ucpávek.



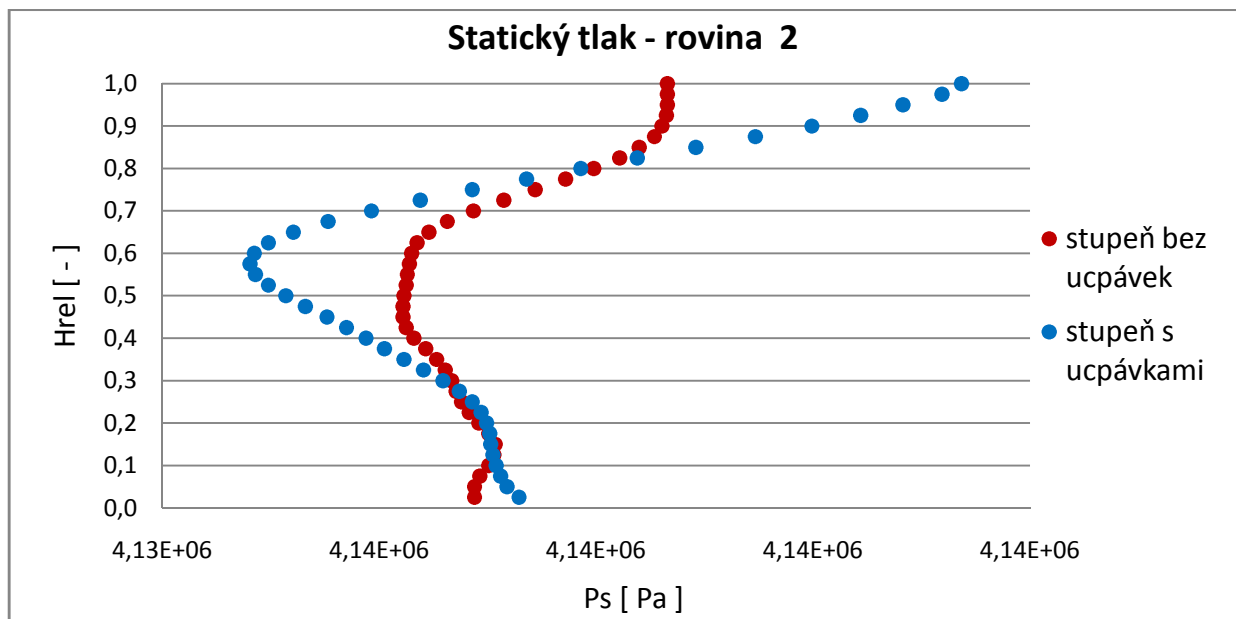
Obr.4.20 Rozložení entropie po výšce stupně v rovině 1

Větší množství ucpávkové páry se do hlavního proudu vrací za oběžnými lopatkami, kde se z nadbandážové ucpávky vrací do hlavního proudu přibližně 4 krát větší množství páry, než tomu je v případě páry vracející se z hřídelové ucpávky před oběžnými lopatkami. Navíc je v této oblasti proud ovlivňován i malým množstvím páry vracející se vlivem prepouštěcího otvoru z oblasti hřídelové ucpávky. Z tohoto důvodu se více zaměříme na rovinu 2, kde je vliv ucpávek více patrný.

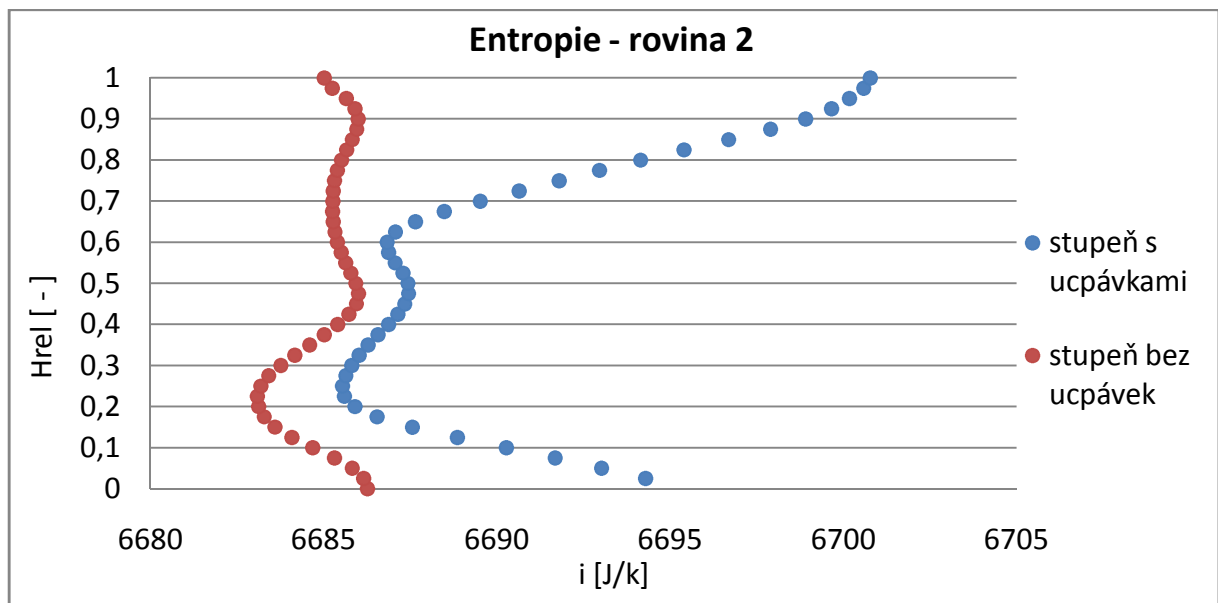


Obr.4.21 Rozložení statické teploty po výšce stupně v rovině 2

Z obr. 4.21 je patrné, že statická teplota u modelu s ucpávkami je vyšší než teplota u modelu bez ucpávek. Tento rozdíl je nejvíce patrný u paty a špičky lopatky. Zde je vidět, že rozdíly mezi teplotou u špičky lopatek jsou mnohem výraznější než rozdíly u paty. To je způsobené množstvím páry, které se z nadbandážové ucpávky vrací v této oblasti mnohem více než z hřídelové ucpávky.



Obr.4.23 Rozložení statického tlaku po výšce stupně v rovině 2



Obr.4.24 Rozložení entropie po výšce stupně v rovině 2



Průběh entropie znázorňuje obrázek 4.24. Zde můžeme opět vidět negativní vliv ucpávkové páry, která vstupuje za patou i za špičkou oběžných lopatek do hlavního proudu. Opět vidíme, že tento vliv je mnohem výraznější u špičky lopatek, kde nenarušuje hlavní proud mnohem větší množství páry, než je tomu v případě u paty lopatek.

### 4.2.3 Porovnání účinností a ztrát pro obě počítané varianty

V následující tabulce jsou uvedeny integrální hodnoty veličin pro stupeň bez a s ucpávkami.

Tornio_2a	Holý stupeň	Stupeň s ucpávkami
Průtočné množství [ kg/s ]	55,48	55,36
Kroutící moment [ Nm ]	7013,39	6777,63
Reakce Static to Static [ - ]	7,52	8,507
Ztráty na statoru [ - ]	6	5,909
Ztráty na rotoru [ - ]	9,32	19,047
Účinnost Total to Total [ % ]	91,35	87,974
Účinnost Total to Static [ % ]	88,5	84,825
Účinnost z kroutícího momentu Total to Total [ % ]	91,57	89,086
Účinnost z kroutícího momentu Total to Static [ % ]	88,71	85,897

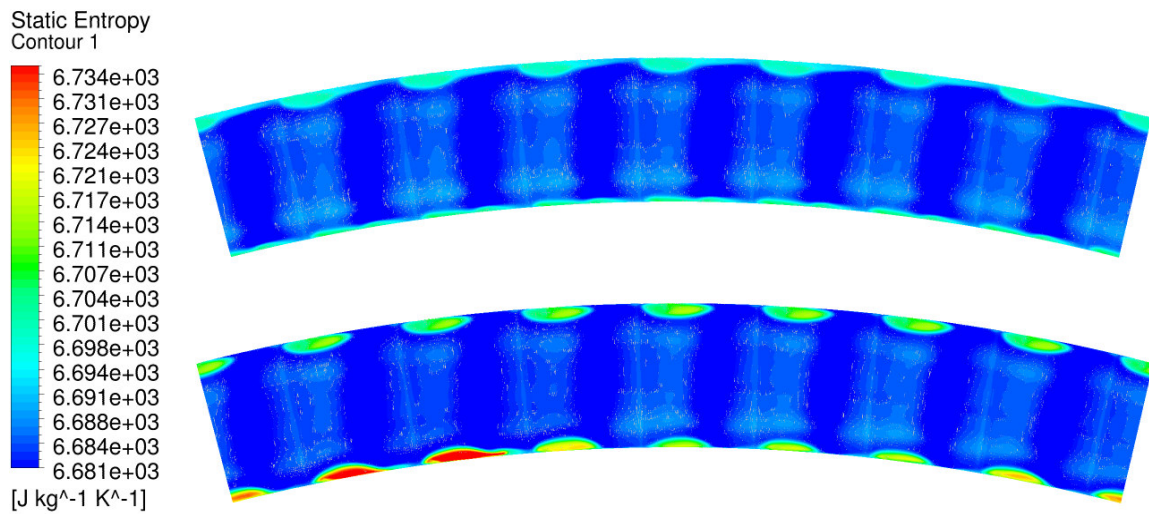
*Tabulka 4.2 Srovnání výsledků modelu bez ucpávek a s ucpávkami*

Je vidět, že účinnost stupně bez ucpávek je větší než účinnost stupně s ucpávkami. To je způsobeno tím, že pára proudící ucpávkami nekoná práci, kterou by jinak konala v lopatkové mříži. Na základě CFD výpočtů, které byly provedeny v DŠP V poslední době, se předpokládá, že cca 1% z celkového průtočného množství protékající ucpávkou snižuje účinnost stupně o 0,8%.

V našem případě protéká ucpávkovými částmi množství 4,28% z celkového množství. (Průtoky jednotlivými částmi modelu jsou detailněji rozebrány v následující kapitole.) Rozdíl účinností “total to total“ z kroutícího momentu je 2,49%. Z toho plyne, že protéká-li ucpávkovými částmi 1 % z celkového průtočného množství, účinnost stupně s ucpávkami se sníží o 0,58 %.

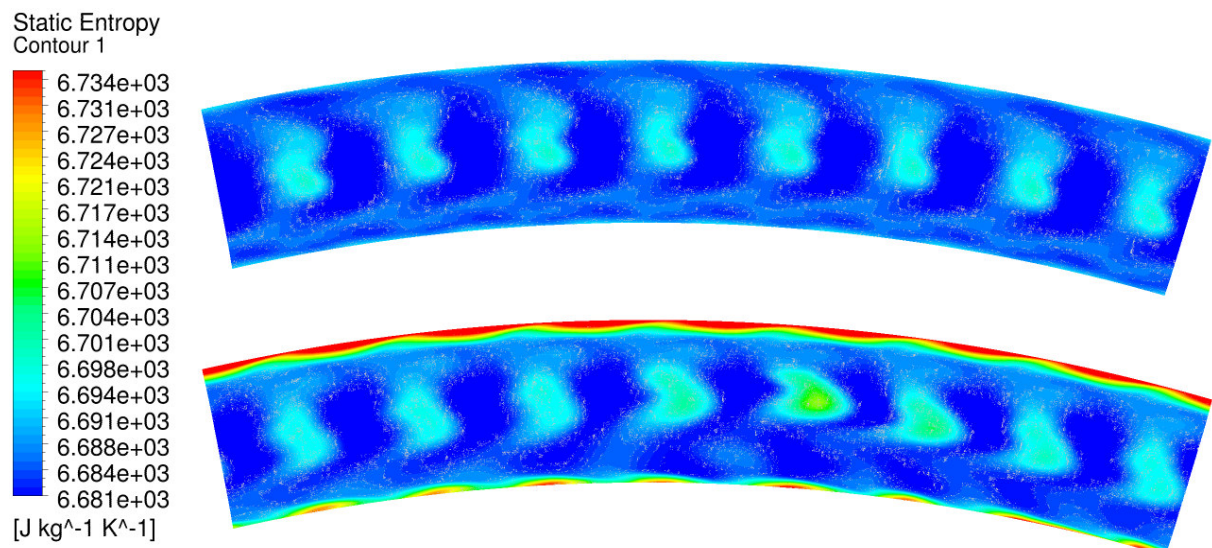
Velký rozdíl je patrný, porovnáme-li u jednotlivých variant ztráty na rotoru. Zde je vidět velký nárůst těchto hodnot. Ztráty na rotoru u modelu s ucpávkami mají více jak

dvojnásobnou hodnotu, než ztráty na rotoru u modelu bez ucpávek. Tento jev značně ovlivňuje právě pára vracející se z ucpávkové části



Obr.4.23 Rozložení entropie v axiálním řezu před oběžnými lopatkami ,horní – model bez ucpávek, dolní-model s ucpávkami

Představu o tomto jevu nám dává obrázek 4.23, který ukazuje nárůst entropie u modelu s ucpávkami v axiálním řezu před lopatkou v místech, kde se do hlavního proudu vrací pára z hřídelové ucpávky a před špičkou lopatky naopak uniká do nadbandážové ucpávky. Na obr. 4.24 je zobrazen nárůst entropie v modelu s ucpávkami v axiálním řezu za lopatkou, kde se za špičkou i patou lopatky ucpávková pára vrací do stupně.



Obr.4.24 Rozložení entropie v axiálním řezu za oběžnými lopatkami, horní – model bez ucpávek, dolní-model s ucpávkami

## 5 Výsledky z mezidiskových prostorů a ucpávek

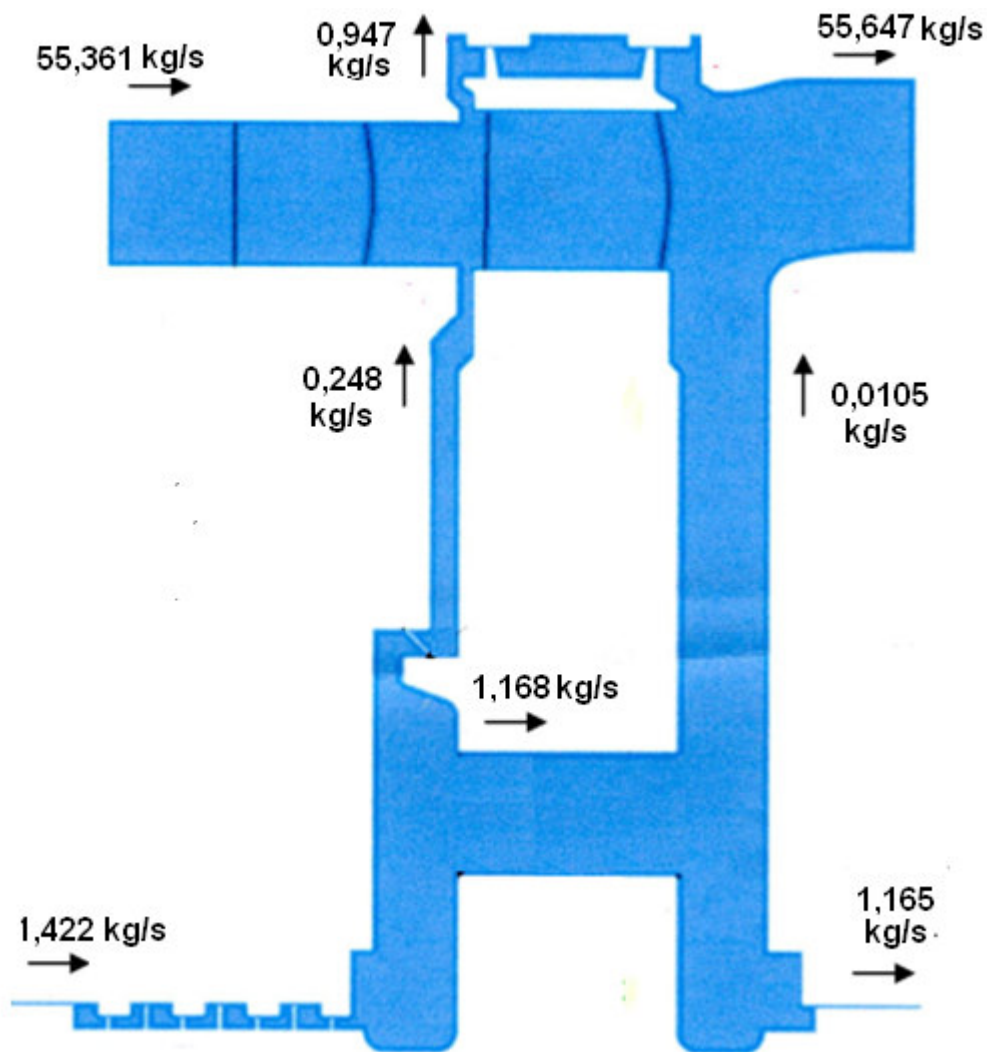
V této kapitole jsou uvedeny výsledky z ucpávek a z mezidiskových prostorů. Jedná se o výsledky výpočtů, kde bylo proudící médium modelováno jako reálná pára. Je zde uvedeno rozložení hmotnostního průtoku jednotlivými částmi modelu s ucpávkami, průběh tangenciální složky rychlosti v ucpávkách a axiální složky rychlosti působící na rotor. Na konci této části je provedena analýza vhodného zadávaných okrajových podmínek do programu Seal a srovnání axiálních sil působící na rotor v ucpávkách z programu Seal a z programu CFX.

### 5.1 Hmotnostní průtok jednotlivými částmi modelu s ucpávkami

Jak již bylo naznačeno v předchozí kapitole, jedním z důležitých faktorů ovlivňujících účinnost celého stupně je rozložení hmotnostního průtoku páry jednotlivými částmi modelu. Představu o hmotnostním průtoku vstupující do jednotlivých částí modelu nám dává obrázek 5.1.

V ideálním případě se přepouštěcí otvor navrhuje tak, aby odváděl veškerou páru z ucpávek a aby odsávání páry z hlavního proudu bylo minimální. Tento předpoklad ale nemusí být v reálném případě vždy splněn. Pokud je tomu naopak a do hlavního proudu uniká část páry z ucpávek, dochází k narušení hlavního proudu, a tím i ke snížení účinnosti. To je případ naší úlohy.

Na obr. 5.1 je vidět, že se do hlavního proudu v oblasti před oběžnými lopatkami vrací velké množství páry. Jedná se přibližně o 0,45% z celkového průtoku stupněm. Za oběžnými lopatkami se vrací do hlavního proudu jednak malé množství páry z hřídelové ucpávky, okolo 0,02% z celkového množství protékající stupněm a jednak pára z nadbandážové ucpávky, do které uniká před oběžnou lopatkou přibližně 1,7 % z celkového množství protékající hlavním proudem. Negativní účinek, který má pára vracející se z ucpávkových částí byl ukázán již v předchozí kapitole 4.

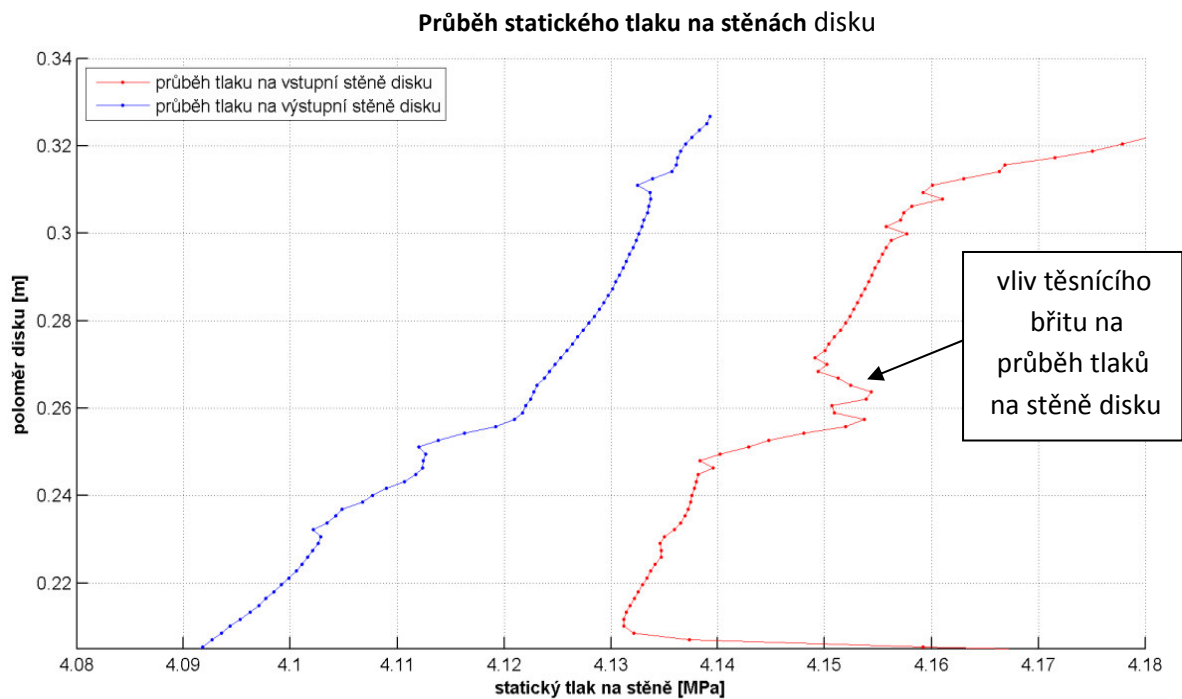


Obr. 5.1 Průtočné množství páry jednotlivými částmi modelu

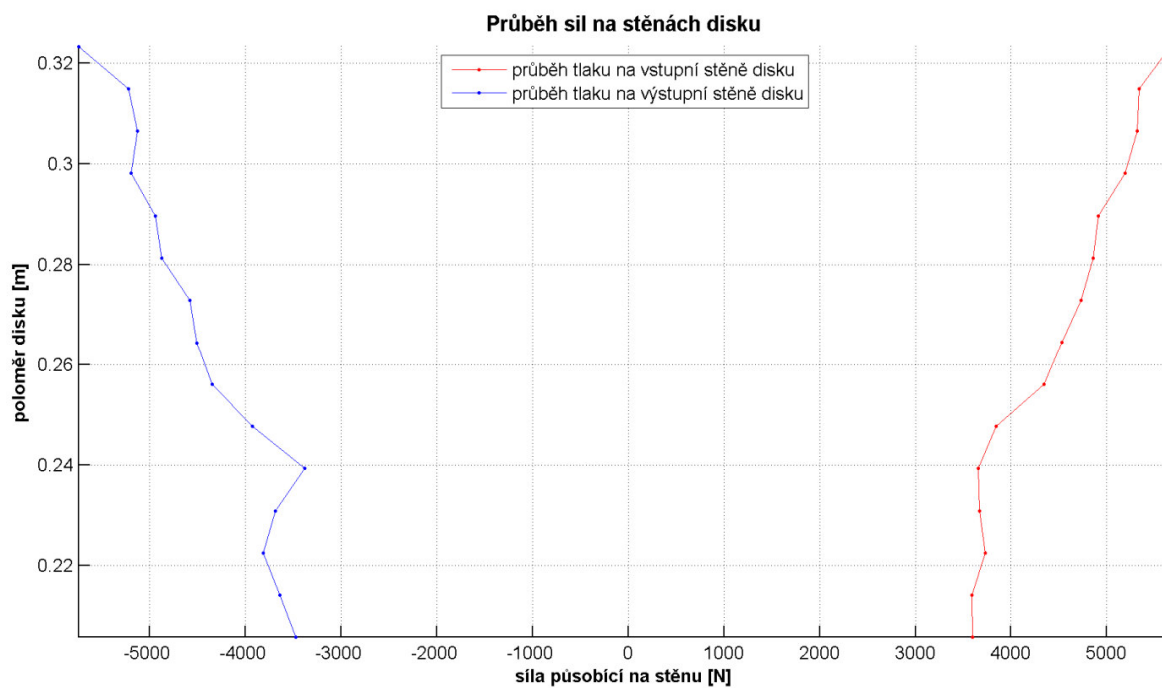
## 5.2 Axiální silové účinky páry na disky

Jedním z dalších cílů této práce bylo stanovení statických tlaků na stěnách disků a silových účinků páry působící na disk rotoru. Průběh statických tlaků, zobrazený na obr. 5.2, bude využit pro vylepšení návrhového programu sloužící k dimenzování axiálních ložisek a dimenzování poloměru pístu. Na průběhu tlaku na vstupní stěně můžeme vidět vliv těsnícího břítu.

Silové účinky páry působících na disk rotoru je zobrazen na obr. 5.3. Pomocí zde provedené numerické simulace lze stanovit pouze axiální silové účinky, jelikož zde nebyla počítána precese vyvolávající radiální a tangenciální složky sil.



Obr. 5.2 Průběh statického tlaků na stěnách disku



Obr. 5.3 Průběh axiálních silových účinků působící na disk

## 5.3 Analýza proudového pole v ucpávkách za účelem zpřesnění okrajových podmínek pro výpočtový program Seal

Hlavním cílem diplomové práce je provedení analýzy proudového pole turbínového stupně se zahrnutím vlivu ucpávek za účelem ověření správnosti zadávaných okrajových podmínek do programu Seal, který se ve společnosti DŠP používá pro výpočet tuhosti a útlumu labyrintových ucpávek.

Program Seal se v DŠP využívá z důvodu výpočtů dynamických koeficientů. Tento výpočet se provádí pro každou ucpávku v každé turbíně. Proto je potřeba, aby tento výpočet byl jednoduchý, rychlý a přesný. Kdyby se výpočty prováděly v programu CFX, byl by sice splněn požadavek na přesnost, ale výpočty se zahrnutím excentricity v tomto programu jsou velmi obtížné a pomalé. Z tohoto důvodu se výpočty provádějí ve specializovaném programu Seal, který je rychlý a jednoduchý, ale jeho přesnost není prozatím postačující. Proto je potřeba výpočty prováděné v tomto programu zpřesnit. Tomuto problému se věnují následující podkapitoly, kde je uveden průběh tangenciální složky rychlosti v labyrintových ucpávkách mající destabilizující účinek na dynamiku rotoru. Dále je zde uvedena analýza proudového pole turbínovým stupněm se zahrnutím vlivu ucpávek za účelem zpřesnění zadávaných okrajových podmínek do programu Seal.

### 5.3.1 Tangenciální složka rychlosti v hřídelových ucpávkách

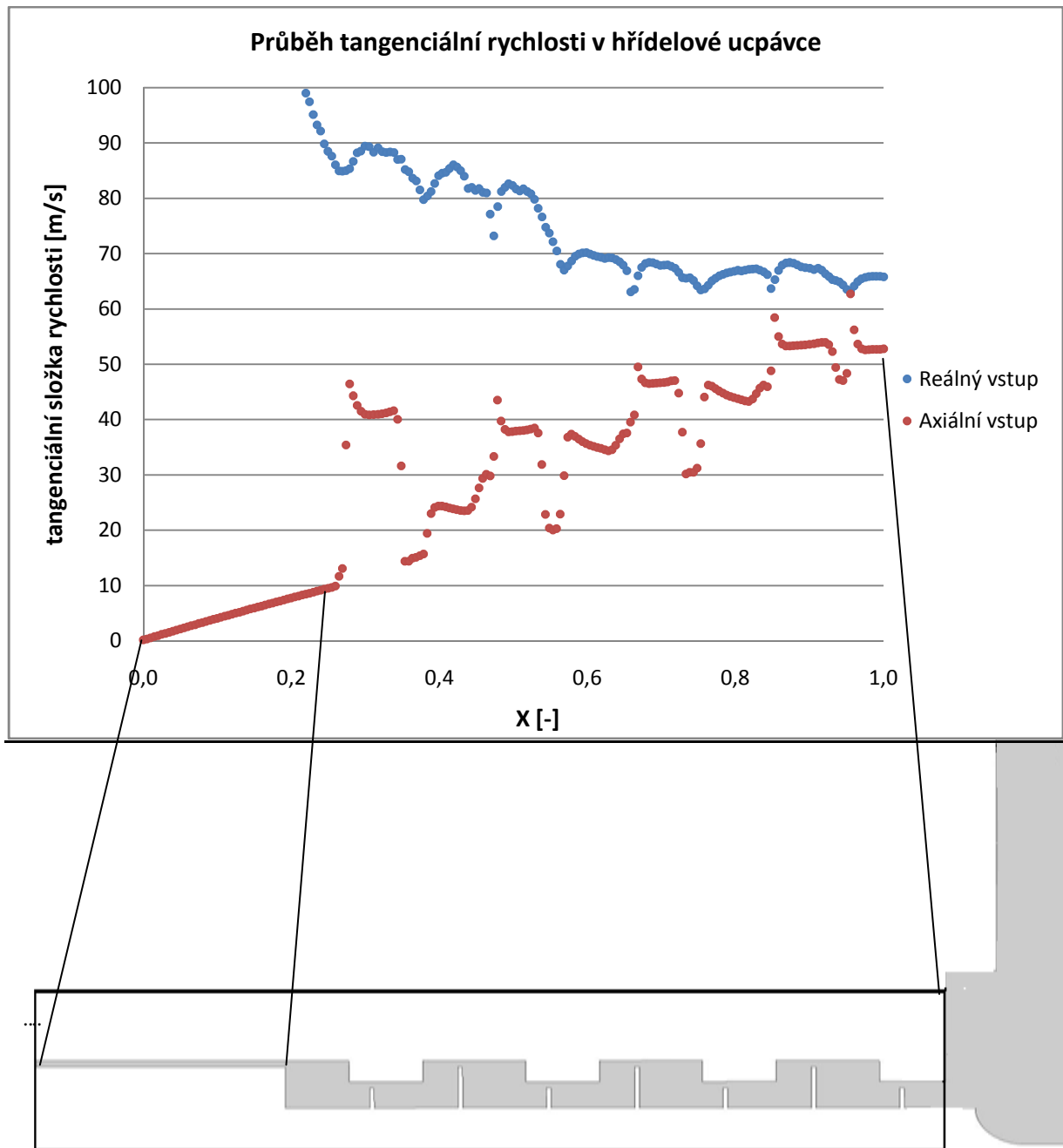
Nejdříve se podíváme na průběh tangenciální složky rychlosti v hřídelové ucpávce. Při výpočtu byla na vstup do hřídelové ucpávky zadána okrajová podmínka s nulovou tangenciální složkou rychlosti. Tato podmínka však neodpovídá skutečnosti, jelikož v reálné turbíně tangenciální složka rychlosti nikdy není nulová, ale její přesnou hodnotu neznáme. Tento výpočet byl ale proveden pouze za účelem zjištění tangenciální složky rychlosti na vstupu do hřídelové ucpávky nacházející se za diskem. Zjištěná hodnota poté posloužila jako vstupní okrajová podmínka pro další výpočet s reálným vstupem.

Na obr. 5.4 je vykreslen průběh tangenciální složky rychlosti v hřídelové ucpávce. Z obr. vyplývá, že v oblasti prodlouženého vstupu, který byl v úloze modelován za účelem zabránění vzniku zpětného proudění, se pára lineárně roztáčí. V samotné ucpávce pak dochází k urychlování a k následnému zpomalování proudu, což vyplývá z konstrukčního řešení ucpávek. Spodní stěna rotuje rychlostí 119 m/s a proud tedy roztáčí. Naopak horní stěna nerotuje a proud zpomaluje. Proto bylo očekáváno, že pokud by byla ucpávka dostatečně

dlouhá, pára by byla na výstupu z ucpávkové části roztočena na poloviční rychlost spodní rotující stěny. Očekávaná tangenciální složka rychlosti na výstupu je přibližně 60 m/s. Z obr. 5.4 je zřejmé, že tangenciální složka rychlosti opravdu roste, ale nestačí se v ucpávce roztočit na požadovanou rychlost. Na výstupu z hřídelové ucpávky je konečná tangenciální složka rychlosti rovna cca 50 m/s. Důvodem může být zadaná okrajová podmínka, která byla pouze modelová.

Za účelem získání okrajové podmínky pro výpočet úlohy s reálným vstupem byla na vstupu do druhé hřídelové ucpávky zjištěna hodnota tangenciální složky rychlosti, která zde dosahuje hodnoty 90 m/s. Poté byl proveden druhý výpočet, který by měl odpovídat reálnému případu. V tomto výpočtu nebyla okrajová podmínka na vstupu do hřídelové ucpávky axiální, ale směr průtoku zde byl nastaven pod úhlem, který odpovídá hodnotě tangenciální složky rychlosti 90 m/s. Této hodnoty jsme ale chtěli dosáhnout přímo na vstupu do hřídelové ucpávky, tedy na výstupu z prodloužené vstupní domény. Proto byla tato složka rychlosti na výstupu z prodloužené domény během výpočtu monitorována a následně byl upravován vstupní úhel s cílem dosáhnout na konci prodlouženého vstupu požadované hodnoty.

Představu o průběhu tangenciální složky rychlosti v hřídelové ucpávce s reálným vstupem nám dává také obrázek 5.4. V prodloužené vstupní doméně se tangenciální složka rychlosti zmenšila z cca 200 m/s na požadovanou hodnotu rychlosti 90 m/s. V ucpávkové části docházelo k dalšímu postupnému zpomalování rychlosti. Je vidět, že na výstupu se tato hodnota pohybuje okolo 60 m/s. To je hodnota rychlosti, která je zde v případě dostatečně dlouhé ucpávky očekávána a které v předchozím případě nebylo dosaženo.



*Obr. 5.4 Tangenciální složka rychlosti v hřídelové ucpávce pro axiální vstup*



### 5.3.2 Tangenciální složka rychlosti v nadbandážové ucpávce

Předpokládá se, že vliv na dynamiku rotoru má i proudění páry v nadbandážové ucpávce. Graf tangenciální složky rychlosti v této ucpávce je vykreslen na obr. 5.5, kde je na ose x vynesena normalizovaná vzdálenost od špičky lopatky na konec nadbandážové ucpávky podél horní statorové stěny ucpávky a na ose y je vynesena hodnota tangenciální složky rychlosti. První bod odpovídá hodnotě tangenciální složky rychlosti za rozváděcí lopatkou, tedy v místě, odkud se získávají okrajových podmínek do programu Seal, pomocí kterého se zjišťuje vliv ucpávkové páry na dynamiku rotoru.

Jednou ze zadávaných okrajových podmínek do programu Seal je tangenciální složka rychlosti, která se určuje pomocí vztahu

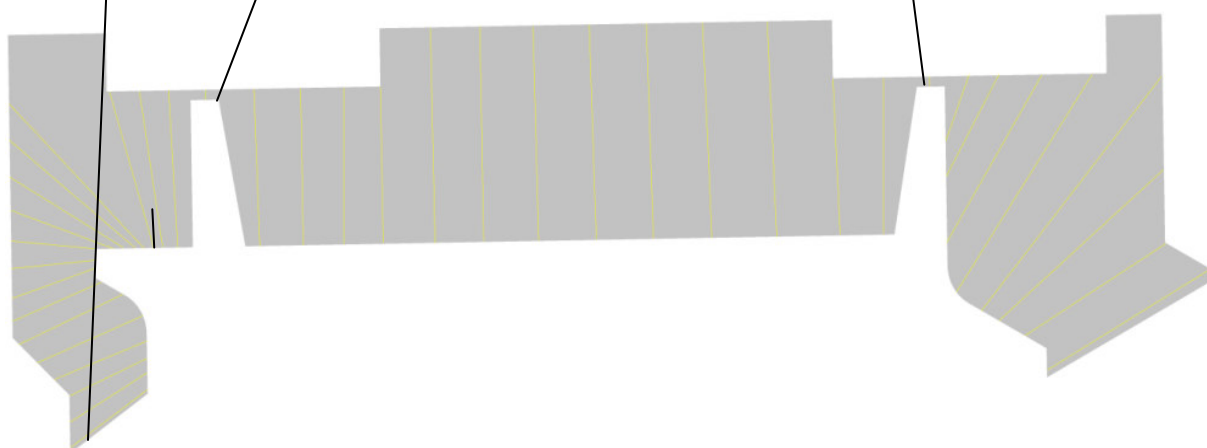
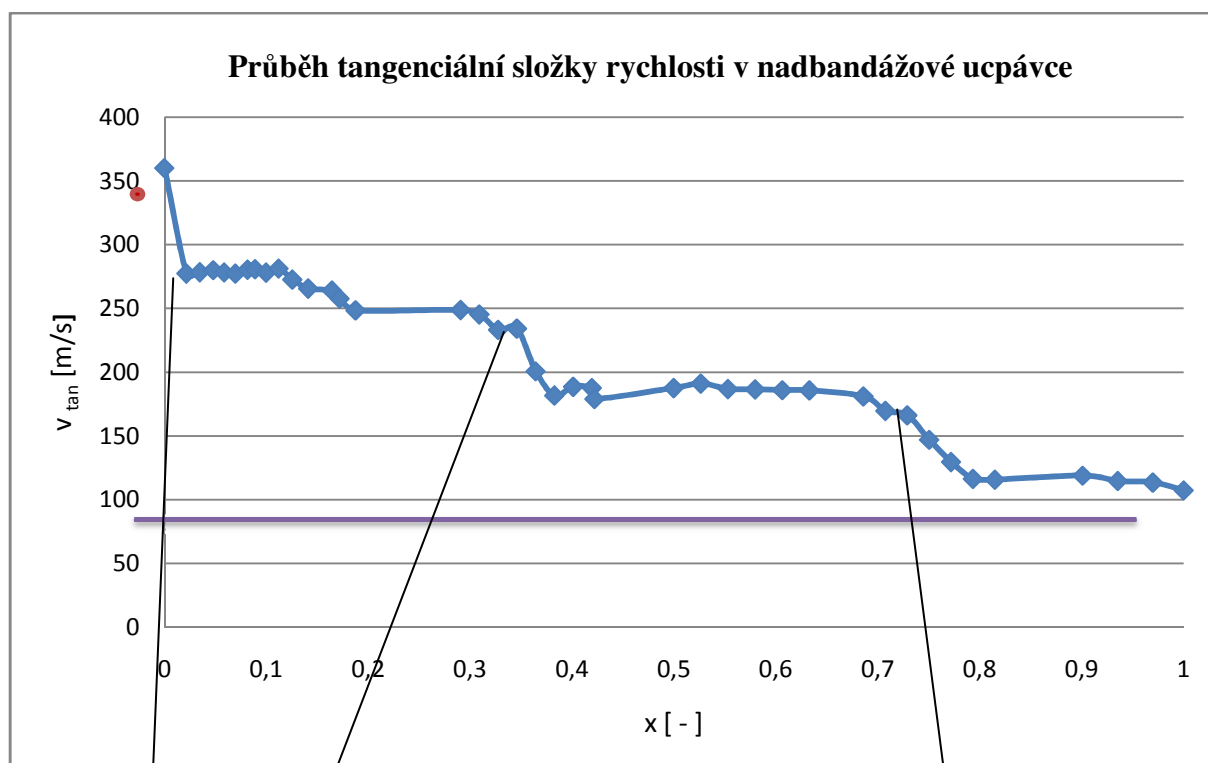
$$v_{seal} = k * v_{tan},$$

kde  $k$  je koeficient, který byl zjištěný pomocí CFD výpočtů a jehož hodnota je závislá na přítomnosti brzd, popřípadě na druhu přítomných brzd. V našem případě žádná brzda není, proto je u nadbandážové ucpávky tento koeficient roven hodnotě 0,7.  $v_{tan}$  je tangenciální složka rychlosti za špičkou rozváděcí lopatky, tedy na rovině 1, která se zjišťuje z proudového výpočtu. Tato hodnota je v grafu vynesena červeně. Je vidět, že hodnota tangenciální složky rychlosti zjištěná z proudového výpočtu je nižší, než hodnota, která byla zjištěna pomocí numerické simulace. Tato odchylka může být způsobena tím, že hodnota tangenciální složky z proudového výpočtu je zjišťovaná pomocí zjednodušeného 2D výpočtu, pomocí kterého získáme hodnotu v jednom bodě za špičkou rozváděcí lopatky. Zato hodnota tangenciální složky rychlosti z numerické simulace byla získána jako průměrná hodnota z horní 1/10 roviny 1. Podíváme-li se na graf zobrazující průběh tangenciální složky rychlosti, vidíme, že těsně u špičky je tangenciální složka rychlosti nižší a vzápětí prudce roste, což může způsobovat odchylku mezi oběma hodnotami.

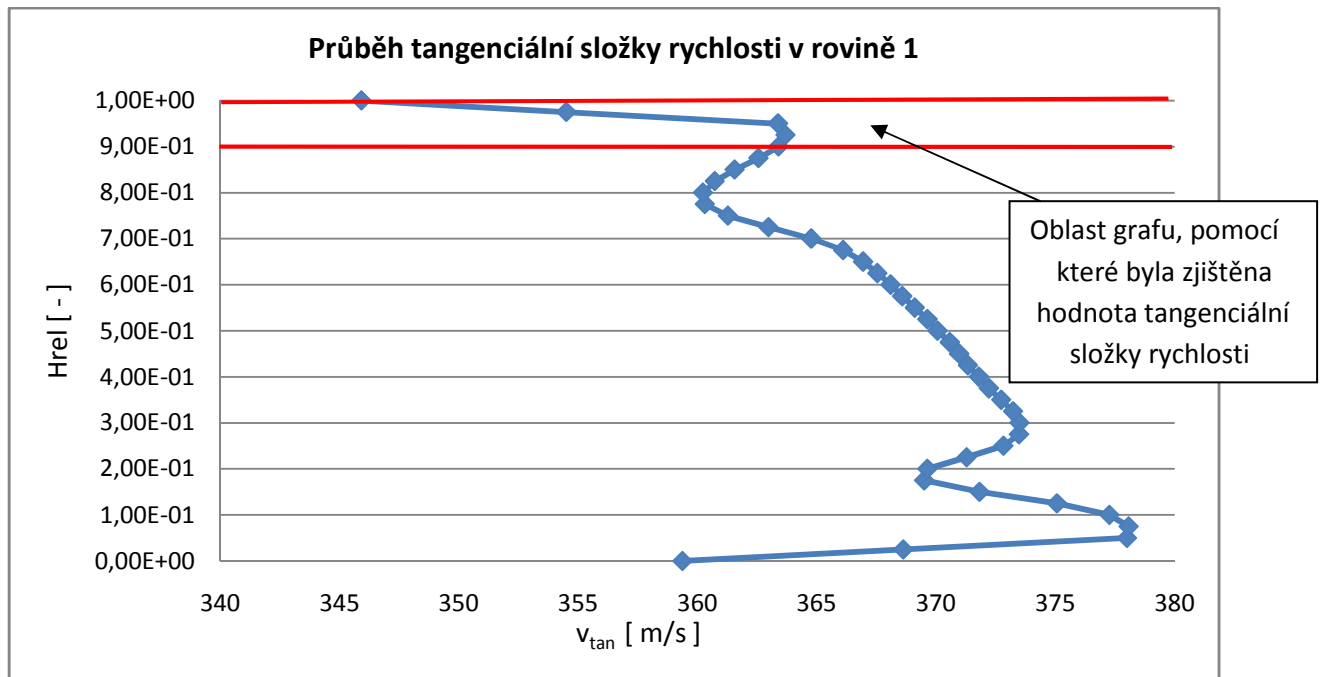
Ve výpočtovém programu Seal se modeluje pouze část ucpávek mezi břity a vstupní okrajová podmínka se zadává v oblasti nad břitem. Dosadíme-li tedy do výše uvedeného vztahu hodnotu tangenciální složky rychlosti, která byla zjištěna z proudového výpočtu,

$$v_{seal} = 0,7 * 340 = 237$$

dostaneme hodnotu tangenciální složky rychlosti 237 m/s. Tangenciální složka rychlosti nad prvním břitem zjištěná pomocí numerické simulace je rovna 234 m/s. Rozdíl mezi oběma hodnotami je malý. V tomto případě je vidět, že používaný koeficient odpovídá dané úloze.



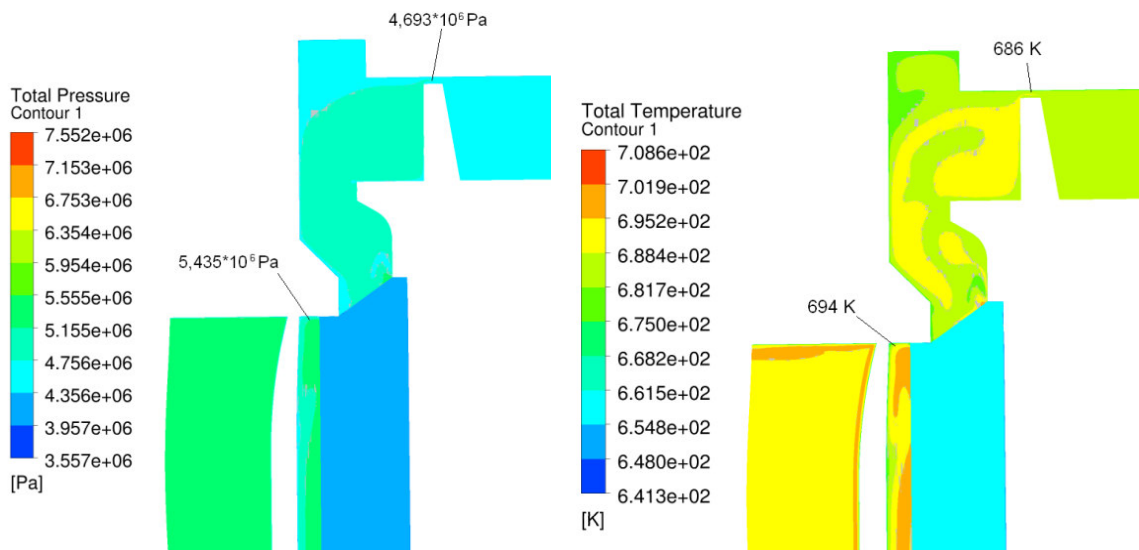
Obr. 5.5 Tangenciální složka rychlosti v nadbandážové ucpávce



Obr. 5.6 Rozložení tangenciální složky rychlosti po výšce stupně

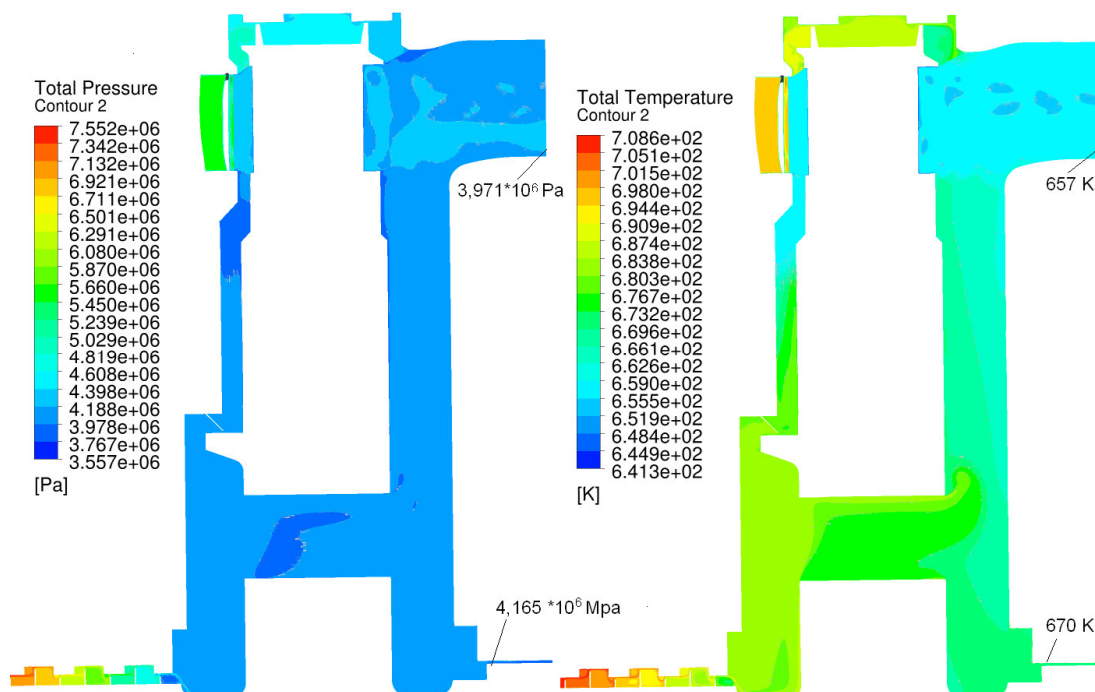
### 5.3.3 Rozložení celkové teploty a celkového tlaku

Jak již bylo řečeno, výpočtová oblast pro nadbandážovou ucpávku pro program Seal je od břitu k břítu. Jsou zde zadávány okrajové podmínky celkový tlak a celková teplota, které jsou zjištěné z proudového výpočtu. Jde o hodnoty veličin, které jsou v rovině 1 u špičky rozváděcí lopatky. Podíváme-li se na obrázek 5.6, kde je zobrazeno rozložení celkového tlaku a rozložení celkové teploty v této oblasti, je vidět, že hodnoty zadávaných veličin se v místě za špičkou rozváděcí lopatky výrazně liší od hodnot nad prvním břítem v nadbandážové ucpávce, kde je vstup do výpočtové oblasti programu Seal.



Obr. 5.7 Rozložení celkového tlaku a celkové teploty v meridionálním řezu turbínového stupně v místě nadbandážové ucpávky

Pro výpočet hřídelových ucpávek se hodnoty celkového tlaku a celkové teploty berou u paty v rovině 2. Podíváme-li se na rozložení celkové teploty a celkového tlaku v oblasti hřídelových ucpávek, které se nachází na obr. 5.7, opět zjistíme, že hodnoty celkového tlaku a celkové teploty se na patě v rovině 2 liší od vstupní oblasti do výpočtové domény programu Seal.



Obr. 5.8 Rozložení celkového tlaku a celkové teploty v meridionálním řezu turbínového stupně s ucpávkovými částmi

Tyto nepřesné okrajové podmínky zadávané do programu Seal mohou mít značný vliv na výpočet koeficientů tuhosti a tlumení, a tedy na zjištění celkové stability rotoru. Abychom zjistili vliv těchto rozdílů v okrajových podmínkách na dynamické koeficienty ucpávek, byly provedeny výpočty pro různé okrajové podmínky v programu Seal. Těmto výpočtům se věnuje následující podkapitola.

### 5.3.4 Výpočet dynamických koeficientů ucpávek ve výpočtovém programu Seal

Abychom ukázali, jak ovlivňuje přesnost zadávaných okrajových podmínek do výpočtového programu Seal výsledné dynamické koeficienty ucpávek, byly provedeny výpočty ucpávek v Sealu pro okrajové podmínky získané z proudového výpočtu a okrajové podmínky získané z numerické simulace.

#### 5.3.4.1 Hřídelová ucpávka

Nejdříve se podíváme na hřídelové ucpávky. Byly provedeny dva výpočty. První byl výpočet, který se běžně provádí při výpočtu stability rotoru a u kterého se zadávaly okrajové podmínky z proudového výpočtu. Druhý výpočet byl proveden s okrajovými podmínkami zjištěnými pomocí numerické simulace v místech, kde se nachází vstup a výstup domény výpočtového programu Seal. Zadané okrajové podmínky pro oba výpočty jsou uvedeny v tabulce 5.1.

	proudový výpočet – PV	numerická simulace – NS
$p_c$ [Mpa]	5,47	4,386
$T$ [K]	693,6	670
$v_{tan}$ [m/s]	106,3	90
$p_s$ [Mpa]	4,2596	4,228

*Tabulka 5.1 Zadávané okrajové podmínky do programu Seal při výpočtu dynamických koeficientů hřídelové ucpávky*

Při výpočtu jsou nejprve počítány síly působící na rotor pro tři hodnoty precese. Zde uvedeme hodnotu axiální složky síly pro nulovou precesi, kterou můžeme srovnat s hodnotou této složky síly získané z provedené numerické simulace. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 5.2. V tabulce je také uvedené průtočné množství páry ucpávkami. Po zjištění působících sil na rotor byly vypočtené dynamické koeficienty ucpávek.

	CFX	Seal - PV	Rozdíl CFX-Seal - PV	Seal - NS	Rozdíl CFX-Seal - NS
F <sub>x</sub>	-14657[N]	-12692[N]	13,4 [ % ]	-15866[N]	8,2 [ % ]
průtok	1,424[kg.s <sup>-1</sup> ]	0,897[kg.s <sup>-1</sup> ]	37 [ % ]	1,625[kg.s <sup>-1</sup> ]	14,1 [ % ]

*Tabulka 5.2 Porovnání jednotlivých počítaných variant v programu Seal a výsledků z programu CFX pro hřídelové ucpávky*

Jak je patrné z uvedených výsledků, rozdíly sil a průtočných množství ucpávkami mezi jednotlivými výpočty pro různé okrajové podmínky v programu Seal jsou veliké. Velikost axiální síly a průtoku z programu CFX je více podobný výsledkům pro zadávané okrajové podmínky získané pomocí numerické simulace.

Nakonec byly pro obě varianty dopočteny dynamické koeficienty ucpávek. Rozdíly v získaných hodnotách koeficientů jsou veliké, dosahují až 250 %. Jaký je dopad tohoto rozdílu na stabilitu rotoru je možné posoudit až po výpočtu dynamiky celé rotorové soustavy.

#### **5.3.4.2 Nadbandážová ucpávka**

Nyní se podíváme na oblast nadbandážové ucpávky. Opět byly stejně jako v předchozím případě provedeny dva výpočty. Zadané okrajové podmínky pro oba výpočty nadbandážové ucpávky můžeme vidět v tabulce 5.3 a získané výsledky v tabulce 5.4.

	proudový výpočet	numerická simulace
$p_c$ [Mpa]	4,39	4,69
T [K]	661,9	686,1
$v_{tan}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	237,7	234,7
$p_s$ [Mpa]	4,23	4,11

*Tabulka 5.3 Zadávané okrajové podmínky do programu Seal při výpočtu dynamických koeficientů nadbandážové ucpávky*

	CFX	Seal - PV	Rozdíl CFX-Seal - PV	Seal - NS	Rozdíl CFX-Seal - NS
F_X	-12[N]	25,1[N]	309,2[ % ]	186,1[N]	1650,8 [ % ]
průtok	0,99[kg.s <sup>-1</sup> ]	1,2[kg.s <sup>-1</sup> ]	21,2 [ % ]	2,49[kg.s <sup>-1</sup> ]	151,5 [ % ]

*Tabulka 5.4 Porovnání jednotlivých počítaných variant v programu Seal a výsledků z programu CFX pro nadbandážovou ucpávku*

Pro nadbandážovou ucpávku jsou rozdíly mezi oběma variantami mnohem větší, než v případě hřídelové ucpávky. Axiální síly i průtoky získané pomocí programu Seal jsou velmi odlišné od hodnot těchto veličin získané pomocí programu CFX. Rozdíly v získaných dynamických koeficientech pro oba výpočty v programu Seal byly až 350 %. Tyto větší rozdíly jsou způsobené tím, že nadbandážová ucpávka, která má pouze dva břity, je citlivější na zadávané okrajové podmínky než hřídelové ucpávky mající mnohem více břitů. V tomto případě se výsledkům z programu CFX více přibližuje výpočet z programu Seal se zadávanými okrajovými podmínkami z proudového výpočtu. Jelikož jsou rozdíly ale velké, nelze jednoznačně tvrdit, že je tento výpočet přesnější.

### 5.3.4.3 Zhodnocení výsledků

Je vidět, že v obou případech jsou výpočty velmi nepřesné. To může být způsobené tím, že okrajové podmínky jsou zadávané jako konstantní hodnoty. Jednou z možností, jak tuto nepřesnost zmenšit by bylo zadávat okrajové podmínky pomocí profilu. Většího zpřesnění bychom ovšem docílili, kdyby byla rozšířena výpočtová oblast tak, aby se rychlostní profil vytvořil sám. Možnostem návrhu změn se věnuje následující kapitola.

## 6 Vyhodnocení dosažených výsledků a diskuse možných geometrických úprav

Tato práce vznikla pro potřeby oddělení rotorové dynamiky společnosti DŠP, které se mimo jiné zabývá stabilitou rotorových soustav. Nestabilita bývá nejčastěji způsobena jednak samobudícími silami vznikajícími v ložiskách nebo destabilizujícími silovými účinky, které se vyskytují převážně v labyrintových ucpávkách. Tato práce se věnuje oblasti labyrintových ucpávek.

Samobudící silové účinky způsobené tangenciální složkou rychlosti v ucpávkách mohou být sníženy přidáním brzdy před labyrintové ucpávky. Ve společnosti DŠP již byla provedena řada studií zkoumající vliv jednotlivých typů brzd na snížení této složky rychlosti.

V první řadě by se pozornost měla věnovat zpřesnění výpočtového programu Seal, jelikož jak bylo ukázáno v předchozí kapitole, získávané dynamické koeficienty ucpávek jsou vlivem nesprávně zadávaných okrajových podmínek velmi nepřesné. Až po vyřešení tohoto problému by bylo potřeba se věnovat případnému použití brzd.

Jednou z možností, jak zpřesnit zadávané okrajové podmínky do výpočtového programu Seal by bylo nalézt vhodné koeficienty pro přepočtení hodnot celkového tlaku a celkové teploty zadávané na vstup a zpřesnit koeficient pro přepočtení tangenciální složky rychlosti. Další vhodnou změnou by bylo nezadávat okrajové podmínky jako konstantní hodnoty, ale definovat je pomocí profilového rozložení.

Vhodnější a efektivnější změnou by ovšem bylo rozšířit výpočtovou oblast ucpávek. Poté by se zadávané okrajové podmínky nemusely přepočítávat a rychlostní profil by se vytvořil sám.

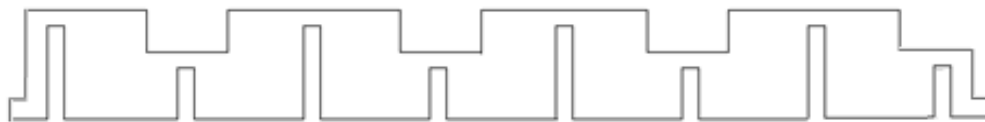
Zaměříme-li se nejprve na oblast nadbandážové ucpávky, bylo by nejvhodnější, kdyby se výpočtová oblast rozšířila tak, aby vstup do výpočtové oblasti byl za rozváděcí lopatkou v rovině 1, kde se získávají okrajové podmínky z proudového výpočtu. Zadávané okrajové podmínky by se nemusely přepočítávat a i rychlostní profil by se vytvořil sám. Stejně jako okrajové podmínky zadávané na vstup i výstupní zadávaná okrajová podmínka je nepřesná. Proto bych doporučila i rozšíření výstupní oblasti, kterou bych protáhla až ke vstupu do hlavního proudu. Navrhovaná oblast je zobrazena na obr. 6.1.





*Obr. 6.1 Navrhovaná změna výpočetní oblasti pro nadbandážovou ucpávku*

U hřídelové ucpávky větší rozšíření výpočtové oblasti není příliš možné, zejména u kolového uspořádání rotoru. Zde bych navrhla pouze rozšíření oblasti tak, aby model kvůli správnému výpočtu axiálních sil zahrnoval všechny břity z obou stran. Uvedenou úpravu můžeme vidět na obr. 6.2. Tato úprava ovšem neřeší rozdíly v hodnotách veličin zadávané jako okrajové podmínky v místech před hřídelovou ucpávkou a u paty v rovině 1. Proto by bylo potřeba nalézt vhodné koeficienty na přepočítání hodnot celkového tlaku a celkové teploty a zpřesnit koeficient pro přepočet tangenciální složky rychlosti.



*Obr. 6.2 Navrhované změna výpočetní oblasti pro hřídelovou ucpávku*

## Závěr

Diplomová práce se věnuje aktuálním problémům řešených ve společnosti Doosan Škoda Power, s.r.o. (DŠP). Popisuje provedení numerické simulace proudění páry v turbínovém stupni v diskovém uspořádání, s přepouštěcím otvorem a s nadbandážovou a hřídelovou ucpávkou. Předkládaná práce se rovněž věnuje analýze získaných výsledků, ze které může být učiněno několik závěrů.

V první fázi byly srovnány výsledky úloh pro model stupně bez ucpávkových částí počítané pro model páry jako ideální plyn a pro reálnou páru podle IAPWS. Bylo zjištěno, že rozdíly mezi ideálním plynem a reálnou párou nejsou kvalitativního charakteru, ale jde jen o ne příliš významný posun hodnot počítaných veličin. Z toho plyne důležitý závěr, že již dříve počítané úlohy v DŠP, které byly modelovány zjednodušeně pomocí ideálního plynu, můžeme brát jako dostačující.

Dále byly v diplomové práci porovnávány výsledky lopatkových částí stupně s a bez ucpávkových částí. Byl ukázán negativní vliv, který má pára protékající ucpávkami na účinnost turbínového stupně a také negativní vliv páry vracející se z ucpávkových částí do hlavního proudu.

V další fázi práce byly vyhodnoceny výsledky z mezidiskových prostorů a z ucpávek. Byla provedena analýza hmotnostního toku jednotlivými částmi modelu s ucpávkovými částmi mající vliv na účinnost stupně. Dále byl zkoumán průběh statického tlaku na stěnách disku, který slouží k vylepšení návrhového programu pro výpočet axiálních sil stroje, a tedy v důsledku k dimenzování axiálních ložisek a poloměru „pístu“. Byl zjištěn průběh tangenciální složky rychlosti v nadbandážové a hřídelové ucpávce mající negativní vliv na stabilitu rotorové soustavy. Dále v této práci byly ukázány nepřesnosti při zadávání okrajových podmínek do výpočtového programu Seal, který slouží pro výpočet tuhostních a tlumících koeficientů ucpávek.

V DŠP je výpočtový program Seal klíčovým prvkem při výpočtu vlivu ucpávek na stabilitu rotorové soustavy. V této práci byly nalezeny některé významné nepřesnosti tohoto programu. Také porovnání výpočtů stability rotorových soustav a reálných strojů vykazuje nesoulad. Proto byly v poslední šesté kapitole navrženy možné geometrické úpravy výpočtových domén pro hřídelové a nadbandážové ucpávky používané v programu Seal. Cílem navržených úprav je zpřesnit výpočet dynamických koeficientů ucpávek a následně zpřesnit výpočet stability rotorových soustav.

## Literatura

- [1] Ščeglajev, A.V.: *Parní turbíny: teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. SNTL, Praha, 1983
- [2] ŠKODA POWER s.r.o.: *Firemní dokumentace*
- [3] Šíp V., Enžl J.: Martinů P.: *Lososová kniha postprocessingu*, 2013
- [4] Ambrož j., CSc.: *Parní turbíny a kondenzace*, Praha 1984
- [5] Horlock J.H.: *Axial flow Turbines: Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Robert E. Krieger Publishing CO, New York, 1973
- [6] Kozubková, M.: *Modelování proudění tekutin, Fluent, CFX*, Ostrava 2008
- [7] Hoffmann, K. A.: Chiang S.T.: *Computation Fluid Dynamics*, vol 1, vol 2, vol 3 Engineering Education System, Wichita, Kansas, USA 2000
- [8] White, F.M.: *Fluid Mechanics* McGraw-Hill, Inc. 1994
- [9] Vimmr J.: *Modelování proudění tekutin s aplikacemi v biomechanice a ve vnitřní aerodynamice*, Habilitační práce, ZČU v Plzeň 2008,
- [10] Mareš, R.: *Podklady k předmětu KKE/TM*
- [11] Brejcha T.: *Turbulence-Modelování proudění - CFX*, Ostrava 2010
- [12] Angier R.H.: *Turbine aerodynamics: axial-flow and radial inflow turbine design and analysis*. ASME Press, New York, 2006
- [13] Škorpík J.: *Návrh stupně lopatkového stroje se zanedbatelným vlivem prostorového charakteru proudění*,  
<http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-turbiny-a-turbokompresory.html>)
- [14] Škorpík J.: *Tepelné turbíny a turbokompresory*, -  
<http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-turbiny-a-turbokompresory.html>)
- [15] Rajesh Babu: *Computational fluid dynamics analysis of intermediate pressure stream turbine*, Hyderabad, India

- [16] Department of Thermal Engineering, Tsinghua University: *Fluid Dynamic Efficiency Optimization of Steam Turbine Stages*, International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, 2012
- [17] Bečvář J. a kol.: *Tepelné turbíny*. SNTL, Praha, 1968.
- [18] Hirsch Ch.: *Numerical computation of internal and external flow. Vol.1,2*, John Wiley and Sons, Chichester, 1998
- [19] Ferziger J.H., Peric M.: *Computational methods for fluid dynamics*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1999