

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ

V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



**Analýza prostorů generátoru plynů
turbovrtulového motoru pro účely
termodynamické analýzy disků a stanovení jejich
životnosti**

Jan Sedláček

Praha 2018

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Analýza prostorů generátoru plynů turbovrtulového motoru pro účely termodynamické analýzy disků a stanovení jejich životnosti“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Dr. Ing. Tomáše Vampoly s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze, 16. srpna 2018

Jan Sedláček

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu prof. Dr. Ing. Tomáši Vampolovi za vedení a odborné připomínky při vypracovávání této práce. Zároveň bych chtěl poděkovat společnosti GE Aviation Czech, s.r.o. za umožnění zpracování této práce a poskytnutí potřebných zdrojů. Ze společnosti bych rád poděkoval především panu Lucovi Lombardi, za odborné vedení a cenné rady v oblasti plynových turbín a paní Daniele Pitel Welnitz za konzultace a rady v oblasti CFD. V neposlední řadě moje poděkování patří mé rodině a přátelům, kteří mě podporovali po celou dobu studia.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá předběžným rozborem dynamiky proudění v prostoru volné turbíny turbovrtulového motoru společnosti GE Aviation Czech pomocí počítačové simulace proudění (CFD). Pozornost je zaměřena hlavně na oblast prostoru mezi rotorem a státorem, tedy meziprostoru. Je také zkoumán vliv těsnícího vtoku na proudění tekutin v meziprostoru i vliv těsnícího prstence meziprostoru na toto proudění. Tato oblast má velký vliv na životnost disku volné turbíny, při nedostatečném chlazení dochází k teplotnímu a tlakovému namáhání disku. Pro analýzu byla zvolena analýza v ustáleném stavu a spojení *Frozen rotor* kvůli nižší náročnosti výpočtu. Zkoumáno bylo hlavně tlakové, proudové a teplotní pole nad a v oblasti meziprostoru a to z důvodu validace výsledků a porozumění chování proudění. Zjednodušení geometrie v geometrii domén jsou vytvořena tak, aby umožnila získat informace potřebné pro rozbor dynamiky proudění. Z výsledku výpočtu byly získány předpokládané struktury proudění. Ty jsou ve většinové shodě s předešлыми studii [15, 8, 20].

Klíčová slova

Systém rotor-stator, CFD, počítačová simulace proudění, ANSYS CFX, ANSYS ICEM CFD, Proudění, Turbína, Turbovrtulový motor,

Abstract

Aim of the Bachelor thesis is on preliminary computer fluid dynamics (CFD) analysis of flow in the low pressure turbine of turboprop engine. Main focus was on the flow in the cavity and interaction between flow in the main path and the cavity. Insufficient purging flow can result in shorter lifespan of the rotor disc, due to excessive heat and pressure loads. Analysis was computed as steady-state with Frozen rotor interfaces, in order to simplify the analysis. In order to validate the results and to understand the flow structures focus was on pressure, velocity and temperature fields in and above the cavity. Geometry simplifications introduced in the domain geometry are created to provide sufficient information required for the analysis. The results of the analysis are in agreement with results from previous studies and experiments [15, 8, 20]. Expected fluid structures and fields were detected in the results.

Keywords

CFD, computer fluid dynamics, ANSYS CFX, ANSYS ICEM CFD, Flow, Turbine, Turboprop, Cavity,

Obsah

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Úvod | 1 |
| 1.1 | Cíl práce | 2 |
| 1.2 | Postup | 2 |
| 2 | Teorie | 4 |
| 2.1 | Rovnice počítačové dynamiky tekutin | 4 |
| 2.1.1 | Metoda konečných objemů | 5 |
| 2.1.2 | Turbulentní proudění | 5 |
| 2.1.3 | Model $k-\varepsilon$ | 6 |
| 2.1.4 | Model SST $k-\omega$ | 7 |
| 2.2 | Proudění v prostoru volné turbíny | 8 |
| 2.2.1 | Rozdělení proudění | 9 |
| 2.2.2 | Modely proudění v meziprostoru s velkou mezerou | 9 |
| 2.2.3 | Tok mezi meziprostorem a hlavní cestou | 10 |
| 3 | Výpočtový model | 13 |
| 3.1 | Vytvoření modelu | 13 |
| 3.2 | Zjednodušení modelu | 15 |
| 3.2.1 | Změna délky lopatek | 15 |
| 3.2.2 | Změny geometrie v meziprostoru | 15 |
| 3.3 | Síťování geometrie | 16 |
| 3.3.1 | Nástroje | 16 |
| 3.3.2 | Proces síťování | 16 |
| 3.3.3 | Vazká vrstva a bezrozměrná vzdálenost od stěny | 20 |
| 4 | Parametry výpočtu | 21 |
| 4.1 | Software | 21 |
| 4.2 | Nastavení Domény | 22 |
| 4.2.1 | Ideální plyn | 22 |
| 4.2.2 | Přenos tepla | 22 |
| 4.3 | Nastavení okrajových podmínek a domén | 22 |
| 4.3.1 | Domény | 23 |
| 4.3.2 | Okrajové podmínky | 23 |
| 4.3.3 | Frozen rotor | 24 |
| 4.4 | Nastavení parametrů výpočtu | 25 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 5 | Výsledek | 26 |
| 5.1 | Konvergence | 26 |
| 5.2 | Analýza | 27 |
| 5.2.1 | Proudění v oblasti meziprostoru | 27 |
| 5.2.2 | Tlak v oblasti meziprostoru | 32 |
| 5.2.3 | Teplota v oblasti meziprostoru | 35 |
| 6 | Závěr | 37 |

Seznam obrázků

| | | |
|------|---|----|
| 1.1 | Proces simulace CFD | 2 |
| 2.1 | Rotor stator meziprostor s externím tokem [15] | 8 |
| 2.2 | Rozdělení proudění do čtyř oblastí podle Daily a Nece, (1960) pro uzavřené systémy [16] | 9 |
| 2.3 | Variace statického tlaku v hlavní cestě nad meziprostorem[17] | 10 |
| 2.4 | Zjednodušený diagram vtoku a výtoku [17] | 11 |
| 2.5 | Bublina tekutiny u těsnícího břitu. Vlevo bez bubliny, vpravo s bublinou [15]. | 11 |
| 3.1 | Geometrie výpočtového modelu | 14 |
| 3.2 | Síť v oblasti těsnění meziprostoru | 17 |
| 3.3 | Doména stator | 18 |
| 3.4 | Doména rotor | 18 |
| 3.5 | Doména meziprostor | 19 |
| 4.1 | Nastavení okrajových podmínek a domén v programu ANSYS CFX Pre | 23 |
| 4.3 | Radiální bezrozměrný průběh Celkové teploty na vstupu do hlavní cesty | 24 |
| 5.1 | Konvergence výpočtu v logaritmických souřadnicích | 26 |
| 5.2 | Pozice geometrie určené pro vynášení výsledků | 27 |
| 5.3 | Proudnice v meziprostoru | 29 |
| 5.4 | Proudnice a vektory rychlostí pro rovinu 2 | 30 |
| 5.5 | $V_r/\Omega r$ pro různé poloměry | 31 |
| 5.6 | $V_\phi/\Omega r$ pro různé poloměry | 31 |
| 5.7 | Průběhy Tlakového koeficientu C_p | 33 |
| 5.9 | Kontura statického tlaku v místě těsnění meziprostoru | 33 |
| 5.10 | Vektory rychlosti v meziprostoru, v místě teoretického vtoku | 34 |
| 5.11 | Rozložení statické teploty v meziprostoru - roviny 1,2 | 35 |
| 5.12 | | 36 |

Seznam tabulek

| | | |
|-----|--|----|
| 1.1 | Vlastnosti sekce volné turbíny v motoru H80 | 3 |
| 3.1 | Základní parametry sítě | 19 |
| 3.2 | Tabulka hodnot y^+ | 20 |
| 4.1 | Souhrn nastavení výpočtu v programu ANSYS CFX 18.2 Pre | 21 |

Seznam použitých zkratek a symbolů

| | |
|-----------------|---|
| atm | Fyzikální atmosféra |
| b | Poloměr meziprostoru |
| c_p | Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku |
| C_w | Bezrozměrný hmotnostní tok |
| C_{w0} | Bezrozměrný těsnicí tok |
| C_p | Tlakový koeficient |
| C_μ | Konstanta modelu k- ϵ |
| $C_{1\epsilon}$ | Konstanta modelu k- ϵ |
| $C_{2\epsilon}$ | Konstanta modelu k- ϵ |
| CI | <i>Combined ingress</i> , kombinovaný vtok |
| CFD | <i>Computer fluid dynamics</i> , počítačová dynamika tekutin |
| CFX | ANSYS CFX, komerční program na výpočet dynamiky tekutin |
| DNS | <i>Direct numerical simulation</i> , přímá numerická simulace |
| EI | <i>Externally induced ingress</i> , externě vyvolaný vtok |
| G | Poměrná mezera meziprostoru, viz. str. 8 |
| GEAC | GE Aviation Czech, s.r.o. |
| G_s | Poměrná velikost těsnicí mezery, viz. str. 8 |
| GGI | <i>General grid connection</i> , propojení obecných sítí |
| ITT | Inter turbine temperature - Teplota mezi turbínami |
| ICEM | ANSYS ICEM CFD. komeční síťovací program |
| k | Kinetická energie turbulence |
| LES | <i>Large eddy simulation</i> , simulace velkých vírů |
| \dot{m} | Hmotnostní tok |
| \dot{m}_o | Těsnicí hmotnostní tok |
| M | Machovo číslo |
| $n_{lopNGVR}$ | Počet lopatek statoru |
| n_{VT} | Počet šroubů disku volné turbíny |
| n_{NGVR} | Počet šroubů na statoru |
| $n_{Insek.}$ | počet otvorů chladícího vtoku |
| r | Poloměr |
| Re_ϕ | Reynoldsovo číslo rotační |
| Re_w | Axiální Reynoldsovo číslo v hlavní cestě |
| RANS | <i>Reynolds averaged Navier-stokes</i> |
| RI | <i>Rotationally induced ingress</i> , rotačně vyvolaný vtok |
| r_{th} | Poměr mezi spodním a horním poloměrem statoru |
| s/S | Tenzor napětí, nebo průměrná vzdálenost mezi rotorem a státorem |
| s_c | Vzdálenost mezi rotorem a státorem v těsnicím prstenci |

| | |
|-------------------|--|
| SLS | Standardní nadmořská výška |
| SST | <i>Shear stress transport</i> , přenos tečného napětí |
| T | Teplota |
| T* | Teplota T ku teplotě T_{ITT} |
| TMT | Teplota mezi turbínami |
| T_{ITT} | Teplota mezi prvním a druhým stupněm turbíny |
| Theta* | Bezrozměrný úhel výseku |
| U | Celková střední radiální rychlost těsnícího toku nebo složka rychlosti do směru x |
| u | Složka rychlosti do směru x |
| v | Složka rychlosti do směru y |
| V_ϕ | Poměr tečné rychlosti proudění a rychlosti rotace disku |
| V_r | Poměr radiální rychlosti proudění a rychlosti rotace disku |
| VT | Volná turbína |
| VTAS | Skutečná rychlost letu |
| w | Složka rychlosti do směru z |
| z | Vzdálenost mezi rotorem a statorem na dané souřadnici r |
| β^* | Konstanta modelu SST k- ω |
| β_2 | Konstanta modelu SST k- ω |
| ϵ | Disipace kinetické energie |
| η | Podíl Výkonu vůči Množství paliva a výhřevnosti paliva |
| λ | Součinitel tepelné vodivosti |
| μ | Dynamická viskozita |
| μ_t | Turbulentní viskozita |
| ρ | Hustota |
| τ | Tečné napětí |
| σ_ω | Prandtlovo číslo pro ω |
| σ_k | Prandtlovo číslo pro k |
| σ_ϵ | Prandtlovo číslo pro ϵ |
| ϕ | Bezrozměrný těsnící parametr |
| ϕ_0 | Hodnota ϕ při $C_w = C_{w0}$ |
| Ω | Úhlová rychlost disku volné turbíny |
| ω | Úhlová rychlost proudění nebo specifická disipace energie |

1. Úvod

Vývoj turbovrtulových motorů vznikal souběžně s vývojem proudových motorů. Turbivrtulové z proudových motorů koncepčně vycházejí. Jejich vývoj započal nezávisle na sobě v Německu a Anglii ve 30. letech 20. století. V průběhu druhé světové války vývoj proudových motorů natolik pokročil, že pístové letecké motory, do této doby dominantní zdroj pohonu ve vzduchu, nebyly schopny konkurence. Právě v této době velmi důležitém vojenském sektoru [1]. Následně také z civilního letectví začali být vytlačovány právě turbivrtulovými motory. výhody turbivrtulových motorů oproti pístovým motorům jsou v úspoře paliva ve vyšších letových hladinách, vyšší výkon na jednotku vlastní hmotnosti, mechanická spolehlivost a delší časový interval mezi generálními opravami [2]. V civilním letectví museli turbivrtulové motory ustoupit dvouproudovým motorům, které jsou schopny vyšší vnitřní účinnosti η a zároveň nejsou omezeny účinností vrtule, jež se znatelně snižuje kolem rychlosti 0,6 M [3]. Dvouproudové motory jsou místo vrtule vybaveny dmýchadlem. Turbivrtulové motory tak začali dominovat nákladním a menším letadlům, kde hrají roli provozní náklady. Jejich využití však není limitováno pouze na letectví, ale nacházejí i uplatnění jako turbogenerátory, pohony kolejových vozidel a další různé aplikace [4].

Turbivrtulový motor pracuje na principu Braytonova tepelného oběhu. Obecně se konstrukčně skládá z vstupní zařízení, kompresoru, spalovací komory, turbíny, výstupního zařízení a reduktoru popřípadě převodovkou pohonu. Do převodovky pohonu se přenáší výkon za účelem pohonu důležitého příslušenství pro běh motoru. Kompresorová sekce se může skládat z axiálního stupně nebo radiálního stupně nebo z kombinace předchozích stupňů. Zde se nasávaný vzduch stlačuje a přes výstupní zařízení kompresoru (difuzor, popřípadě narovnávací lopatky) rozvádí do spalovací komory, kde dochází ke smíchání s rozprašovaným palivem. Tato směs za konstantního tlaku hoří a zvyšuje se tak její teplota. Odtud odchází spaliny a roztáčí vysokotlakou, turbínu. Ta je přes hřídel spojena s rotory kompresoru, které pohání. Dochází zde k přeměně tepelné a tlakové energie na energii mechanickou. Na turbíně teplota klesá na přibližně 1100 K. Druhá, nízkotlaká, turbína je spojena, přes reduktor, s vrtulí. Plyny jež vystupují z motoru jsou využity pro přídavný tah. Jsou zdrojem až 5% celkového tahu pohonné jednotky. Existují více druhů vzájemného propojení turbín, kompresoru a reduktoru. První možnost používá pouze jednu hřídel, která spojuje všechny tyto části. Jedná se starší koncepci, dnes se používá hlavně dvou-hřídelová koncepce. Zde je vysokotlaká turbína spojena s kompresorem a nízkotlaká turbína je spojena s reduktorem, popřípadě s dmýchadlem u dvouproudového motoru. Výhoda tohoto uspořádání spočívá v možnosti rozdílných otáček vysokotlaké turbíny spojené s kompresorem a volné turbíny a s tím spojené optimální charakteristiky průběhu kroutícího momentu. Pro konstantní otáčky kompresoru je tak volná turbína schopna produkovat téměř konstantní výkon v určitém rozsahu [4]. Motor H80 (H75, H85) byl vyvinut společností GEAC z motoru M601, který byl vyvinutý společností Motorlet n.p. v 60. letech. Motor H80 má, oproti M601, pozměněnou část kompresoru, kde díky přepracované lopátkové části

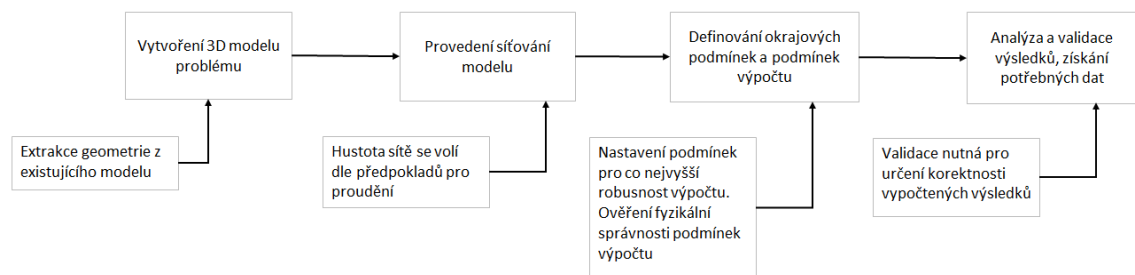
kompresoru dosahuje vyšších výkonů. Motor má protiproudé uspořádání. Sání vzduchu probíhá v zadní části motoru, zatímco výfuk spalín probíhá v přední části motoru [5, 6, 7].

Při vývoji proudových motorů docházelo s postupem času ke zvyšování vstupních teplot do vysokotlaké turbíny až na 1600 K. Čímž také rostla vnitřní účinnost a výkon. Část tohoto vývoje byla možná díky vývoji nových kovových slitin a materiálů, avšak velkou roli měl vývoj systémů chlazení komponent. Ty, které se nacházejí v hlavní cestě spalín, jsou z ušlechtilých slitin, protože jsou tepelně velmi namáhané. Jejich životnost je tímto tepelným namáháním limitována. Proto je nutné aby byli chlazeny nebo chráněny teplu odolným povlakem. Komponenty mimo hlavní cestu, jako disk rotoru, nejsou schopny snášet takto vysoké teploty. Disk je navíc součástí toku tepla z lopatky, je tedy vystaven vysokému teplotnímu a mechanickému namáhání. Vzhledem k tomu, že mezi rotorem a statorem dochází k relativnímu pohybu, nachází se mezi nimi volný prostor, kam mohou proudit spaliny z hlavní cesty. Může docházet tak k teplotnímu a silovému namáhání rotoru. Aby k tomuto nedocházelo odvádí se vzduch směrem od kompresoru do tohoto meziprostoru a omezuje se tak vstup teplých spalín. Toto řešení však snižuje termická účinnost motoru a proto je snaha o nalezení optimálního objemu chladného vzduchu aby nedocházelo k nebezpečnému namáhání komponent [6, 7, 5, 8, 9].

1.1 Cíl práce

Cílem práce je rozbor dynamiky tekutin v prostoru volné turbíny pro motor H80 společnosti GEAC pomocí počítačového modelování tekutin (CFD) a výsledků a znalostí z předešlých studií zabývajících se totožnou problematikou. Důležité je zjistit, zda-li dochází k vtoku spalín z hlavní cesty do meziprostoru a zaznamenat dění v prostoru mezi statorovou a rotorovou částí. Práce je zaměřená především na analýzu rozdělení tlaku, teploty, popsání charakteru proudění ve volném prostoru. Pozornost bude věnována také vzájemnému vlivu, který na sebe mají hlavní cesta a volný prostor. Tyto dva prostory jsou odděleny těsnícím břitem, jehož efektivita velmi ovlivňuje podobu proudění v prostoru nízkotlaké turbíny a má velký vliv na fungování motoru a jeho efektivnost.

1.2 Postup



Obrázek 1.1: Proces simulace CFD

Pro analýzu proudění je nejprve nutné vytvořit model problému. V případě této práce byla využita již existující modelová sestava motoru H80. Z této sestavy byli využity pouze modely komponent, jež jsou nutné pro ohraničení hlavní cesty a meziprostoru. Tato nově vytvořená sestava jen z nejnütnějších modelů se dále zjednoduší, viz kapitola 3.1. Upravená geometrie se musí skládat pouze z ploch. Je nutné, aby plochy vytvořili uzavřený prostor. Takto vytvořený model se musí nasíťovat, viz kapitola 3.3. Síťování proběhlo v programu ANSYS ICEM CFD 17.0. Po dosažení zvoleného stavu jemnosti, kvality a hustoty sítě, daná síť se exportuje do výpočetního programu. Zde se nastaví vlastnosti našeho modelu a modelované tekutiny, okrajové podmínky a nastavení výpočtu, viz kapitola 4. Po proběhnutí výpočtu je potřeba provést kvalitativní analýzu výsledků, zda-li data získané našim výpočtem se shodují s totožným, či obdobným, experimentem. Následně je možné data využít pro původní záměry analýzy. Základní parametry turbíny jsou uvedeny v tabulce Tabulka 1.1

Tabulka 1.1: Vlastnosti sekce volné turbíny v motoru H80

| Operační podmínky turbíny pro analýzu | |
|--|---------------|
| Výkon $P=597$ kW, VTAS = 0kt, výška = 0 m, SLS | |
| hmotnostní tok motoru | 3,79 kg/s |
| výška meziprostoru | 0,0824 m |
| poměrná mezera meziprostoru | G 0,095 |
| poměrná velikost těsnící mezery G_c | 0,029 |
| otáčky disku volné turbíny | 31 023 ot/min |
| poměrová výška hlavní cesty r_{th} | 1,37 |

2. Teorie

2.1 Rovnice počítačové dynamiky tekutin

Počítačová dynamika tekutin, anglicky *Computational fluid dynamics* (CFD), je odvětví jež vzniklo pro potřeby analýz proudění v oblasti letectví a kosmonautiky. V dnešní době se jedná o jeden z nejrozšířenějších nástrojů pro analýzu tekutin ve všech odvětví, která jsou s dynamikou tekutin svázána. Spojuje znalosti z dynamiky tekutin, matematiky a počítačových věd. K získání relevantních numerických výsledků fyzikálního problému je zapotřebí provést diskretizaci kontinua. Tak, aby se dali numericky získat výsledky pro definovaná místa v prostoru a čase. Nejedná se však o samostatnou metodu, avšak úzce spojenou s experimentální dynamikou tekutin. Její výsledky by měli být vždy ověřovány experimentem, nebo kvalitativním srovnáním s výsledky experimentů podobných úloh.

Základem pro numerické výpočty proudění jsou matematické rovnice zákonů zachování dynamiky tekutin [10, 11, 12, 13]. Tyto zákony jsou.

Zákon o zachování hmoty

Rovnice kontinuity vyjadřující zákon o zachování hmoty, uvažujeme-li stacionární proudění

$$\rho \nabla \cdot \vec{u} = 0. \quad (2.1)$$

Zákon o zachování hybnosti (Druhý Newtonův zákon)

Pro popis zákona zachování hybnosti se vychází z rovnice pro materiální kontrolní objem z nichž dostaneme Cauchyho rovnici

$$\rho \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{f}. \quad (2.2)$$

Dosazením Newtonova zákona pro nestlačitelné kapaliny, jelikož uvažujeme kapaliny při podzvukovém proudění

$$\vec{\tau} = 2\mu \vec{\Delta} \quad (2.3)$$

dostáváme rovnici zachování hybnosti (Navier-Stokesovu rovnici) pro stacionární proudění,

$$\rho \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\nabla p + \nabla^2 \vec{u} + \rho \vec{f}, \quad (2.4)$$

kde jednotlivé členy postupně zleva představují konvekční síly, tlakový gradient, vazké síly a gravitační objemové síly

První zákon termodynamiky

Z rovnice

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W, \quad (2.5)$$

kde ΔQ představuje dodané teplo v prostoru kontrolního objemu a ΔW práci vykonanou vnějšími silami na kapalinu, dostaneme Fourier-Kirchhoffovu rovnici pro přenos tepla

$$\rho c_p (\vec{u} \cdot \nabla T) = -\lambda \nabla^2 T + \vec{\tau} : \vec{\Delta} + \dot{Q}. \quad (2.6)$$

Členy postupně zleva jsou konvekce, vedení z rovnice Fourierova zákona, disipace mechanické energie vazkým třením a systému dodané teplo

2.1.1 Metoda konečných objemů

V komerčním programu ANSYS CFX je použita metoda konečných objemů využívající kontrolní objem kolem vrcholů sítě. Druhý způsob je, že kontrolní objem zaujímá stejný prostor jako elementární objem sítě. Prvním krokem je diskretizace spojitého kontinua, tedy rozdělení kontinua na síť s konečným počtem objemů a vrcholových uzlů. V těchto uzlech jsou uloženy vlastnosti tekutiny a proměnné. Další krok je integrace příslušných rovnic s proměnnými přes kontrolní objemy. Pomocí Gauss-Ostrogradského věty jsou převedeny objemové integrály na plošné. Následně se integrální rovnice diskretizují pomocí některého z interpolačních schémat [12, 13].

2.1.2 Turbulentní proudění

Metody modelování turbulence

Využití CFD v průmyslu je většinou zaměřeno na komplexní geometrie, bez možnosti analytického popisu proudění, u nichž se velmi často vyskytují turbulentní oblasti. Výskyt turbulentních oblastí v proudění závisí na Reynoldsově čísle, tedy na poměru setrvačných sil k silám vazkým. Pro řešení turbulentního proudění v CFD existuje několik přístupů.

Jedním z přístupů je přímá numerická simulace (DNS), jejíž aplikace je omezena velmi vysokými výpočetními nároky. Věrohodnost výsledků z DNS je nejbližší výsledkům z experimentů.

Dalším druhem simulace je Metoda velkých vírů (LES). Ta filtruje turbulentní víry podle velikosti a řeší tak pouze ty největší, které mají nejvyšší energii. Vyžaduje jemnou síť a to hlavně u stěn.

Dalším přístupem je metoda časového průměrování (RANS), jež časově průměruje turbulentní proudění pomocí Reynoldsovy rovnice. Tato metoda je nejběžnější v průmyslové aplikaci. V této bakalářské práci je využit RANS model SST $k - \omega$. Další popis se týká pouze modelů $k - \epsilon$ a SST $k - \omega$ [10, 11, 12, 13].

RANS metoda

Pro tuto metodu se rovnice průměruje podle Reynoldsova principu a vychází se z předpokladu, že lze rozložit závislé proměnné na dvě části. Na časově průměrovou složku \bar{u} a fluktační složku $u'(t)$

jejíž průměrná hodnota je rovna nule. Například rychlost lze zapsat ve tvaru: $u(t) = \bar{u} + u'(t)$. Zároveň platí následující matematické úpravy.

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u(t) dt \quad (2.7)$$

$$\overline{u'(t)} = 0 \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial \overline{u'(t)}}{\partial x} = 0 \quad (2.9)$$

$$\overline{uv} = \bar{u}\bar{v} + \overline{u'v'} \quad (2.10)$$

$$\bar{a} = a \quad \text{kde } a \text{ je konstanta} \quad (2.11)$$

Dosazením časově závislé složky do rovnice kontinuity a Navier-Stokesovy rovnice a po jejich průměrováním získáme tyto tvary rovnic

$$\rho \nabla \cdot \bar{\vec{u}} = 0 \quad (2.12)$$

$$\rho \bar{\vec{u}} \cdot \nabla \bar{\vec{u}} + \overline{\rho u' \cdot \nabla u'} = -\nabla \bar{p} + \nabla^2 \bar{\vec{u}} + \rho \bar{\vec{f}}. \quad (2.13)$$

Nově vzniklý člen v rovnici (2.13) $-\overline{\rho u' \cdot \nabla u'}$ je roven tenzoru Reynoldsových napětí, jež reprezentuje napětí vzniklé změnami rychlosti. Pro vyřešení rovnic (2.12) a (2.13) je potřeba najít model popisující Reynoldsova napětí. Jedním z takových je Boussinesquova hypotéza. Ta říká, že Reynoldsova napětí jsou úměrná průměrným hodnotám deformací. Je důležité zmínit, že se nejedná o nejpřesnější turbulentní model, avšak je jednoduše aplikovatelný s rozumnou mírou přesnosti výsledků [10, 11, 12, 13, 14].

2.1.3 Model $k-\varepsilon$

Jedná se o semi-empirický model, kde konvekce a difuze mají velký vliv na vznik a destrukci turbulence. Model se skládá ze dvou transportních rovnic, ze kterých se získává kinetická energie turbulence k a disipace kinetické energie ε . Hlavním předpokladem je pak plně turbulentní proudění se zanedbatelným efektem molekulární viskozity. Pro podrobnější informace ohledně konstant a odvození viz [10, 12] Pro model $k - \varepsilon$ je nutné zadefinovat několik neznámých.

Okamžitá hodnota kinetické energie se skládá ze střední a turbulentní kinetické energie

$$k(t) = K + k = \frac{1}{2}(U^2 + V^2 + W^2) + \frac{1}{2}(\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2). \quad (2.14)$$

Tenzor napětí rozložený na průměrné a turbulentní složky,

$$\vec{s}(t) = \vec{S} + \vec{s}', \quad (2.15)$$

kde U, V, W a u, v, w jsou jednotlivé složky vektoru rychlosti \vec{u} do směru x, y, z v kartézském souřadném systému. Transportní rovnice pro k a ε jsou:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{u}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + 2\mu_t \vec{S} \cdot \vec{S} - \rho \varepsilon \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{u}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \vec{S} \cdot \vec{S} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (2.17)$$

kde jednotlivé členy představují,

rychlost změny k/ε + konvekce k/ε = difuze k/ε + rychlost produkce k/ε - rychlost zániku k/ε

Turbulentní viskozita je vypočtena ze vztahu,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.18)$$

kde C_μ je konstanta modelu. Standardní hodnoty pro konstanty modelu $k - \varepsilon$ jsou:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad C_\mu = 0,09$$

Konstanty - Prandtlova čísla pro k a ε , která jsou:

$$\sigma_k = 1,0 \quad \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad (2.19)$$

2.1.4 Model SST $k-\omega$

Vychází ze standardního Wilcoxova $k-\omega$ modelu, který řeší jako model $k-\varepsilon$ dvě dodatečné diferenciální rovnice. Místo disipace kinetické energie má rovnici pro specifickou disipaci energie ω , kde $\omega \approx \frac{\varepsilon}{k}$. Standardní model lépe predikuje záporný tlakový spád, mezní vrstvy a odtržení proudění. Avšak nepřesnost tohoto modelu roste se vzdáleností od stěny. Tedy skoro opačně jako u modelu $k-\varepsilon$.

Turbulentní viskozita pro standardní model se spočítá ze vztahu,

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (2.20)$$

koeficient α^* tlumí turbulentní viskozitu podle korekce pro nízká Reynoldsova čísla. Pro vysoká je $\alpha^* = 1$.

Další nevýhoda standardního modelu vzniká u modelování volného smykového proudění, kde k a $\omega \rightarrow 0$. Turbulentní viskozita by byla nedefinovaná, nebo by se blížila nekonečnu. Proto i ve volném smykovém proudu musí být definováno malé ω . To vytváří problém v aplikacích, které využívají volný proud jako okrajovou podmínku.

Kvůli výše zmíněným důvodům vznikl model *SST* $k-\omega$, který transformuje model $k-\varepsilon$ do modelu $k-\omega$. Ten se využívá v blízkostech stěn, zatímco $k-\varepsilon$ v turbulentních oblastech daleko od stěny. Transportní rovnice pro k je totožná s modelem $k-\omega$, transportní rovnice pro ω vznikla substitucí výrazu $\varepsilon = k\omega$ do rovnice pro ε (2.17)

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{u}) = \nabla \cdot (\Gamma_k \nabla k) + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \vec{u}) = \nabla \cdot (\Gamma_\omega \nabla \omega) + P_\omega - \beta_2 \rho \omega^2 + D_\omega, \quad (2.22)$$

kde jednotlivé členy představují:

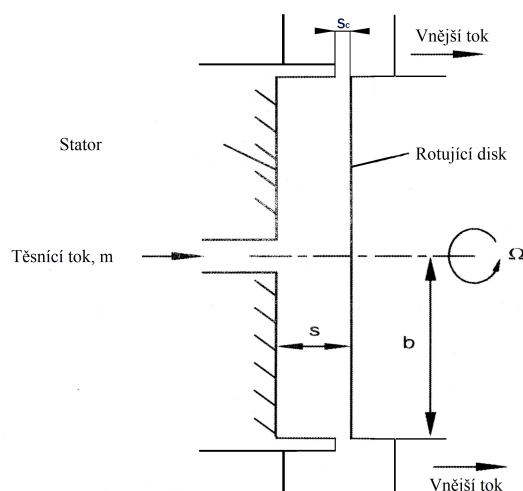
Rychlost změny k/ω + Konvekce k/ω = Přenos k/ω turbulentní difuzí + generace kinetické k/ω - disipace k/ω vlivem turbulence + příčná difuze

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad \Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{ efektivní difuzivita}$$

Turbulentní viskozita pro SST model je

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1\omega}\right]}. \quad (2.23)$$

2.2 Proudění v prostoru volné turbíny



Obrázek 2.1: Rotor stator meziprostor s externím tokem [15]

Pro popsání meziprostoru s rotorem, státorem a otvorem pro sekundární chladicí vtok, použijeme zavedená značení.

Poměr mezery (Gap ratio)

$$G = \frac{s}{b}, \quad (2.24)$$

kde s značí vzdálenost mezi rotorem a státorem a b je vnější poloměr meziprostoru.

Vůle bandáže

$$G_c = \frac{s_c}{b}, \quad (2.25)$$

kde s_c je vzdálenost v místě hřbetu disku rotoru a statoru.

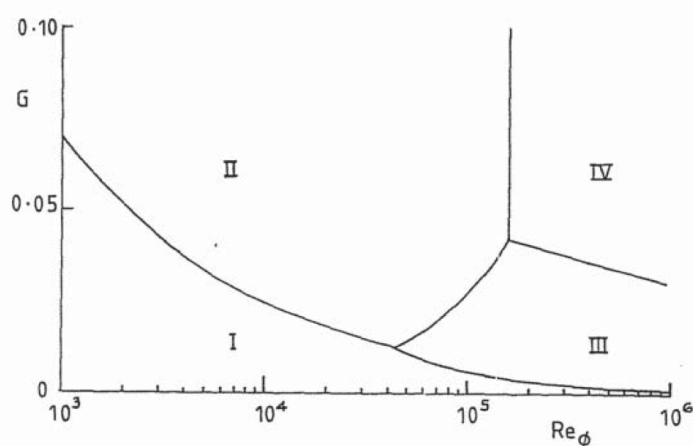
2.2.1 Rozdělení proudění

Pro popis proudění v meziprostoru je výhodné využít zavedené rozdělení dle Daily a Nece [16] viz Obrázek 2.2

Oblast I - Laminární, malé G Oblast II - Laminární, velké G
 Oblast III - Turbulentní, malé G Oblast IV - Turbulentní, velké G

které vychází z experimentálních měření, při různých Reynoldsových číslech Re_ϕ a vzdálenostech G pro uzavřené systémy rotor-stator. Jeho aplikace je možná i v případě, že je meziprostor otevřen vůči vnějšímu proudění [15, 17].

Obrázek 2.2: Rozdělení proudění do čtyř oblastí podle Daily a Nece, (1960) pro uzavřené systémy [16]



2.2.2 Modely proudění v meziprostoru s velkou mezerou

Prvotní zájem o problematiku proudění v meziprostoru mezi rotorem a státorem započal sporem, neboli Batchelor-Stewartsonovou kontroverzí. Batchelor argumentoval, že v uzavřeném meziprostoru existují tři segmenty proudění. Mezní vrstva rotoru, mezní vrstva statoru a rotující jádro tekutiny mezi nimi. To rotuje společně s rotorem, ale pouze jeho zlomkovou úhlovou rychlostí. Později bylo experimentálně dokázáno, že pro laminární proudění se rychlost jádra tekutiny pohybuje kolem $\omega = 0,3\Omega$ rychlosti disku a pro turbulentní proudění je to $\omega = 0,4\Omega$ [15]. V Oblastech II a IV se vyskytují mezní vrstvy samostatně na rotoru a statoru, jedná se tedy o Batchelorův model.

Stewartsonův předpoklad modelu byl, že existuje mezní vrstva na rotoru, ve které klesá tečná složka rychlosti, se zvětšující se vzdáleností od disku, na nulovou. Na statoru se pak nenacházela mezní vrstva žádná a tedy byla podobná modelu volného rotoru [15, 17]. V oblastech I a III jsou mezní vrstvy spojeny, jako v případě Stewartsonova modelu.

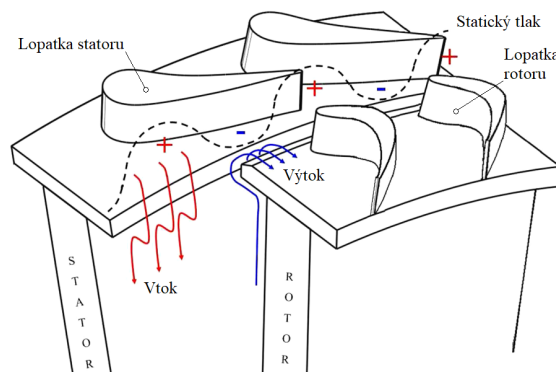
Experiment Picha a Eckerta (1958) poukázali na přítomnost rotujícího jádra v případě, že byl meziprostor uzavřen vnějším pláštěm, avšak při volně otevřeném prostoru k rotaci nedocházelo.

Další experimenty poukázali na přítomnost obou modelů. Důležité však je, že struktura proudění je nejen závislá na skutečnosti zda-li je meziprostor uzavřen, či nikoliv, ale i na přítomnosti sekundárních vtoků tekutin. Se vzrůstajícím sekundárním tokem může docházet k přeměně z Batchelorova modelu na Stewartsonův model. Pro většinu inženýrských aplikací je častější výskyt Batchelorova modelu proudění [15, 17].

2.2.3 Tok mezi meziprostorem a hlavní cestou

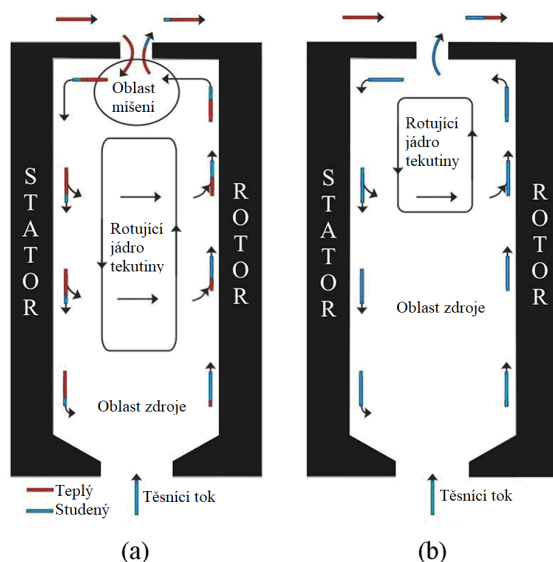
Externě vyvolaný vtok

Anglicky *Externally-induced ingress* (EI). Jedná se o druh externího vtoku, za přítomnosti proudění v hlavní cestě, do meziprostoru systému rotor-stator. Při proudění přes lopatky statoru a rotující lopatky rotoru vzniká trojrozměrné tlakové pole, které se nachází nad vtokem do meziprostoru. Vtok, respektive výtok z meziprostoru je řízen obvodovým rozdílem velikostí lokální maximální a minimální hodnoty statického tlaku [8, 18].



Obrázek 2.3: Variace statického tlaku v hlavní cestě nad meziprostorem[17]

Vtok nastává v místech kde je vnější tlak vyšší než ten v meziprostoru, naopak výtok tam, kde je vnější tlak nižší. Viz obrázek 2.3. Tento efektivní tlakový rozdíl po obvodu zahrnuje složky tlaku produkované lopatkami statoru a rotoru. Jejich vliv potom klesá se vzdáleností k hraně lopatky rotoru, respektive statoru. Závislost externě vyvolaného vtoku na tvaru rozložení tlaku je druhotná pro výpočet vtoku. Je důležité, že tvar bude vždy obdobný a periodicky se opakující. Vždy bude přítomna oblast negativního statického tlaku v oblasti hlavního proudu a oblast kladného statického tlaku v oblasti úplavu za lopatkou statoru. Směs jež vtéká do meziprostoru je přenášena v mezní vrstvě čelní plochy statoru a postupně ztrácí hmotnost při svém toku směrem k ose rotace [8, 18]. Ke ztrátám dochází díky odtoku z mezní vrstvy statoru, přes rotující jádro tekutiny, do mezní vrstvy rotoru, viz obrázek Obrázek 2.4. Míra vtoku a s tím spojená velikost rotujícího jádra tekutiny je závislá na geometrii lopatek rotoru a statoru, Machově a Reynoldsově čísle v hlavní cestě, relativní pozici otvoru do meziprostoru vůči lopatkám a bezrozměrném koeficientu těsnícího toku ϕ_0 . Na obrázku Obrázek 2.4 a) a b) jsou znázorněny případy kdy množství těsnícího toku



Obrázek 2.4: Zjednodušený diagram vtoku a výtoku [17]

je menší než minimální potřebná hodnota, respektive kdy je hodnota těsnícího toku právě rovna minimální potřebné hodnotě těsnícího toku [8].

Bezrozměrný koeficient těsnícího toku ϕ_o je

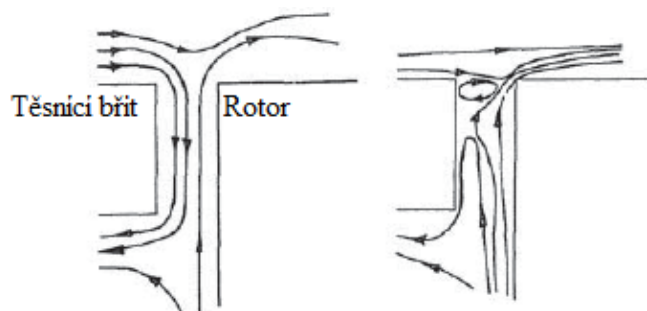
$$\phi_o = \frac{C_{w,o}}{2\pi G_c Re_\phi} = \frac{U}{\Omega b}, \quad (2.26)$$

kde jednotlivé prvky značí

$$C_{w,o} = \frac{\dot{m}_o}{\mu b} \quad \text{je bezrozměrný těsnící tok} \quad (2.27)$$

$$U = \frac{\dot{m}_o}{2\pi \rho b s_c} \quad \text{je celkový střední radiální rychlost těsnícího toku} \quad (2.28)$$

Zároveň vtok do meziprostoru při určitém poměru Re_w a Re_ϕ určuje, zda-li vnější tok, zvýší nebo sníží velikost minimální hodnoty těsnícího toku $C_{w,min}$. Tedy hodnoty těsnícího toku jež zabrání vtoku spalin z hlavní cesty do meziprostoru. Při hodnotách $Re_w \geq 0.59 \times 10^6$ se stává $C_{w,min}$ závislé pouze na Re_w . Pro rostoucí Re_w v osově nesymetrických proudech rovněž dochází, v některých místech, k vytvoření odloučené bubliny blízko kraje bandáže meziprostoru. Plocha odtokového prostoru mezi rotorem a statorem je tak redukována. Při větší velikosti bubliny dochází k narážení axiálního proudu tekutiny na hranu rotoru, viz obrázek Obrázek 2.5 [15].



Obrázek 2.5: Bublina tekutiny u těsnícího břítu. Vlevo bez bubliny, vpravo s bublinou [15].

Rotačně vyvolaný vtok

Dalším mechanismem vtoku do meziprostoru je radiální gradient tlaku v něm, jež se vytvoří díky dostředivému zrychlení. Anglicky *Rotationally-induced ingress* (RI). Vzniklý tlak narůstá v meziprostoru s poloměrem, na kterém je měřen. To znamená, že vnitřní tlak v meziprostoru může být nižší, než tlak v hlavní cestě. Tlakový rozdíl mezi hlavní cestou a meziprostorem zapříčiní vtok tekutiny z hlavní cesty do meziprostoru, zatímco disk čerpá tekutinu radiálním směrem, podél rotoru, do hlavní cesty. Pokud je přítomný sekundární hmotnostní vtok a je dostatečně velký, zvýší tlak v meziprostoru. Zabrání tak vtoku tekutiny z hlavní cesty. Ve většině případů, je Rotačně vyvolaný vtok zanedbatelný, avšak v případech, kdy je jeho velikost řádově shodná s externě vyvolaným vtokem, kombinace těchto dvou mechanismů se obecně nazývá kombinovaný vtok (CI) [18].

3. Výpočtový model

Tvorba modelu reálného problému je nejdůležitější krok, který musíme provést pokud chceme provést počítačovou simulaci proudění. Je důležité, aby model byl vytvořen co nejpečlivěji. Geometrie nízké kvality může později zanášet chyby do dalších kroků simulace proudění a zhoršovat tak přesnost konečného výsledku. Vzhledem k tomu, že již z podstaty numerických výpočtů jsme vždy limitováni dostupným výpočtním výkonem je nutné zavádět v našem modelu určitá zjednodušení. Jejich hlavním cílem je odlišit náš počítačový model od skutečnosti, abychom byli schopni provést výpočet a zároveň získali výsledky, jež se dají zpětně aplikovat na skutečný problém. Zjednodušení které můžeme zavést je celá řada a závisejí vždy na okolnostech výpočtu. Obecně lze však nahrazovat složité prvky geometrie jejich jednoduššími ekvivalenty, popřípadě některé prvky zcela odstranit z našeho modelu.

3.1 Vytvoření modelu

Prvním zjednodušením je samotná tvorba počítačového modelu. Jedná pouze o teoretickou reprezentaci reálné turbíny. Zanedbávají se tedy jevy jako například výrobní odchylky nebo teplotní roztažnost kovových částí. Model soustavy byl vytvářen v programu Siemens NX 10.2. licence GEAC. Pro účely práce byla využita geometrie motoru H80, konkrétně model sestavy statoru, disku rotoru a lopatek rotoru volné turbíny. Další části geometrie turbíny po proudu, nebo proti proudu toku spalin byly zanedbány. Jejich vzdálenost od meziprostoru je dostatečně velká, aby vliv geometrie těchto částí byl zanedbatelný.

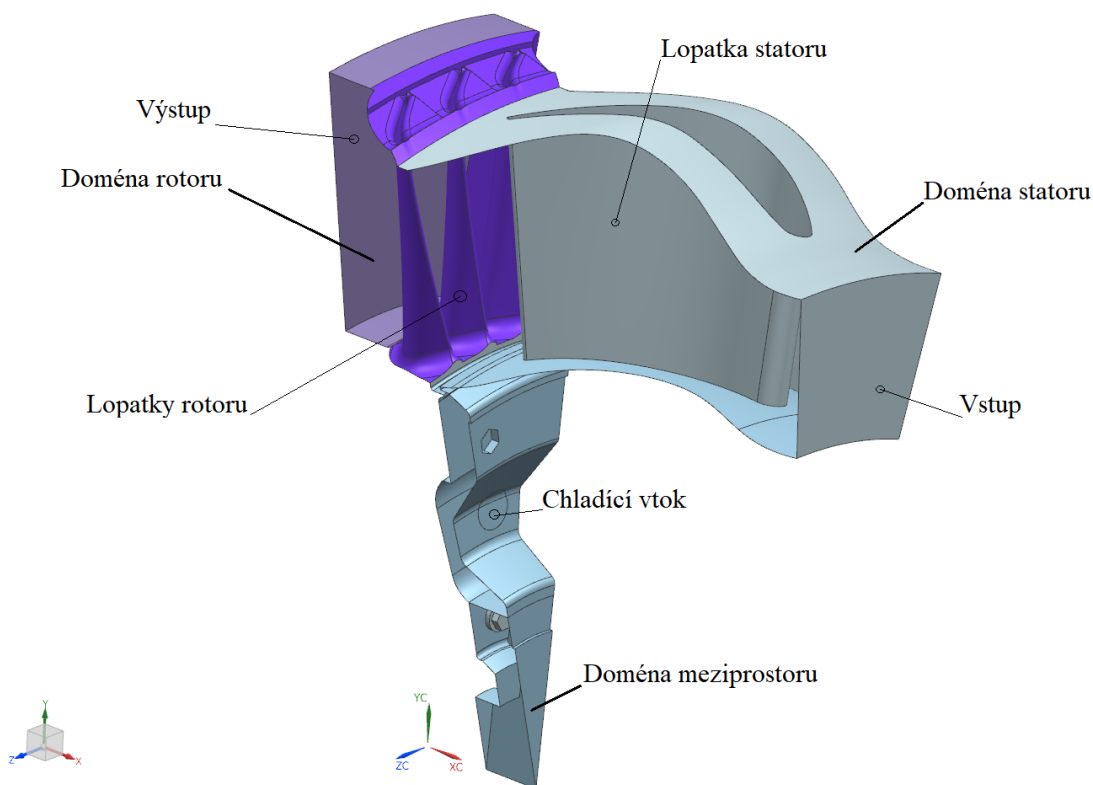
Pro výpočet není zapotřebí geometrie celého rotoru a statoru, ale stačí pouze úhlový výsek z této geometrie. Je jednodušší na vytvoření sítě, méně náročný na výpočtní výkon při vytváření sítě i při výsledném výpočtu proudění. Vycházíme z předpokladu, že proudění se periodicky opakuje a je tedy zbytečné ho počítat pro celý obvod. Tento předpoklad sice neodpovídá skutečnému proudění, ale umožní použití pouze úhlového výseku, čímž se sníží výpočtní nároky. Zároveň je umožněno použít výpočet v ustáleném stavu. Bez těchto předpokladů by bylo nutné použít celou geometrii a nikoliv pouze výsek. Výsek je ohraničen periodickými plochami, které vytvářejí jeho návaznost na fiktivní zbytek geometrie. Zaručují, že proudění jež prochází jednou periodickou stěnou se automaticky objeví na druhé, periodicky svázané ploše. Toto nastavení periodicity je nutné pro analýzu výseče v ustáleném stavu, jelikož se zde proudění periodicky opakuje. Toto omezení není potřeba při nestacionární analýze.

Pro potřeby tohoto nastavení bylo zapotřebí, aby výsek z geometrie statoru a rotoru měl stejný úhel. Standardní konfigurace prostoru volné turbíny má 56 lopatek rotoru a 19 lopatek statoru. Bylo tedy zapotřebí upravit geometrii a to změnit počet lopatek rotoru na počet jež je soudělný s počtem lopatek statoru. Pokud by se tak nestalo, při vytvoření úhlového výseku by došlo k částeč-

nému řezu lopatky rotoru a porušení periodicity. Popřípadě by domény musely obsahovat všechny lopatky, což je výpočetně náročné. Aby bylo možné použít okrajové podmínky pro originální konfiguraci motoru, musela být přidána jedna lopatka navíc. Tímto bylo dosaženo, že lopatek rotoru je třikrát víc. Kvůli tomu bylo zapotřebí lopatky rotoru modifikovat, aby došlo k zachování velikosti průtočné plochy a tedy i hmotnostního průtoku volnou turbínou.

Takto upravený model byl dále upraven, aby sestával pouze z plášťů, jež jsou v kontaktu s proudem spalin. Byli vytvořeny periodické plochy, plochy vstupů a výstupů a plochy rozhraní mezi doménami. Pláště byly spojeny v objem, který zaujímá prostor ve kterém dochází k proudění.

Aby bylo možné model korektně počítat, bylo zapotřebí rozdělit model celkem do tří sub-modelů, neboli domén. První je doména statoru, obsahuje tedy lopatku, plášť statoru, část meziprostoru končící nad šroubem volné turbíny a část disku volné turbíny. Další doménou je rotorová doména. Ta obsahuje pouze lopatky s kořeny a bandáží. Poslední je doména zbytku meziprostoru, jež částečně obsahuje plášť statoru a protilehlé části rotoru, viz obrázek Obrázek 3.1. Toto rozdělení bylo způsobeno přítomností šroubů, podrobné rozepsání důvodu je v kapitole 4.



Obrázek 3.1: Geometrie výpočtového modelu

3.2 Zjednodušení modelu

3.2.1 Změna délky lopatek

Vzhledem k tomu, že počet lopatek rotoru byl navýšen o jednu, došlo k zúžení prostoru mezi lopatkami. S původními lopatkami by došlo ke změně charakteristiky turbíny. Proto byly lopatky rotoru protaženy tak, aby zůstala zachována průtočná plocha přes lopatky rotoru.

Protažená lopatka byla pro modelování dodána společností GEAC, jelikož úprava geometrie lopatek je komplikovaná a mimo cíl této bakalářské práce. Protažení bylo provedeno s respektováním původního zkroucení lopatky a zároveň byl zachován tvar konce lopatky s bandáží. Nepředpokládám vliv této modifikace na proudění proti proudu spalin v meziprostoru. Kvůli prodloužení lopatek bylo potřeba změnit úhel válcové roviny jež překlenuje prostor mezi koncem rotoru a začátkem vrcholu lopatek tak, aby byla plynulá návaznost domén.

Jelikož došlo k zmenšení úhlu mezi jednotlivými lopatkami bylo nutné provést úpravu kořene lopatky, tak aby na sebe navazovali a byla zachována původní geometrie. Tato modifikace pozmění proudění v oblasti těsnícího prstence meziprostoru. Byli odstraněny zámky lopatek spolu s tlumícími válečky. Při reálném běhu motoru může prostor mezi lopatkami a diskem volné turbíny sloužit jako odtokový kanál pro vzduch, avšak kvůli zjednodušení výpočtu je zanedbán. Předpokládám, že charakteristický tvar kořene lopatek bude mít vliv na celkové proudění v prostoru volné turbíny, zejména pak na výtokový proud z meziprostoru.

Další zjednodušení zavedená do tohoto modelu je zamezení obtoku lopatky přes bandáž, jelikož modelování obtékání není cílem této práce a jeho efekt na dění v meziprostoru je v této práci zanedbatelný. Plocha jež překlenuje prostor mezi statorem a rotorem tak plynule navazuje na spodní stranu bandáže lopatek.

3.2.2 Změny geometrie v meziprostoru

Změna počtu šroubů volné turbíny, šroubů statoru a sekundárního vstupu

Počet i geometrie šroubů VT, statoru i sekundární vstup těsnícího vzduchu bylo potřeba upravit tak, aby každý prvek byl ve výseku reprezentován právě jednou. Přítomnost šroubů v meziprostoru je velmi důležitá, jelikož jejich radiální pozice je 0,032 m a 0,071 m pro šrouby volné turbíny a šrouby statoru. Bezrozměrná výška šroubů vůči lokální vzdálenosti rotoru a statoru je 0,25, respektive 0,26. Proto předpokládám jejich vliv na dění v meziprostoru. Geometrie šroubů byla zjednodušena tak, aby celková plocha, kterou zaujímají v meziprostoru zůstala zachována. Zjednodušením se snížila náročnost na vytvoření sítě na jejich povrchu. Došlo k zmenšení počtu elementů sítě a tedy snížení nároků na výpočet. Jejich velikost byla změněna v poměru $n_{sVT} = 0,63 n_{lopNGVR}$ pro šroub statoru a $n_{sNGVR} = 0,42 n_{lopNGVR}$ pro šroub volné turbíny.

Vstup těsnícího toku je nutné zachovat pro pochopení dění v meziprostoru. Musel být ale pozměněn tak, aby byl obsažen v doméně právě jednou. Otvor pro sekundární vstup byl změněn v poměru

$n_{In\ sek.} = 1,26 n_{lopNGVR}$. Hmotnostní tok byl nastaven jako $\frac{1}{19}$ celkového těsnícího hmotnostního toku.

Při výše zmíněných změnách modelů byla jejich velikost měněna tak, aby zůstali jejich středové osy totožné a tudíž i jejich pozice v rámci meziprostoru.

Otvory pro vyvažování

Byly odstraněny otvory pro vyvažování, ale byla zachována zapuštěná část v disku volné turbíny. Jejich poloha je pod sekundárním vstupem, tedy v oblasti, kde je očekáván klidnější průběh proudění. Pozornost byla směřována k vrcholu meziprostoru a proto v rámci zjednodušování modelu byl vliv otvorů pro vyvažovací zátky zanedbán. Pro vyvažování se kromě zátek montují i vyvažovací těliska, jejich rozložení není symetrické podle osy rotace a tudíž je nebylo možné do modelu zahrnout

3.3 Síťování geometrie

3.3.1 Nástroje

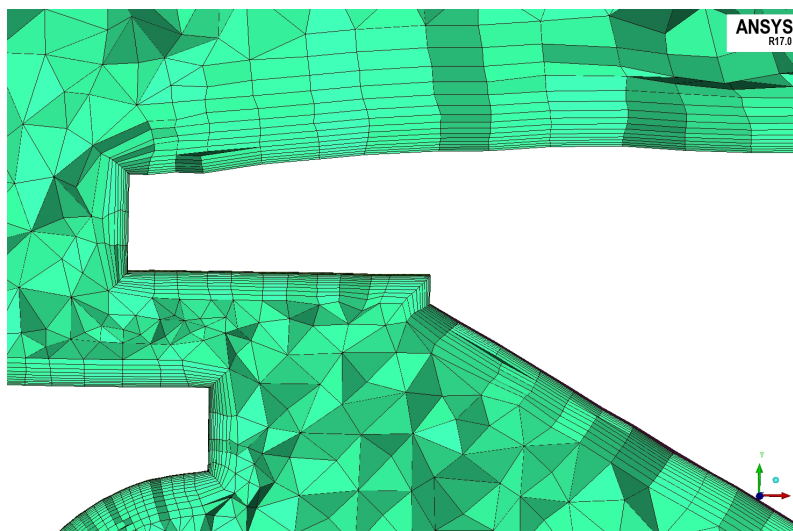
Síť modelu pro bakalářskou práci byla vytvořena v programu ANSYS ICEM CFD verze 17.0. Byl použit *Tetra* síťovací nástroj, který síťuje přímo nahranou geometrii nestrukturovanou tetrahedronovou sítí. Objem se síťuje obecnými *tetrahedrony* (čtyřstěny). Pro síťování byla zvolena metoda *Ocree*. Ta využívá přístupu vytváření sítě ze shora dolů. Síť se vytváří z objemu kolem celé geometrie, následně odstraní a přeskupí přesahující elementy, tak aby odpovídali nahrané geometrii. Výhodou tohoto nástroje je rychlost vytváření sítě, uživatelská jednoduchost a automatické vytváření elementů na složitých zakřivených plochách a křivkách. Pro vytvoření mezní vrstvy byla použit síťový nástroj *Prism*. To z důvodu, že *Tetra* nástroj není schopen uspokojivě vytvořit kvalitní mezní vrstvu. Strukturované *Hexa* elementy (obdélníkové prvky) jsou výhodnější pro popis mezní vrstvy. Po nastavení parametrů sítě mezní vrstvy, tedy výšky prvního elementu u stěny - *Height*, výškového poměru - *Height ratio* a počtu vrstev mezní vrstvy - *Number of layers*, byla vytvořena výpočtová síť geometrie, viz tabulka Tabulka 3.1 [13].

3.3.2 Proces síťování

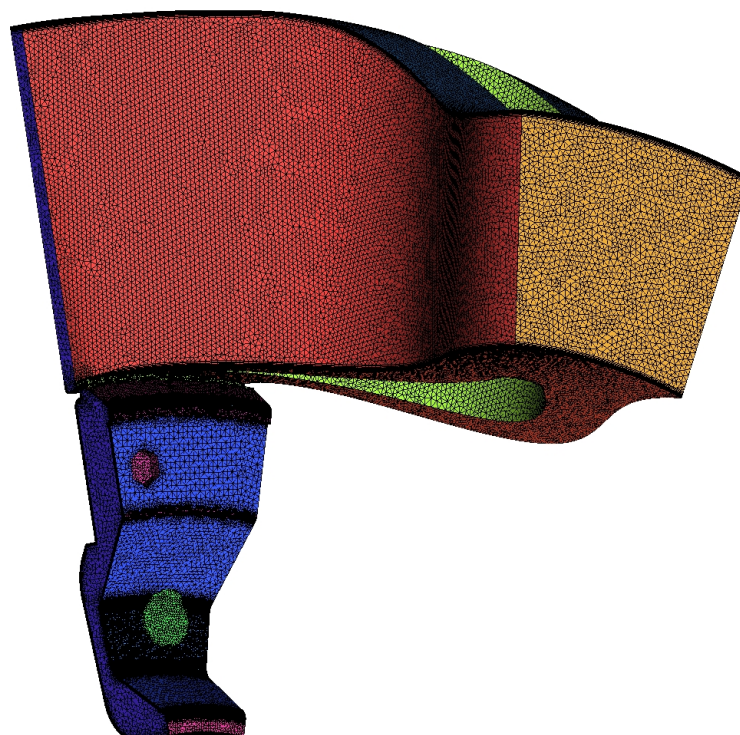
Jednotlivé domény byly síťovány zvlášť. Prvním krokem bylo rozdělení ploch do skupin, podle jejich společné charakteristiky a plošné velikosti. Tyto skupiny budou využity pro nastavování totožných okrajových podmínek i při následné analýze dat po výpočtu. Například plochy přiléhající k nejmenším objemům na bandáži rotoru byly seskupeny, stejně tak všechny plochy lopatky statoru byly vloženy do samostatné skupiny. Pro takto rozdělené skupiny, byly nastaveny parametry maximální velikosti elementů - *Maximum element size*, aby se zajistila dobrá kvalita trojúhelníkových elementů na ploše a dobře se pokryly zakřivené plochy. Pro zajištění dostatečné hustoty sítě v oblasti těsnícího prstence byla použita funkce *Create Mesh Density*. S takto nastavenými parametry se

vytvořila síť, jež se následně zkontrolovala na chyby sítě a vyhladila pro co nejvyšší kvalitu jednotlivých elementů, viz obrázky Obrázek 3.3, Obrázek 3.4, Obrázek 3.5. Vyhlazování proběhlo pro všechny elementy sítě s ohledem na kvalitu a to pro deset iterací do úrovně kvality jedna. Kontrola na chyby byla provedena pomocí standardního nastavení pro kontrolu sítě v komerčním programu ANSYS ICEM CFD včetně kontroly na periodicitu. Vzhledem ke komplexnosti geometrie priorita byla kladena na bezchybnost sítě. Speciální pozornost byla zaměřena na periodické plochy a rozhraní mezi doménami. Pro periodicitu bylo použito nastavení v programu ICEM, jež se následně kontrolovalo na případné chyby. U ploch rozhraní mezi doménami byl cílem obdobný počet elementů na ploše, tak aby docházelo k co nejmenšímu průměrování hodnot v nastavení okrajové podmínky *GGI* viz kapitola 4 [23, 13].

Po nalezení optimálních parametrů a dosažení požadované kvality, se vytvořila síť společně s *Prism* sítí, viz obrázek Obrázek 3.2, kde jsou ukázky *Prism* sítě na vybraných místech [23].

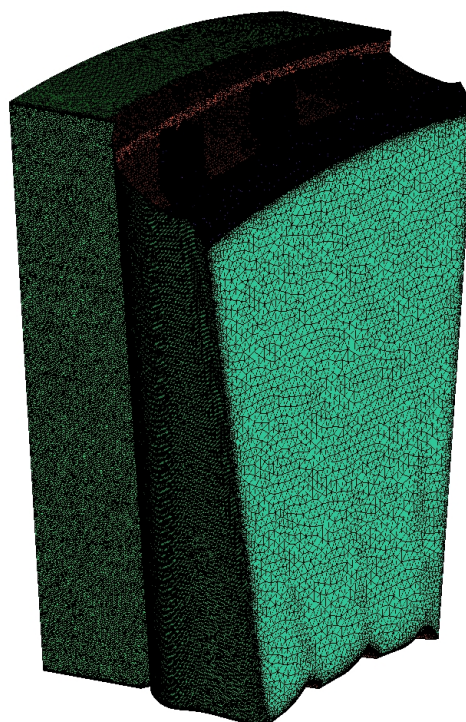


Obrázek 3.2: Síť v oblasti těsnění meziprostoru



ANSYS
R17.0

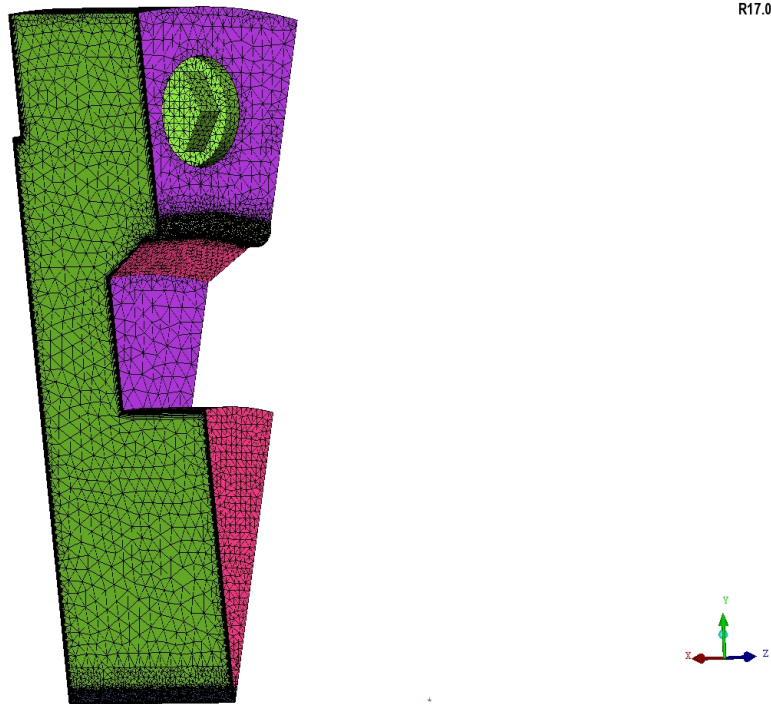
Obrázek 3.3: Doména stator



ANSYS
R17.0

Obrázek 3.4: Doména rotor

Obrázek 3.5: Doména meziprostor



Tabulka 3.1: Základní parametry sítě

| | |
|---------------------------------------|------------|
| Počet elementů sítě | |
| Doména statoru | 5 621 507 |
| Doména rotoru | 11 715 575 |
| Doména meziprostoru | 298 269 |
| Počet uzlů sítě | |
| Doména statoru | 1 858 411 |
| Doména rotoru | 3 841 091 |
| Doména meziprostoru | 103 052 |
| Počet Prism vrstev | |
| Doména statoru | 10÷15 |
| Doména rotoru | 10 |
| Doména meziprostoru | 15 |
| Prism ratio(Poměr růstu mezní vrstvy) | |
| Pro všechny domény | 1,2 |

3.3.3 Vazká vrstva a bezrozměrná vzdálenost od stěny

Vazká vrstva

Jde o oblast proudění, která je ovlivněna přítomností stěny s velkými gradienty rychlosti. Vazká vrstva v turbulentním proudění je rozdělena na vazkou podvrstvu a přechodovou oblast.

Vazká podvrstva, je oblast kde převládá molekulový přenos hybnosti. Tečné turbulentní napětí na hranici vazké podvrstvy, kde $y^+ = 5$, tvoří asi 10% celkových napětí.

Přechodová oblast je oblast, kde jsou napětí tečná i turbulentní stejného řádu. y^+ je zde v rozsahu od 5 do 30 [22].

Bezrozměrná vzdálenost stěny

Jedná se o veličinu jež se využívá k popisu jemnosti sítě u stěny

$$y^+ = \frac{\rho y \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}}{\mu}, \quad (3.1)$$

kde τ_0 je tečné napětí na stěně.

Ideální hodnoty pro použitý model SST $k-\omega$ jsou $y^+ \approx 1$ aby bylo možné řešit vazkou podvrstvu, jinak se se využívá kombinace se stěnovou funkcí. Při vyšších hodnotách, přes $y^+ > 5$ dochází ke snižování přesnosti a nedochází k plnému zachycení chování ve vazké podvrstvě. Jedná se také o jedno z kritérií, jak měřit kvalitu sítě pro výpočet.

Zpětně dopočítané hodnoty z výsledků simulace jsou v tabulce Tabulka 3.2 [13].

Tabulka 3.2: Tabulka hodnot y^+

| | hodnota y^+ |
|--------------------|---------------|
| Doména statoru | 2,1 |
| Doména rotoru | 2,33 |
| Doména meziprostor | 0,68 |

Jelikož cílem práce je popsat dění v meziprostoru, kde se dochází k přenosu důležitých informací právě v mezní vrstvě, je hodnota y^+ v této doméně důležitá pro snížení chyby výsledků. Hodnoty v doménách rotoru a statoru jsou vyšší než 1, nicméně se stále pohybují v oblasti vazké podvrstvy a tak chyba která zde do výsledků proniká, je minimální.

4. Parametry výpočtu

4.1 Software

Pro výpočet byl použit komerční software ANSYS CFX 18.2. Nastavení parametrů výpočtu bylo provedeno v programu ANSYS CFX 18.2 Pre a výsledky byli analyzovány v programu ANSYS CFX 18.2 Post. Shrnutí všech nastavení je v tabulce Tabulka 4.1

Jelikož se jedná o předběžnou analýzu meziprostoru, byla zvolena stacionární analýza. V této analýze nedochází ke změnám sledovaných veličin s časem.

Tabulka 4.1: Souhrn nastavení výpočtu v programu ANSYS CFX 18.2 Pre

| Nastavení Fyzikálního modelu | |
|-------------------------------|---|
| Typ soustavy | Adiabatická |
| Typ analýzy | <i>Steady-state</i> Ustálený stav |
| Typ tekutiny | <i>Air Ideal Gas</i> Ideální plyn |
| Přenos Tepla | <i>Total Energy + included viscous work term</i> |
| Turbulentní model | SST $k-\omega$ |
| Nastavení okrajových podmínek | |
| Rozhraní stator-rotor | <i>Frozen rotor</i> , spojení sítě - <i>GGI</i> |
| Rozhraní meziprostor-stator | <i>Frozen rotor</i> , spojení sítě - <i>GGI</i> |
| Stěny | <i>No slip wall</i> |
| <i>Inlet</i> - Stator | Hmotnostní tok a směry toku, Celková teplota |
| <i>Inlet</i> - Meziprostor | Hmotnostní tok, Celková teplota |
| <i>Outlet</i> - Rotor | Statický tlak, Statická teplota |
| Periodické stěny | Spojení sítě - 1:1 Spojení |
| Nastavení výpočtu | |
| <i>Advection scheme</i> | <i>High resolution</i> |
| Řízení konvergence | 500-3000 iterací |
| <i>Physical Timescale</i> | Funkce Timeramp - používáno v GE Aviation |
| Kritérium konvergence | <i>RMS</i> = Cauchyho kritérium, cíl 1E-06 |
| Pokročilá nastavení | <i>Global dynamic model control, Compression control, High speed numerics, Total pressure</i> |

4.2 Nastavení Domény

4.2.1 Ideální plyn

Tekutina proudící modelem byla zvolena jako Ideální vzduch s molární hmotností 28.9 kg/kmol definovaná při 25°C a 101 325 Pa. Konstanty a funkce jsou upraveny od standardního nastavení ideálního plynu, v programu ANSYS CFX Pre, pro teploty v turbíně. Toto nastavení je standardní nastavení pro CFD výpočty v GEAC.

Tepelná kapacita za konstantního tlaku je definována jako funkce teploty

$$c_p(T) = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 \quad [Jkg^{-1}K^{-1}], \quad (4.1)$$

kde a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 jsou konstanty.

Pro definici dynamické viskozity bylo použito nastavení pomocí Sutherlandovy formule. Tepelná vodivost je funkcí pouze teploty ve formě

$$\lambda(T) = b_1 + b_2T + b_3T^2 + b_4T^3 \quad [Wm^{-1}K^{-1}], \quad (4.2)$$

kde b_1, b_2, b_3, b_4 jsou konstanty.

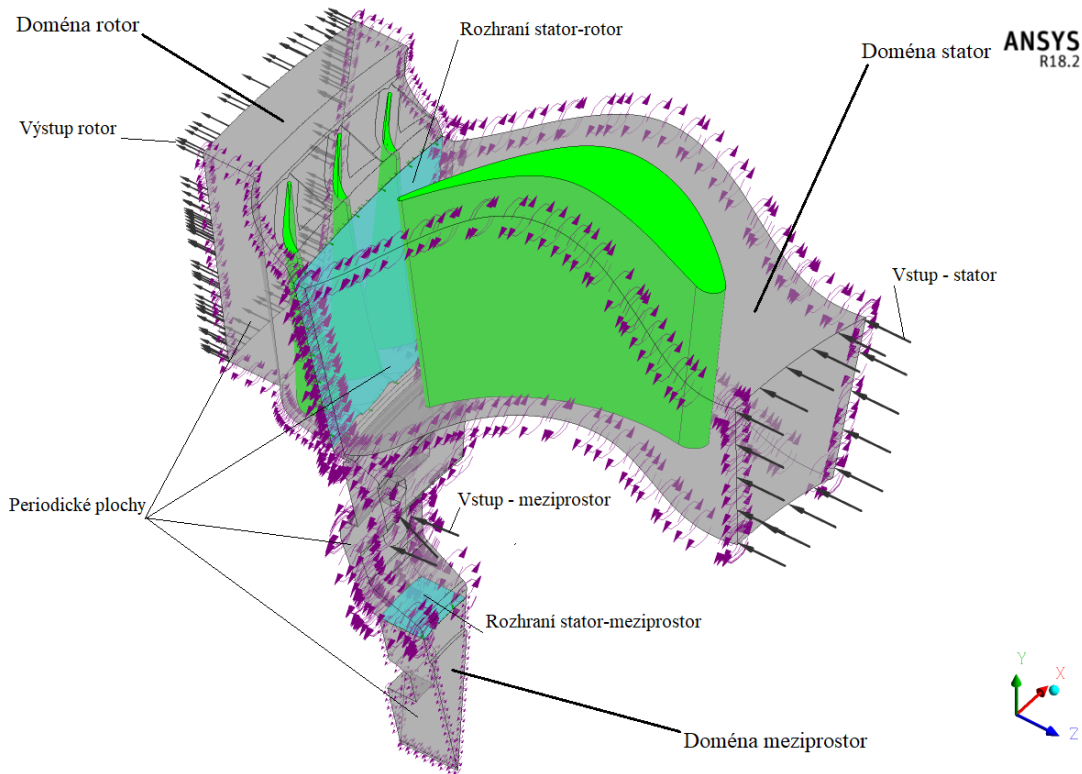
4.2.2 Přenos tepla

Pro modelování přenosu tepla tekutinou byl použit model *Total Energy*, který modeluje přenos entalpie a zároveň zahrnuje vliv kinetické energie. Toto použití je vhodné pro rychlosti proudění vyšší než 0,3 M, tedy tam, kde je znatelný vliv kinetické energie. Zároveň je použití tohoto modelu podmíněno při modelování stlačitelné kapaliny [13, 19].

4.3 Nastavení okrajových podmínek a domén

Aby bylo možno modelovat proudění mezi rotorem a statorem, byl použit přístup *Multiple reference frame model* - Model několika vztažných soustav. Ten umožňuje přiřadit jednotlivým elementům rozdílné translační, nebo rotační rychlosti. Nevýhoda tohoto modelu spočívá, že jednotlivé buňky na rozhraní jsou v průběhu výpočtu ve fixní poloze vůči sobě. Neuvažuje se tak relativní vzájemný pohyb buněk [13].

Pro spojení sítí na rozhraní jsou v modelu použity dva způsoby. První způsob se nazývá *GGI*, anglicky *General Grid Interface*. Jedná se o propojení obecných sítí. Založen na principu spojení jakýchkoliv sítí, které mohou být neshodné. A to po stránce počtu elementů, plochy, typu elementů a fyziky toku přes propojení. Její použití je však méně přesné, než užití druhé metody *Direct (1:1)*. *Direct (1:1)* propojení díky tomu, že jsou sítě totožné, přenesou informace z jedné sítě přímo na síť druhou. Použití tohoto způsobu propojení sítí je však limitováno jen na omezené případy, jako například periodické plochy.



Obrázek 4.1: Nastavení okrajových podmínek a domén v programu ANSYS CFX Pre

Šedivě a zeleně zbarvené plochy jsou okrajové podmínky typu *wall*

4.3.1 Domény

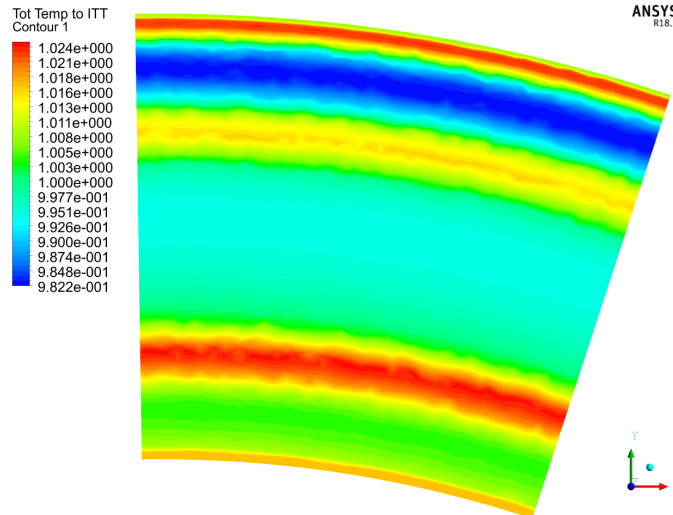
Celkem byly v soustavě tři domény. Toto bylo zapříčiněno přítomností šroubů v meziprostoru, kdy jeden se nachází na rotujícím disku, zatímco druhý je na statoru. Při nastavení rotující stěny ve stacionární doméně, je potřeba aby všechny vektory rotujících ploch mířili ve směru rotace. Tato podmínka u šroubů v meziprostoru splněna nebyla a proto bylo třeba přejít k řešení tří domén. Doména statoru, která obsahuje lopatku statoru, šroub statoru a přilehlé stěny hlavní cesty a část meziprostoru až po rozhraní mezi státorem a doménou meziprostoru. Tato doména byla nastavena jako stacionární, kromě stěny v meziprostoru, jež reprezentuje rotující disk. Pro tuto plochu byla nastavena úhlová rychlost velikosti rychlosti disku volné turbíny. Doména meziprostoru byla nastavena jako rotující. Stěna statoru v této doméně byla nastavena s opačným otáčením. Ve vztahné soustavě celého modelu byla stacionární. Doména rotoru obsahuje pouze tři lopatky rotoru a přilehlé stěny hlavní cesty a mohla být tedy celá nastavena jako rotující.

4.3.2 Okrajové podmínky

Vstup

Vstupy do modelu jsou celkem dva, oba nastaveny podmínkou *Inlet*. Oba se nacházejí v doméně Statoru. Pro vtok tekutiny do hlavní cesty byli použity okrajové podmínky ve formě konstantního

hmotnostního toku $\dot{m} = 3,79 \text{ kg/s}$ s vektorově zadanými směry toku a radiální pole celkové teploty, viz obrázek Obrázek 4.3. Teplota na obrázku je vztažena k TMT teplotě T_{ITT} . Pole celkové teploty bylo dodáno společností GEAC z analýzy pro motor H80 při totožných okrajových podmínkách.



Obrázek 4.3: Radiální bezrozměrný průběh Celkové teploty na vstupu do hlavní cesty

Pro chladicí vtok do meziprostoru byl zadan konstantní hmotnostní tok při celkové teplotě se směrem kolmým na plochu vstupu. Bezrozměrný průtok $C_{w,0} = 822,2$, $\frac{C_{w,0}}{C_w} = 1,54\%$.

Výstup

Výstup byl zadan jako *Outlet*. Bylo tedy potřeba dávat pozor při výpočtu na zpětný vtok do soustavy, při kterém by došlo k blokování tohoto vtoku a tedy i výtoku plochou. Výstup byl definován pouze statickým tlakem.

Periodické plochy

Pro definování periodických ploch bylo nutné zachovat jejich jak geometrickou totožnost. Taktéž počet elementů, rozložení a typu elementů na této ploše. Pro definici byl použit typ rotačního rozhraní, kde bylo nastaveno spojení *Direct (1:1) Connection*, tedy přímé.

4.3.3 Frozen rotor

Jedná se o druh změny vztažné soustavy, kde je zachována jejich relativní poloha po celou dobu výpočtu, nejčastěji používaný pro výpočty v turbínách. Rozhraní mezi jednotlivými vztažnými plochami musí být plochou rotace obou soustav a zároveň poměr jejich velikostí musí být totožný, nebo co nejbližší. Při rozdílných velikostech dochází k zanesení chyby do výpočtu. Dalším omezením v tomto přístupu je, že výpočet je závislý na relativní poloze jednotlivých domén vůči sobě. Pro zpřesnění výsledku je výhodné provést další výpočty, při posunutí domén vůči sobě o zlomek

jejich úhlového výseku. Díky tomu je možné určit vliv polohy na výsledku [13].

Důvodem volby metody *Frozen rotor* oproti metodě *Stage(Mixing plane)* bylo zachytit variaci statického tlaku v těsnícím vstupu do meziprostoru. Při použití metody *Stage*, která provádí obvodové průměrování proudění na rozhraní, by byla tato informace ztracena. Její výhoda spočívá v získání výsledků pro všechny vzájemné polohy vztažných soustav a není tak potřeba tuto informaci zjišťovat přes několik výpočtů [13].

4.4 Nastavení parametrů výpočtu

Pro nastavení advekčních schémat bylo použito standartní nastavení programu ANSYS CFX. Pro transportní rovnice schéma *High Resolution*. Pro rovnice turbulence byla použita metoda *First order backward Euler*.

Řízení konvergence bylo nastaveno na 500 až 3000 iterací s tím, že kritérium konvergence bylo nastaveno *RMS* na 1E-06.

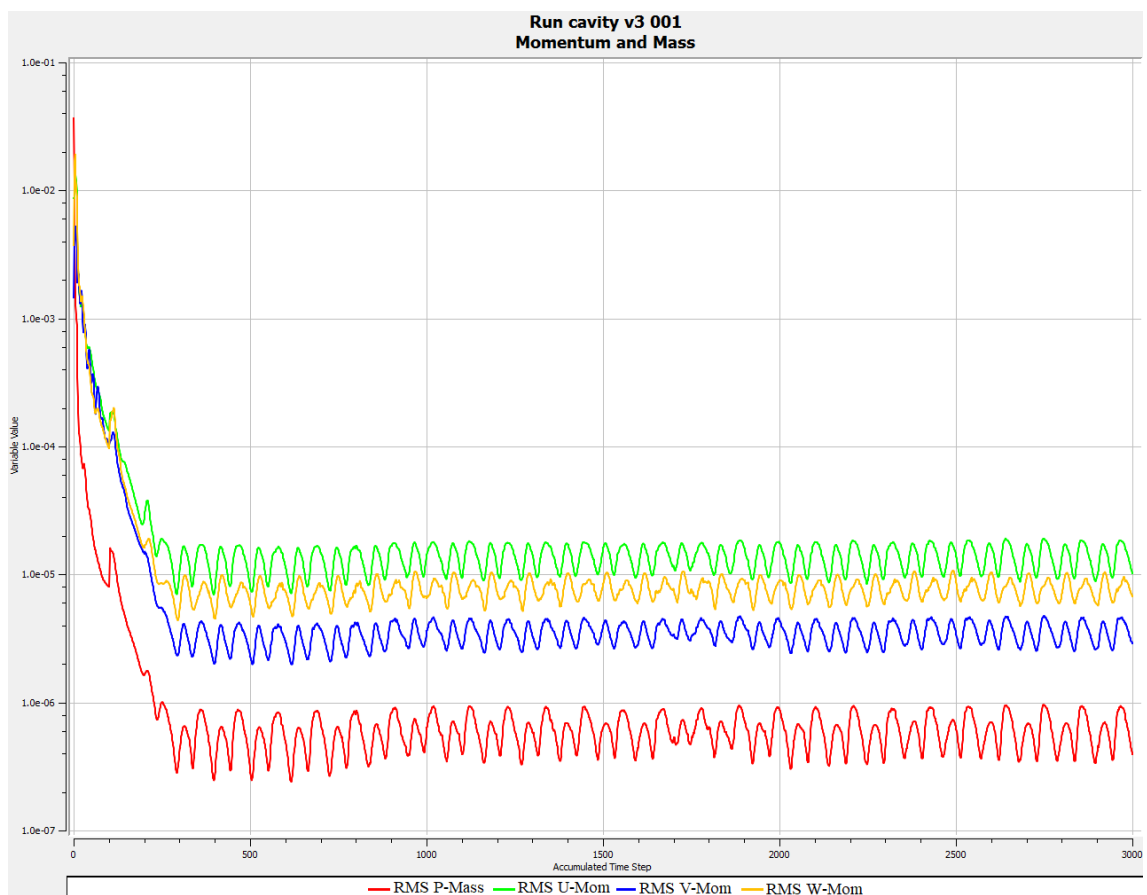
Compressibility control, tedy řízení stlačitelnosti a možnost *Total pressure option* byly zvoleno z důvodu uvažování stlačitelnosti vzduchu.

Volba *High speed numerics* je z důvodu zvýšení stability výpočtu. Primárně upravuje relaxační faktory pro advekční schémata. Tato pokročilá nastavení jsou standardem GEAC pro všechny CFD výpočty.

5. Výsledek

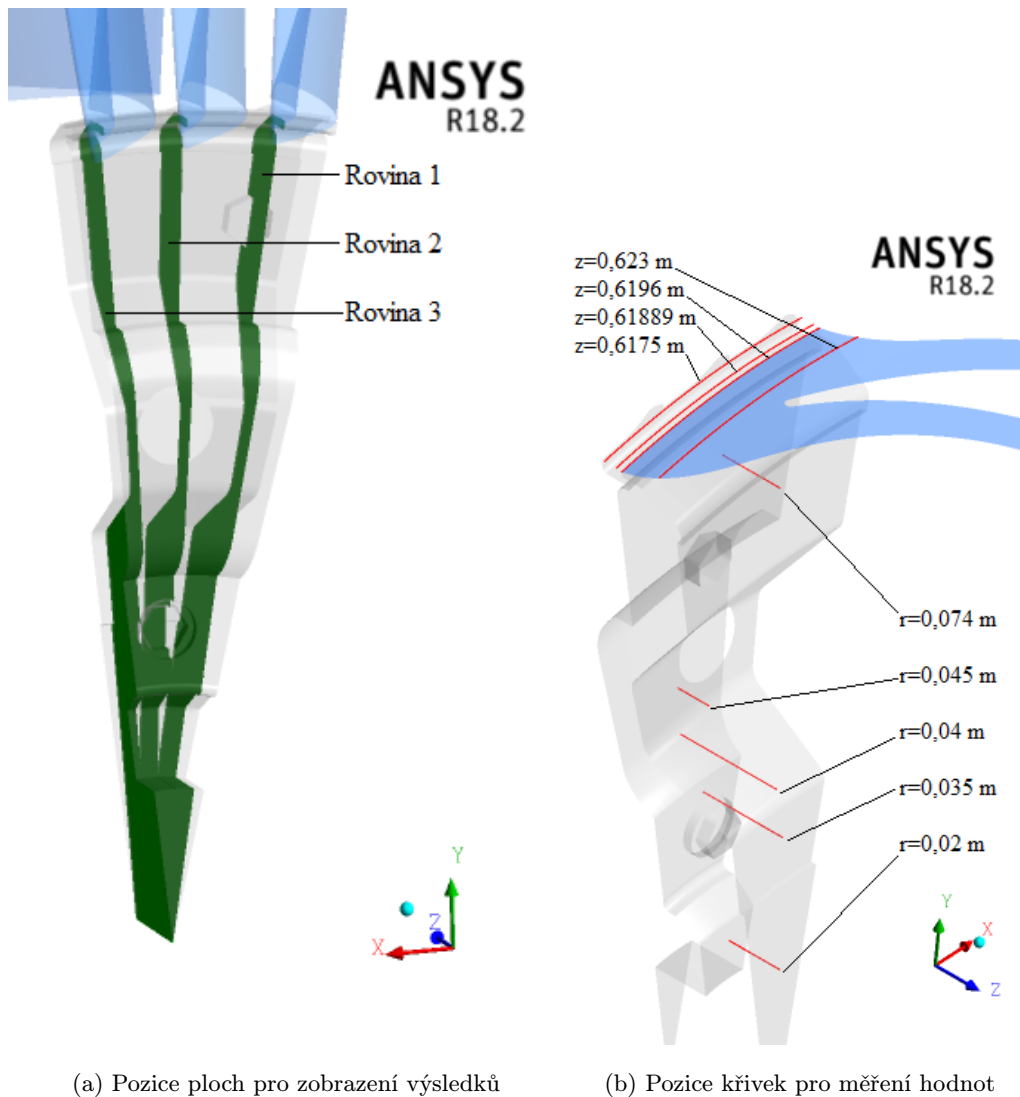
5.1 Konvergence

Výpočet dosáhl maximální hodnoty iterací, tedy 3000, viz obrázek Obrázek 5.1, a zároveň bylo dosaženo hodnot RMS alespoň E-05, což je pro většinu inženýrských aplikací dostačující. Výpočet bylo možné nechat běžet i kratší dobu. Z důvodu jistoty byl však výpočet ponechán na maximální možný počet iterací. Nejvyšší hodnota *RMS* kritéria je pro rovnici hybnosti U-mom, kde bylo dosaženo hodnoty 1,0E-05. Po prvotních přibližně 300 iteracích začali všechny sledované residua oscilovat kolem své střední hodnoty. Jelikož body v síti s nejvyšší hodnotou chyby výpočtu se nacházejí v doméně rotoru mezi první a druhou lopatkou, není předpokládán vliv na celkový výsledek proudění v hlavní cestě a meziprostoru. Oscilace chyb je pravděpodobně způsobena nižší kvalitou sítě v dané oblasti.



Obrázek 5.1: Konvergence výpočtu v logaritmických souřadnicích

5.2 Analýza



Obrázek 5.2: Pozice geometrie určené pro vynášení výsledků

5.2.1 Proudění v oblasti meziprostoru

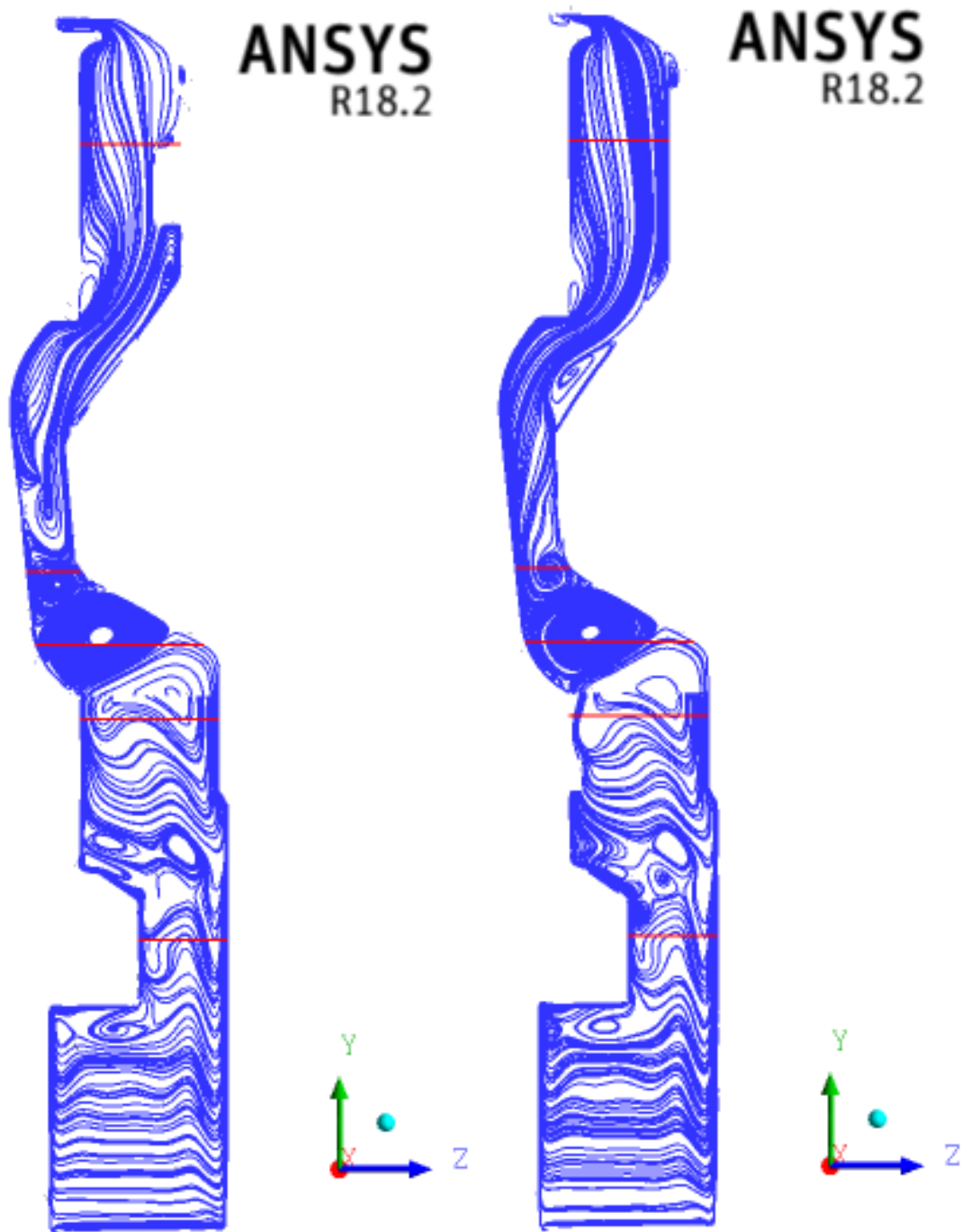
Podle charakteristického rozměru sekce volné turbíny $G = 0,095$ a vypočteného Reynoldsova čísla $Re_\phi = 8,24346E05$ můžeme dle základního rozdělení proudění v meziprostoru podle [3] určit, že se jedná o proudění v oblasti IV. Tedy turbulentní podle Batchelorova modelu, se samostatnou mezní vrstvou na rotoru, statoru a rotujícím jádrem tekutiny.

Toto rozdělení proudění však nezahrnuje přítomnost chladícího vtoku. To je patrné v oblasti nad vtokem, chladící vzduch vystupující ze sekundárního vtoku Obrázek 5.4a se dostává, do mezní vrstvy na rotoru a odchází radiálním směrem z meziprostoru. Ačkoliv jsme v oblasti, kde by se měl vyskytovat Batchelorův model, v části nad vtokem je přítomný model Stewardsonův. Toto lze doložit v grafu Obrázek 5.5 a Obrázek 5.6 pro $r = 0,074\text{ m}$, kde není přítomna žádná zá-

porně orientovaná radiální rychlost a rychlost obvodová narůstá směrem k rotoru. Toto chování je v souladu se závěry, viz [17] sekce 5. Záporná část v grafu Obrázek 5.6 pro $r = 0,074 m$ může být způsobena přítomností šroubu statoru, který víří proudící tekutinu a může tak způsobovat lokální záporný tok, viz obrázek Obrázek 5.3a. Obecně je možno vidět, že díky složité geometrii dochází k častému odtrhávání proudu tekutiny, či tvoření lokálních vířů. V oblasti pod vtokem již lze pozorovat Batchelorův model, který je v souladu se základním rozdělením proudění. To právě díky chladicímu vtoku, jež zde nemá takový vliv. Vizualní struktura proudění i průběhy jsou v grafech Obrázek 5.5 a Obrázek 5.6 jsou v souladu s předešlými výsledky, viz [15, 17].

Na obrázcích Obrázek 5.3 Je možné pozorovat vícero rotujících jader tekutiny, kde každé má vlastní úhlovou rychlost. Nejbližší předchozím pozorováním je vír v oblasti $r = 0,02 m$ a $r = 0,04 m$ jež má rychlost přibližně $0,4\Omega$. Zvýšenou rychlost rotace má jádro na hodnotě $r = 0,035 m$. Jedná se však o oblast v blízkosti šroubu disku volné turbíny. Ten je pravděpodobně zdrojem zvýšené rychlosti rotace v této oblasti. Oblastí zdroje by se dala určit jako oblast kolem sekundárního vtoku.

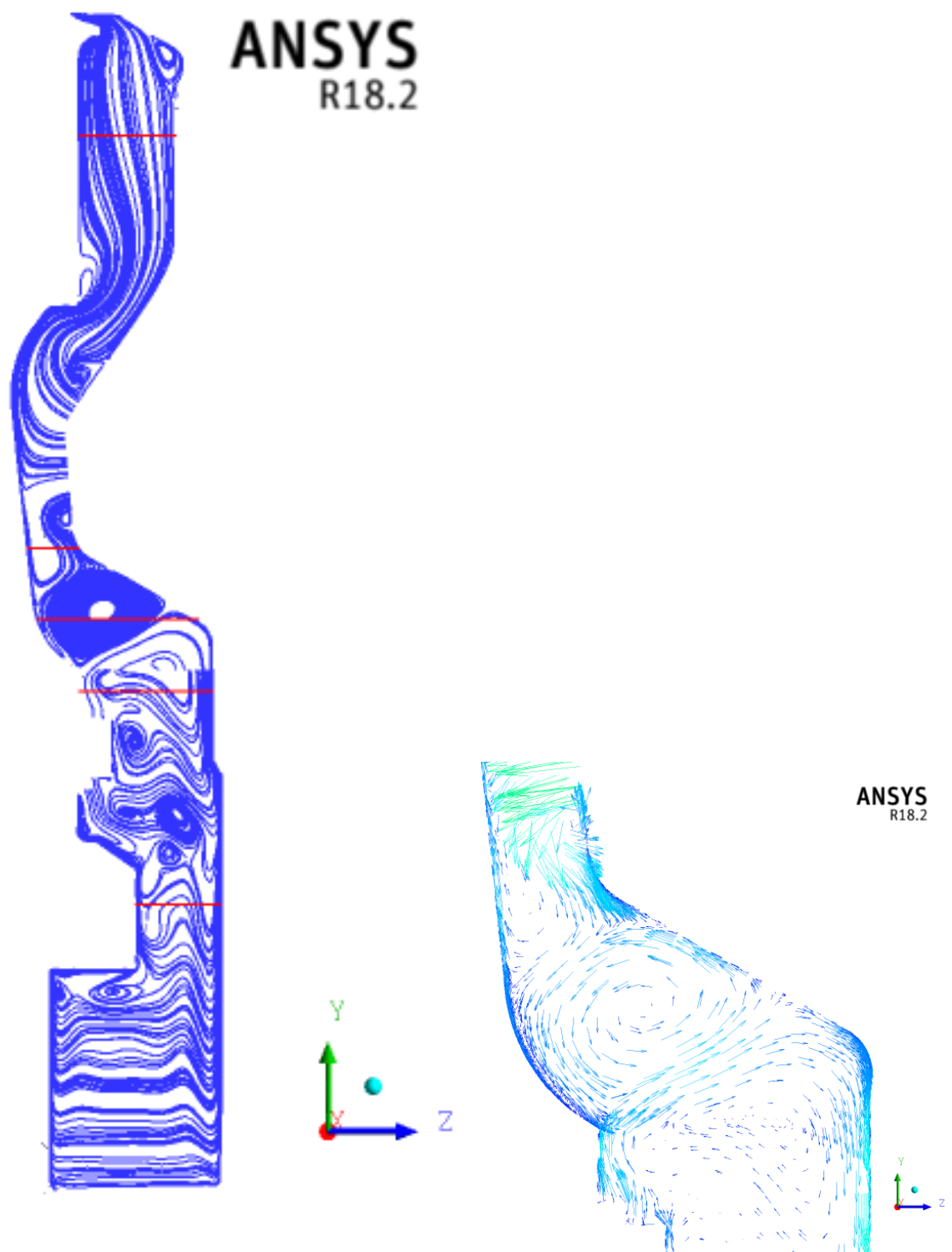
Určitou zvláštností těchto výsledků je přítomnost opačně rotujícího jádra tekutiny kolem poloměru $r = 0,04 m$. V předešlých studiích pozorovaná rotující jádra, viz Obrázek 2.4, rotují vždy od statoru k rotoru. V tomto specifickém případě je to způsobeno komplikovaným tvarováním meziprostoru, kde chladicí vtok se rozráží o stěnu rotoru a proudí tak na obě strany. Tento radiální tok směrem dolů je zakroucen geometrií, kde na konci tohoto zakřivení tekutinu pumpuje disk ze středu meziprostoru směrem radiálně nahoru, tlačěn na protější stěnu statoru. zde znovu mění směr za pomoci proudu tekutiny z chladicího otvoru. Přítomnost tohoto víru je v grafu Obrázek 5.5 znázorněna křivkou pro $r = 0,04 m$, kde je vidět opačná rotace i přes přítomnost standardních směrů proudění v mezních vrstvách rotoru a statoru, viz obrázek Obrázek 5.4b.



(a) Proudnice v meziprostoru na rovině 1

(b) Proudnice v meziprostoru na rovině 3

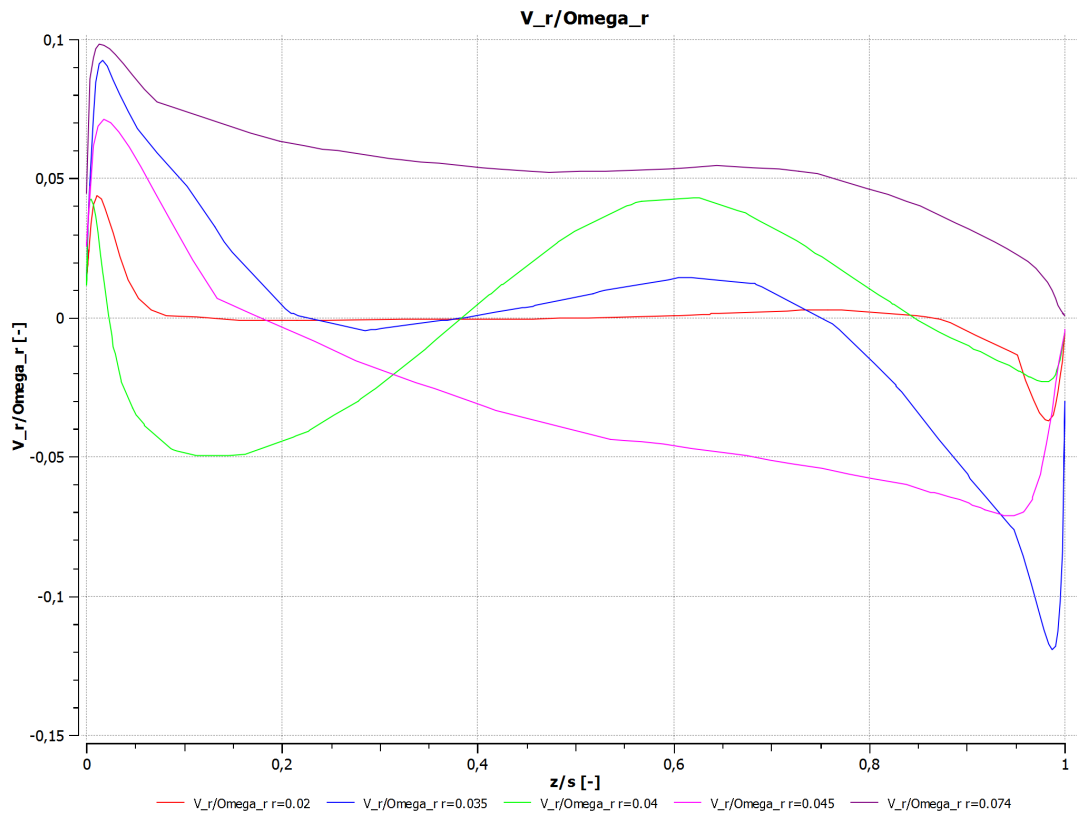
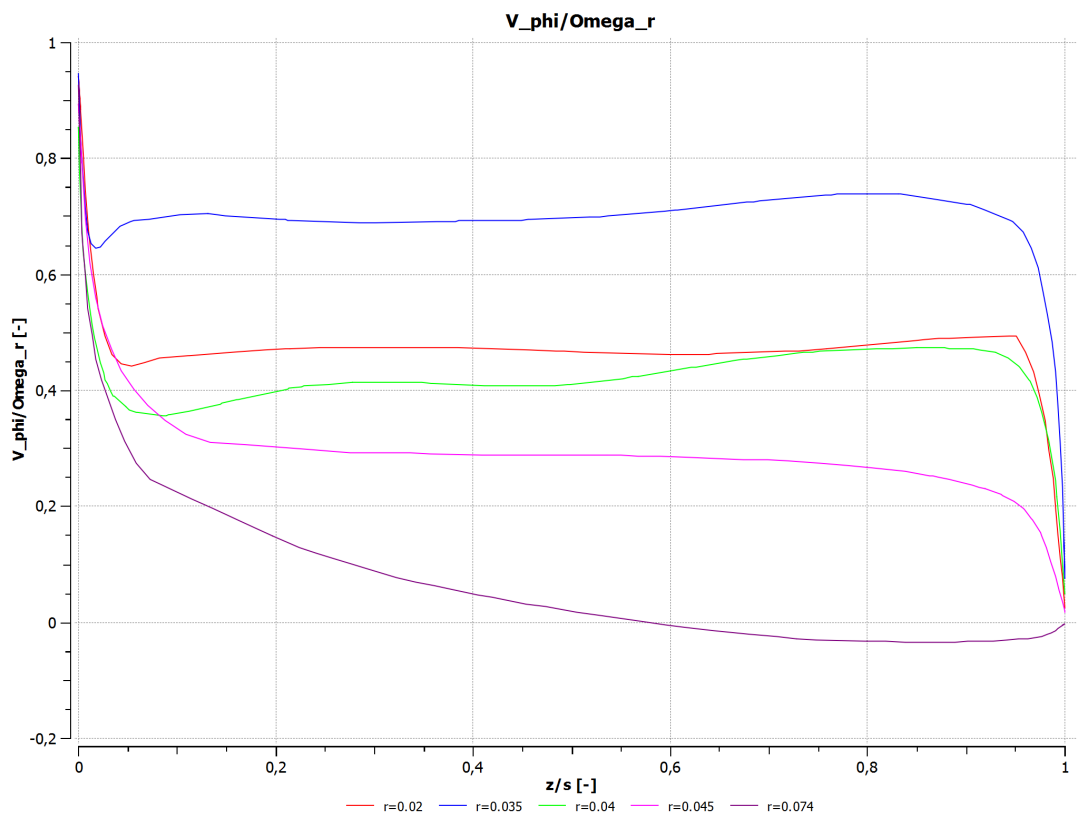
Obrázek 5.3: Proudnice v meziprostoru



(a) Proudnice v2 meziprostoru

(b) Vektory rychlostí v oblasti opačně rotujícího víru

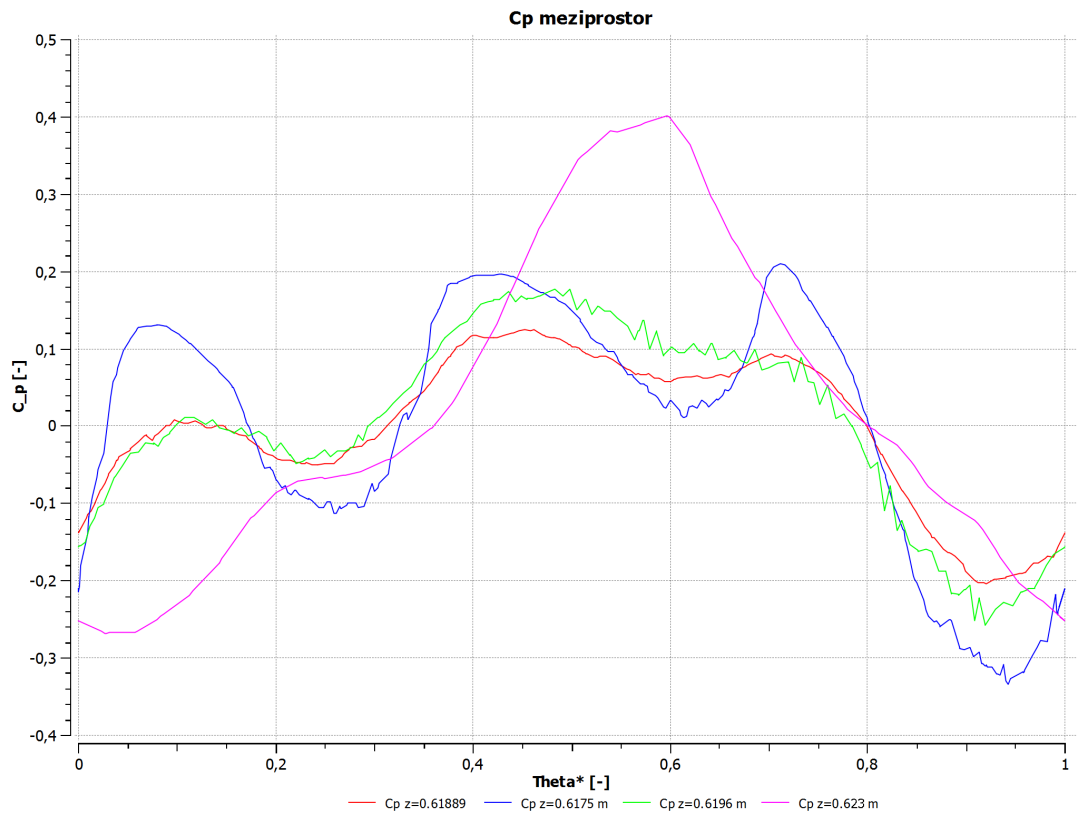
Obrázek 5.4: Proudnice a vektory rychlostí pro rovinu 2

Obrázek 5.5: $V_r/\Omega r$ pro různé poloměryObrázek 5.6: $V_\phi/\Omega r$ pro různé poloměry

5.2.2 Tlak v oblasti meziprostoru

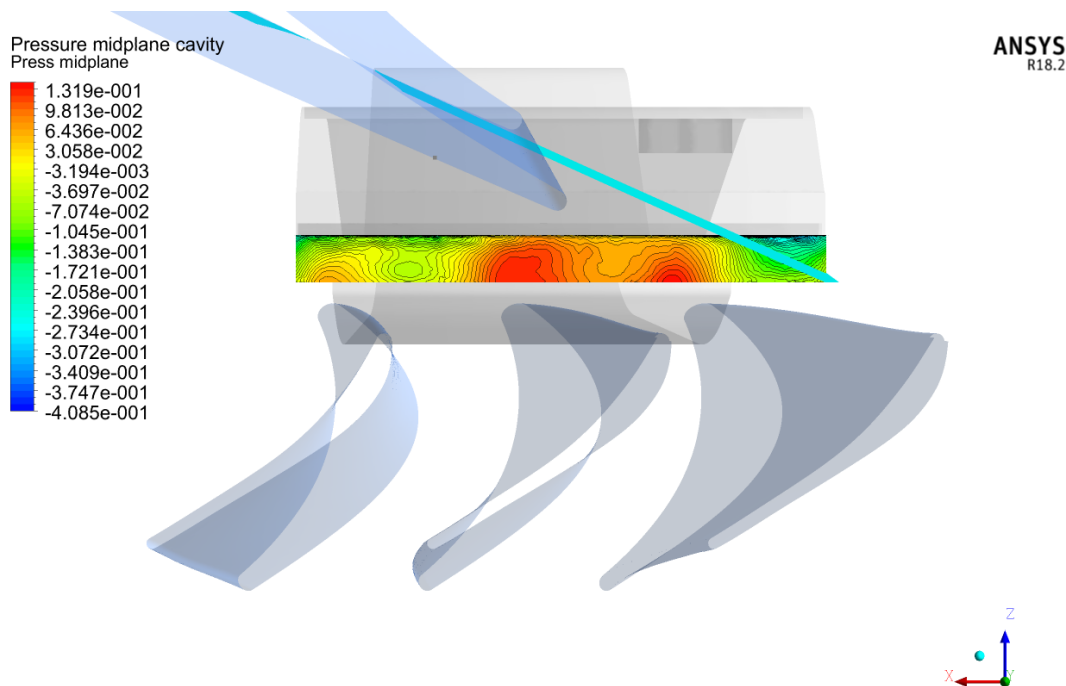
Řídicím mechanismem pro vtok a výtok z meziprostoru je rozložení tlakového koeficientu C_p , jehož průběh je zobrazen na grafu Obrázek 5.7 pro poměr $\frac{Re_w}{Re_\phi} = 0,502$. Při hodnotě těsnícího toku $\phi_0 = 0,00542$, respektive $C_{w,0} = 1,54\% C_w$. V předešlých experimentech a numerických studiích problematiky těsnění meziprostoru [18, 8, 20] byl průběh C_p tvořen zdánlivě harmonickým průběhem. Charakteristický jedním maximem a jedním minimem s tím, že přibližná střední hodnota tohoto grafu je $C_p = 0$. Důležité je poznamenat, že jejich měření jsou provedena vždy přes jednu lopatku statoru a jsou symetrické podle osy rotace. V případě grafu Obrázek 5.7 je měření provedeno přes všechny tři lopatky rotoru a jednu statoru. Průběh C_p na pozici $z = 0,623 m$ má obdobný průběh jako v měřeních [8]. Poloha měření je na platformě statoru, nejbližší lopatce statoru, tak aby co nejpřesněji odpovídala experimentům [8, 16, 20]. Rozsah $\Delta C_p = 0,67$ i poměr Re_w/Re_ϕ jsou nižší, avšak řádově srovnatelné s tímto experimentem. S rostoucí vzdáleností od lopatky statoru je možné v grafu Obrázek 5.7 pozorovat vliv platformy lopatek rotoru, které vytvářejí oblasti zvýšeného tlaku a graf více připomíná profil pilového pásu. Lokální maxima právě reprezentují pozici kořenů lopatek rotoru. Pro vtok spalín do meziprostoru je důležitá oblast maxima C_p . Zatímco na platformě je maximum vysoké, přechodem nad oblast těsnění meziprostoru se postupně snížilo a naopak je dominantní oblast minima a tedy výtoku tekutiny z meziprostoru. Vliv platformy lopatek je dobře vidět na obrázku Obrázek 5.9.

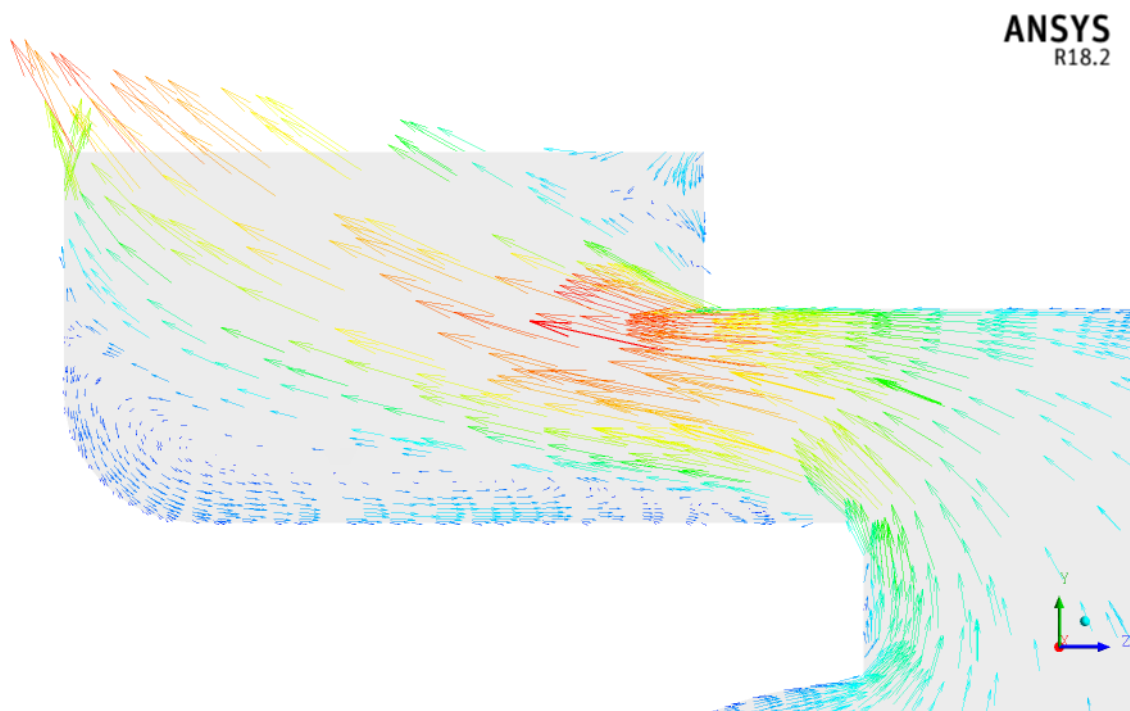
Dle grafu Obrázek 5.7 a Obrázek 5.9 je očekávaný vtok do soustavy v oblasti tečné roviny na lopatku statoru. Tento stav je způsobený sací stranou lopatky statoru. Na obrázku Obrázek 5.10 můžeme vidět, i přesto že se jedná o místo kde by mělo docházet ke vtoku, velikost chladícího hmotnostního toku je natolik velká, že opačnému vtoku zabraňuje. V levé části na rotoru je vidět recirkulace tekutiny zapříčiněná výškou platformy lopatek rotoru.

Obrázek 5.7: Průběhy Tlakového koeficientu C_p

Poznámka: axiální vzdálenost je brána proti proudu spalin

Obrázek 5.9: Kontura statického tlaku v místě těsnění meziprostoru

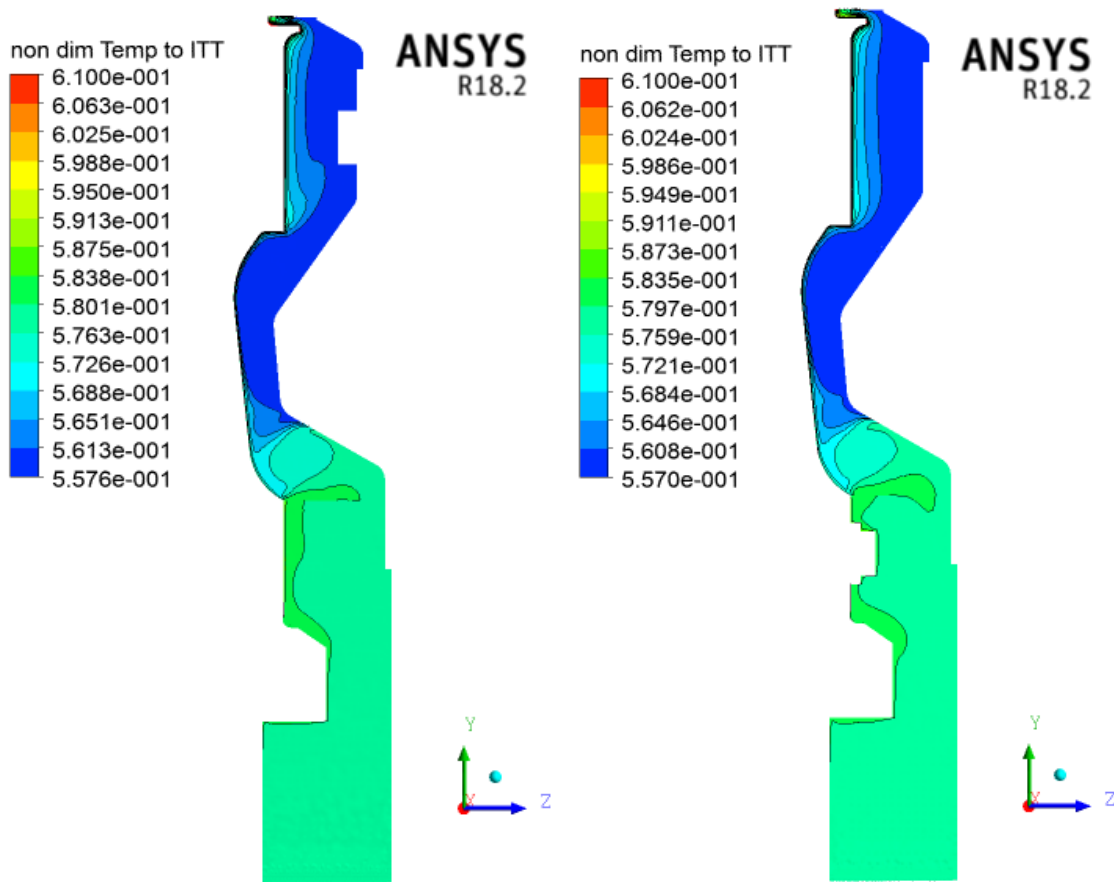




Obrázek 5.10: Vektory rychlosti v meziprostoru, v místě teoretického vtoku

5.2.3 Teplota v oblasti meziprostoru

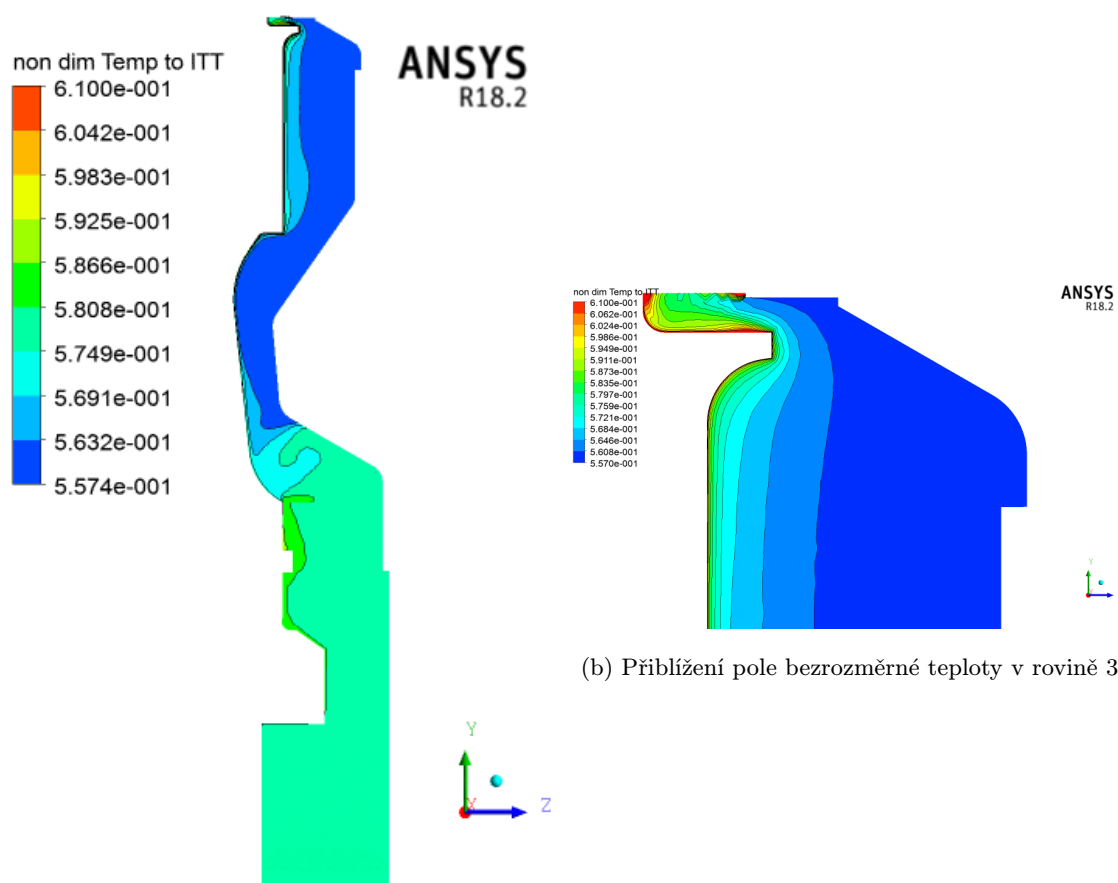
Teplotní profil jež byl získán z výpočtu se neshoduje se závěry v [15]. Nedochozí k vtoku spalin z hlavní cesty, kde by teplotní pole mělo být uniformní. Vzhledem k velikosti chladícího hmotnostního toku i rychlosti rotace disku volné turbíny je možné, že teplotní gradient v mezní vrstvě je způsoben výše definovanými vlivy. Obdobně by tak bylo možné vysvětlit ohřátí tekutiny pod sekundárním vtokem, jelikož z obrázků Obrázek 5.3 a Obrázek 5.4 je vidět, že tato oblast má vysokou hustotu rotujících vírů, a tedy je možné, že ohřátí tekutiny je způsobené disipací kinetické energie. Bezrozměrná teplota T^* je vztažena k teplotě TMT T_{ITT} .



(a) Pole bezrozměrné teploty v rovině 1

(b) Pole bezrozměrné teploty v rovině 2

Obrázek 5.11: Rozložení statické teploty v meziprostoru - roviny 1,2



(b) Přibližení pole bezrozměrné teploty v rovině 3

(a) Pole bezrozměrné teploty v rovině 3

Obrázek 5.12

6. Závěr

Tato práce je zaměřena na předběžnou analýzu dynamiky tekutin v sekci volné turbíny motoru H80 společně se zahrnutím geometrie volného prostoru mezi statorem, diskem volné turbíny a sekundárního chladicího vtoku. Pro účely této práce bylo zavedeno několik zjednodušení do výpočtového modelu. Ten obsahuje hlavní cestu, s jednou lopatkou statoru a třemi lopatkami rotoru a meziprostor. V procesu zjednodušení byla upravena geometrie s tím, že byla použita pouze výseč obsahující jednu lopatku statoru a tři lopatky rotoru, jež byly upraveny tak aby bylo možné dosáhnout totožné úhlové výseče ve všech doménách. Zároveň byly provedeny úpravy v meziprostoru pro jednodušší výpočet. Dalším krokem bylo vytvoření nestrukturované sítě s mezní vrstvou kde hodnota $y^+ = 0,68$ v prostoru meziprostoru. Analýza byla provedena pro stacionární proudění. Spojení bylo provedeno metodou *Frozen rotor*, kvůli zachování co největšího množství informací. Nestacionární simulace by komplexností přesáhla rozměr této práce a obsahovala by rozsáhlejší geometrii i výpočetní nároky.

Pro výpočet byl zvolen turbulentní model SST $k-\omega$ jež je nepsaným standardem při výpočtu složitějších geometrií, kvůli jeho vyšší robustnosti a zároveň je vytvořený tak aby byl schopen zachycovat jak dění ve volném proudění, tak v blízkosti stěn.

Výpočet zkonvergoval na řád $1E-05$, což je dostačující hranice pro další validaci výsledků s předchozími studii. Vzhledem k velikosti výpočtového modelu musel být výpočet proveden na výpočetních serverech společnosti GEAC. Celkový čas výpočtu byl třinácti hodin. K dosažení lepších hodnot by bylo potřeba zrevidovat geometrii rotoru a zjemnit síť. Analýza rychlostních, tlakových a teplotních polí ukázala shodu s předchozími studii a experimenty jež se zabývali touto problematikou. Průběh tlakového koeficientu C_p , se schodovali s experimenty [8, 20], byly získány obdobné průběhy grafů i s měřítkem. V rychlostních polích byly zaznamenány totožné rotující struktury a průběhy grafů, byly kvalitativně shodné. Větší komplexnost vytvořené geometrie naopak umožnila náhled na tvorbu struktur, jež jsou ovlivněny geometrií.

Teplotní pole se lišilo od předchozích studií. Z fyzikálního hlediska se jeho průběh jeví jako správný. Výsledky získané v této analýze mohou být ovlivněny pozměněnou geometrií výpočtového modelu. Díky velkému zásahu do geometrie prostoru volné turbíny a to změnou počtu lopatek i přes zachování totožné průtočné plochy přes rotor volné turbíny. Bude výhodné využít výsledků a poznatků z této předběžné studie při vytváření nových komplexních výpočtových modelů pro původní skutečnou geometrii motoru.

Zvolená hranice mezi doménami neumožnila zachytit proudění při malém posunutí domén vůči sobě a byl získán obraz proudění pouze v jedné konfiguraci. Nelze tak s jistotou říci, že do meziprostoru neproudí žádná tekutina z hlavní cesty, avšak při analýze výsledků proudění a velikosti sekundárního vtoku se to jeví jako nepravděpodobné. Z průběhu teplotního pole je zřejmá nižší teplota v meziprostoru, díky tomu nedochází k nežádoucímu teplotnímu namáhání rotoru.

Bibliografie

1. KMOCH, Petr. *Teorie leteckých motorů: Část 1*. 1. vyd. Brno: Vojenská akademie v Brně, 2002. ISBN KDP662/80.
2. *Airplane Flying Handbook*. 2. vydání. Oklahoma City, OK 73125: United States Department of Transportation, Federal Aviation Administration, Airman Testing Standards Branch, 2016. ISBN FAA-H-8083-3A. Dostupné také z: https://www.faa.gov/regulations_policies/handbooks_manuals/aviation/airplane_handbook/.
3. SPAKOVSZKY, Z. S. *Thermodynamics notes*. MIT: MIT, 1996. Dostupné také z: <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node82.html>.
4. *Industrial applications of turboprop and turboshaft gas turbines*. Web: International turbomachinery, 2013. Dostupné také z: <https://www.turbomachinerymag.com/industrial-applications-of-turboprop-and-turboshaft-gas-turbines/>.
5. *Jet Engine*. United States: MediaWiki, 2017. Dostupné také z: http://ethw.org/Jet_Engine.
6. LAURENCE, K. Loftin. *Quest for Performance: the Evolution of Modern Aircraft*. Jan 01, 1985. NASA; Washington, DC, United States: NASA, 1985. ISBN 19850023776. Dostupné také z: <https://www.hq.nasa.gov/pao/History/SP-468/cover.htm>.
7. *NASA Turboprop engine*. Washington, United states: NASA, 2015. Dostupné také z: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/aturbp.html>.
8. SANGAN, Carl M.; ZHOU, Kunyuan; OWEN, J. Michael; POUNTNEY, Oliver J.; WILSON, Mike; LOCK, Gary D. Experimental Measurements of Ingestion Through Turbine Rim Seals: Part 1—Externally-Induced Ingress. *Volume 5: Heat Transfer, Parts A and B*. 2011, roč. 2011, s. 741–753. ISBN 978-0-7918-5465-5. Dostupné z DOI: 10.1115/GT2011-45310.
9. OWEN, J.M.; ROGERS, R.H. *Flow and heat transfer in rotating disc systems*. 1. vyd. Taunton: Research Studies Pr, 1989. ISBN 08-638-0090-4.
10. FERZIGER, Joel H.; PERIC, M. *Computational methods for fluid dynamics*. 3rd, rev. ed. New York: Springer, c2002. ISBN 35-404-2074-6.
11. TU, Jiyuan.; YEOH, Guan Heng.; LIU, Chaoqun. *Computational fluid dynamics: a practical approach*. 2008. vyd. Boston: Butterworth-Heinemann, 2008. ISBN 978-0-7506-8563-4.
12. VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd ed. New York: Pearson Education, 2007. ISBN 978-0-13-127498-3.
13. *ANSYS Help*. Version 18.2. Canonsburg, PA 15317, 2017.
14. VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění*. Technická 4, Praha 6, 2013.

15. OWEN, J.M.; ROGERS, R.H. *Flow and heat transfer in rotating disc systems*. 1. vyd. Taunton: Research Studies Pr, 1989. ISBN 08-638-0090-4.
16. DAILY, J. W.; NECE, R. E. Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks. *Journal of Basic Engineering*. 1960, roč. 82, č. 1, s. 217–. ISSN 00219223. Dostupné z DOI: 10.1115/1.3662532.
17. CHILDS., Peter R.N. *Rotating flow*. 2010. vyd. Amsterdam: Elsevier, 2011. ISBN 978-012-3820-990.
18. SANGAN, Carl M.; ZHOU, Kunyuan; OWEN, J. Michael; POUNTNEY, Oliver J.; WILSON, Mike; LOCK, Gary D. Experimental Measurements of Ingestion Through Turbine Rim Seals: Part 2—Rotationally-Induced Ingress. *Volume 5: Heat Transfer, Parts A and B*. 2011, roč. 2011, s. 755–765. ISBN 978-0-7918-5465-5. Dostupné z DOI: 10.1115/GT2011-45313.
19. IGLEWSKI, Tomasz. *Core Compartment meshing*. 1.21. vyd. GE Aviation, 2016.
20. SOGHE, Riccardo Da; BIANCHINI, Cosimo; SANGAN, Carl M.; SCOBIE, James A.; LOCK, Gary D. Numerical Characterization of Hot-Gas Ingestion Through Turbine Rim Seals. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2017-03-01, roč. 139, č. 3, s. 032602–. ISSN 0742-4795. Dostupné z DOI: 10.1115/1.4034540.