

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky



DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Modelování prostupu tepla stěnou turbodmychadla za použití
komerčního CFD programu**

*Modelling of heat transfer through turbocharger housing using
commercial CFD code*

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Štěpán** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **465521**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**
Studijní program: **Aplikované vědy ve strojním inženýrství**
Specializace: **Aplikovaná mechanika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Modelování prostupu tepla stěnou turbodmychadla za použití komerčního CFD programu

Název diplomové práce anglicky:

Modelling of heat transfer through turbocharger housing using commercial CFD code

Pokyny pro vypracování:

Provedte rešerši využití počítačové dynamiky tekutin k řešení problémů zahrnujících prostup tepla stěnou. Řešte chlazení skříně turbodmychadla za použití komerčního CFD programu. Formulujte kritéria pro analýzu výsledků numerických simulací. Diskutujte použité zjednodušení s ohledem na geometrii řešeného problému a použitý matematický model. Podrobně popište vytvořený model a použité okrajové podmínky. Diskutujte vliv parametrů modelu na maximální povrchovou teplotu skříně turbodmychadla. Diskutujte vliv sítě na výsledky numerických simulací. Stručně popište použitý matematický model s důrazem na vliv radiace spalin. Podrobně diskutujte získané výsledky.
Rozsah průvodní zprávy: cca 50 stran

Seznam doporučené literatury:

dle doporučení vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D., ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **26.10.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **07.01.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

doc. Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Michal Schmirler, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně pod dohledem vedoucího práce doc. Ing. Tomáše Hyhlíka, Ph.D., a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů.

V Praze dne

.....

Bc. Jan Štěpán

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu doc. Ing. Tomáši Hyhlíkovi, Ph.D., za odborné vedení práce, cenné rady a připomínky a za vstřícnost při konzultacích. Dále děkuji Ing. Michalu Schmirlerovi, Ph.D., za jeho pomoc při přípravě a v průběhu praktické části.

Anotační list

Název práce	Modelování prostupu tepla stěnou turbodmychadla za použití komerčního CFD programu Modelling of heat transfer through turbocharger housing using commercial CFD code
Autor	Bc. Jan Štěpán
Studijní program	Aplikované vědy ve strojním inženýrství
Specializace	Aplikovaná mechanika
Akademický rok	2021/2022
Druh práce	Diplomová
Ústav	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky
Vedoucí práce	doc. Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D.

Klíčová slova

Princip CFD, turbodmychadlo, okrajové podmínky, přestup tepla, konvekce, emisivita, teplotní pole

Keywords

Principle of CFD, Turbocharger, Boundary conditions, Heat transfer, Convection, Emissivity, Temperature field

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá CFD teplotní analýzou vodou chlazeného turbodmychadla, která by měla posloužit k ověření splnění požadavků na maximální povrchovou teplotu. Aby bylo možné uskutečnění simulace, byla provedena nutná úprava geometrie. Na tuto geometrii byly navrženy okrajové podmínky s důrazem na přestup tepla konvekcí a radiací ze spalín, včetně doplnění zdroje tepla vyvolaného třením oleje v ložiscích. Po ověření vlivu sítě byl diskutován i vliv okrajových podmínek spojených se spalínami na výsledné povrchové teplotní pole. Byl také zkoumán případ při nastavených extrémních okrajových podmínkách pro dosažení nejvyšších povrchových teplot. Na závěr bylo diskutováno splnění jednotlivých požadavků na teploty.

Abstract

This master's thesis deals with CFD heat transfer analysis of water-cooling turbocharger housing. The analysis should verify the meeting of maximum surface temperature requirements. To be able to perform the simulation, a geometry modification was necessary. Some boundary conditions with importance of convection and radiation heat transfer were set for the modified geometry including the added heating source caused by oil friction in journal bearings. After check of mesh impact on results an influence of boundary conditions connected with exhaust gas was discussed. The case while boundary conditions reached extreme values was investigated as well. Furthermore, the fulfilment of individual temperature requirements was discussed at the end.

Obsah

Seznam značek a symbolů	10
Seznam obrázků	13
Seznam tabulek	15
1 Úvod.....	16
2 Obecné principy CFD	17
3 Ukázkový případ 1	22
3.1 Metodika	23
3.2 Výpočetní model.....	24
3.2.1 Geometrie.....	24
3.2.2 Výpočetní síť	24
3.2.3 Numerický model a okrajové podmínky	25
3.2.3.1 Stacionární přenos tepla	25
3.2.3.2 Nestacionární výpočet	26
3.2.3.3 Analýza napětí	26
3.3 Výsledky případu 1	26
3.3.1 Stacionární výpočet.....	26
3.3.2 Nestacionární výpočet.....	29
4 Ukázkový případ 2	31
4.1 CFD model.....	32
4.2 Porovnání výsledků případu 2	34
5 Důlní závěsná dráha.....	37
6 Praktická část	39
6.1 Popis problému	39
6.2 Princip a geometrie	39
6.3 Zadané vstupní a výstupní parametry	41
6.4 Dopočet dalších fyzikálních vstupních veličin	42

6.4.1	Dopočet pro vzduch	42
6.4.2	Dopočet pro spaliny	43
6.5	Příprava modelu	43
6.5.1	Úprava a zjednodušení geometrie	44
6.5.2	Tvorba sítě	45
6.5.3	Zvolené materiály a jejich parametry	46
6.5.4	Okrajové podmínky	47
6.5.4.1	Chladící voda v turbínové skříni	48
6.5.4.2	Chladící voda v ložiskové skříni	49
6.5.4.1	Mazací olej	49
6.5.4.2	Stěny v kontaktu se spaliny	50
6.5.4.2.1	Konvektivní přestup	51
6.5.4.2.2	Radiace	54
6.5.4.3	Generace tepelného toku v ložiskách	58
6.5.4.4	Konvekce mezi povrchem a okolím	61
6.5.4.5	Kontaktní plochy se sousedními díly	62
6.6	Nastavení výpočtu	63
6.7	Vyhodnocení výsledků	64
6.7.1	Teplotní pole kontaktních ploch se spaliny	64
6.7.2	Rozložení povrchových teplot	64
6.8	Ověření vlivu sítě	66
6.8.1	Srovnání výsledků z tetrahedrální a polyhedrální sítě	67
6.8.2	Srovnání výsledků z polyhedrální a zjemněné polyhedrální sítě	69
6.1	Výtokové teploty	70
6.2	Zhodnocení vlivu okrajových podmínek	71
6.2.1	Vliv součinitele přestupu tepla	71
6.2.2	Vliv emisivity spalin	72

6.2.3	Kombinace okrajových podmínek pro extrémní případ	73
7	Závěr	76
	Literatura.....	79
	Příloha A	84
	Příloha B	86

Seznam značek a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
<i>Veličiny</i>		
b	$[m]$	šířka ložiska
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
C_{ijkl}	$[N \cdot m^{-2}]$	tenzor tuhosti
d	$[m]$	průměr
E	$[J]$	součet vnitřní a kinetické energie
F	$[N]$	síla
h	$[m]$	výška štěrbin
l	$[m]$	délka
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
M_k	$[N \cdot m]$	kroučící moment
n	$[s^{-1}]$	otáčky
p	$[Pa, bar]$	tlak
P_z	$[W]$	zmařený výkon
\dot{q}	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku
Q	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok
\dot{Q}	$[W]$	tepelný tok
r	$[m]$	poloměr
S	$[m^2]$	plocha
t	$[s]$	čas
T	$[K]$	termodynamická teplota
T	$[^{\circ}C]$	teplota
u	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost
U	$[m \cdot s^{-1}]$	maximální rychlost kapaliny
V	$[m^3]$	objem
\dot{V}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	objemový tok
x	$[m]$	souřadnice

α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
ε	[1]	emisivita
$\bar{\varepsilon}$	[1]	nekorigovaná emisivita
ε_{kl}	[1]	tenzor deformace
η	$[Pa \cdot s]$	dynamická vazkost
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická vazkost
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota
τ	$[N \cdot m^{-2}]$	smykové napětí
σ_{ij}	$[N \cdot m^{-2}]$	tenzor napětí
ω	$[s^{-1}]$	úhlová rychlost

Konstanty

r	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná plynová konst.
κ	[1]	Poissonova konst.
σ	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$	Stefanova-Boltzmannova konst.

Podobnostní čísla

Pr	[1]	Prandtlovo číslo
Re	[1]	Reynoldsovo číslo
Nu	[1]	Nusseltovo číslo
Ta	[1]	Taylorovo číslo

Jiné

A, B, ξ, τ	[1]	pomocný člen
f_p	[1]	korekční tlakový člen
s_{eq}	[m]	ekvivalentní rádius
ΔT	$[K, ^\circ C]$	diference teploty
δ_{kl}	[1]	Kroneckerovo delta
$(\Delta\varepsilon)_g$	[1]	korekční člen emisivity

Indexy

1	v místě před danou oblastí
1	vnitřní
2	v místě za danou oblastí
2	vnější
∞	hodnota zdroje
<i>bp</i>	bypass
<i>center</i>	kontakt turbínová – ložisková skříň
<i>cold</i>	týkající se studené
CO_2	týkající se oxidu uhličitého
<i>cyl</i>	týkající se válců
<i>ext</i>	externí
<i>g</i>	týkající se plynu
H_2O	týkající se vody
<i>hot</i>	týkající se teplé
<i>in</i>	v místě vstupu
<i>i, j, k, l</i>	složka
<i>k</i>	týkající se kompresoru (u tlaku)
<i>konv</i>	konvekční
<i>krit</i>	kritický
<i>limit</i>	limitní
<i>m</i>	střední
<i>max</i>	maximální
<i>oil</i>	týkající se oleje
<i>out</i>	v místě výstupu
<i>rad</i>	radiační
<i>ref, 0</i>	okolní referenční hodnota
<i>st</i>	statický
<i>TD</i>	týkající se turbodmychadla
<i>teor</i>	teoretický
<i>vz</i>	týkající se vzduchu
<i>w</i>	hodnota na stěně
<i>zd</i>	zdvihový

Seznam obrázků

Obr. 1 Aproximace proudového pole na diskretní síti, ve které body sítě představují uzlové body v metodě konečných diferencí, nebo centrální body v metodě konečných objemů. Zobrazeny jsou i horizontální složky rychlosti ve třech řezech a příklady proudnic [1].....	19
Obr. 2 Iterační schéma procesu [9].....	22
Obr. 3 Vyšetřované geometrie turbodmychadla [9]	24
Obr. 4 Aplikované okrajové podmínky [9].....	25
Obr. 5 Rozložení teplot stacionární úlohy při plném výkonu motoru [9].....	27
Obr. 6 Pozice řezů A-A a B-B [9]	27
Obr. 7 Srovnání statických tlaků v řezu A-A při stavech minimálního a maximálního výkonu [9]	28
Obr. 8 Teplotní pole ve stěně skříně turbodmychadla při plné zátěži [9].....	28
Obr. 9 Rozmístění monitorovacích bodů v řezu B-B a v obou geometriích [9].....	29
Obr. 10 Vývoj teploty v čase na vnitřních a vnějších monitorovacích bodech (ohřev geometrie II) [9].....	30
Obr. 11 (a) soubor plátů použitý pro experiment, (b) CFD reprezentace domény tekutiny pro konfiguraci sériového toku s detailem sítě [11]	32
Obr. 12 „Rozpad“ CFD tekutinové domény a experimentálního souboru plátů pro (a) paralelní uspořádání a (b) sériové uspořádání [11]	33
Obr. 13 Rozložení teploty vody ve střední rovině kanálu se sériovým uspořádáním výměníku [11]	34
Obr. 14 Rozložení rychlosti ve střední rovině kanálu se sériovým uspořádáním výměníku [11]	35
Obr. 15 Porovnání experimentálních a simulačních výsledků pro tepelné toky; vlevo sériová konfigurace, vpravo paralelní konfigurace [11].....	36
Obr. 16 Příklad závěsného důlního vlaku [17]	37
Obr. 17 Řez sestavou turbodmychadla a navazujícími členy [21]	40
Obr. 18 Řez upravenou geometrií turbodmychadla s barevným vyznačením tekutinových domén (žlutá – olej; modrá – voda v turbínové skříně; průhledná modrá – voda v ložiskové skříně). V levé části obrázku je celkový pohled na turbodmychadlo bez tekutinových domén.....	45

Obr. 19 Detail tetrahedrální sítě.....	46
Obr. 20 Vyznačení ploch, na kterých jsou aplikovány okrajové podmínky pro vodu v turbínové skříni (modrá – vstup, červená – výstup).	48
Obr. 21 Vyznačení ploch, na kterých jsou aplikovány okrajové podmínky pro vodu v ložiskové skříni (modrá – vstup, červená – výstup).	49
Obr. 22 Vyznačení ploch, na kterých jsou aplikovány okrajové podmínky pro olej (modrá – vstup, červená – výstup).....	50
Obr. 23 Kontaktní plochy spalin (zeleně) s turbodmychadlem, na kterých jsou definovány okrajové podmínky.	51
Obr. 24 Zjednodušený model ložiska [37].....	59
Obr. 25 Rychlostní profil (vlevo) a průběh tečného napětí (vpravo) Couettova proudění	60
Obr. 26 Vyznačené plochy, na které je aplikována podmínka hustoty tepelného toku.	61
Obr. 27 Zeleně vyznačené plochy, které jsou v kontaktu s vyjmutými součástkami z geometrie.	62
Obr. 28 Teplotní pole na plochách, které jsou v kontaktu se spalinami.	64
Obr. 29 Rozložení teplot na plochách v přímém kontaktu s okolní atmosférou	65
Obr. 30 Oblast maximální povrchové teploty.....	66
Obr. 31 Graf srovnání teplot získaných na tetrahedrální a polyhedrální síti	67
Obr. 32 Rozložení teplot na plochách v přímém kontaktu s okolní atmosférou vypočtené na polyhedrální síti	68
Obr. 33 Graf srovnání teplot získaných na polyhedrální síti o různé základní velikosti elementu	69
Obr. 34 Rozložení teplot na plochách v přímém kontaktu s okolní atmosférou vypočtené na zjemněné polyhedrální síti	70
Obr. 35 Teplotní pole na povrchu turbodmychadla se zvýšeným součinitelem přestupu tepla	72
Obr. 36 Teplotní pole na povrchu turbodmychadla se zvýšenou emisivitou.....	73
Obr. 37 Teplotní pole na povrchu turbodmychadla pro extrémní případ	74
Obr. 38 Emisivita oxidu uhličitého ε_{CO_2} za celkového tlaku 1 bar jako funkce teploty a parametru $p_{CO_2} \cdot s_{eq}$ [31].....	84

Obr. 39 Emisivita vodních par ε_{H_2O} za celkového tlaku 1 bar jako funkce teploty a parametru $p_{H_2O} \cdot s_{eq}$ [31]	84
Obr. 40 Korekce $\Delta\varepsilon_g$ pro směs plynů oxidu uhličitého a vodní páry při (a) 130 °C, (b) 540 °C, (c) 920 °C a vyšších [31].....	85
Obr. 41 Pozice maximální teploty kontaktních ploch se spaliny.....	86
Obr. 42 Teplotní pole kolem ložisek v rovině řezu ložiskovou skříní.....	86
Obr. 43 Teplotní pole na kontaktní ploše turbínové skříně s hlavou válců	87
Obr. 44 Teplotní pole na kontaktní ploše ložiskové skříně s kompresorovou částí	87
Obr. 45 Teplotní pole na kontaktní ploše turbínové skříně s výfukovým potrubím.....	88

Seznam tabulek

Tabulka 1 Typické hodnoty součinitele přestupu tepla [30].....	52
--	----

1 Úvod

Již mnoho let jsou počítače nedílnou součástí každodenního života jak osobního, tak pracovního. Právě jejich mohutný vývoj během posledních desetiletí zajistil, že stále větší část práce je delegována na počítač. V inženýrských aplikacích tomu není jinak. Časově i finančně náročné experimenty začínaly být nahrazovány počítačovými simulacemi prováděnými z pohodlí kancelářských židlí. Avšak k úplnému vytlačení experimentů z inženýrské činnosti pravděpodobně v nejbližších letech nedojde. Počítačové simulace se sice ve velkém staly praktickým doplňkem experimentů, ale stále jsou zatíženy různými nedetailně popsanými fyzikálními jevy, empirickými modely či jinými aproximacemi, ostatně jak je částečně popsáno v následující práci. Právě proto je i nadále nutné v určitých případech, jako jsou např. ty potenciálně život ohrožující, porovnávat počítačové výsledky s těmi, které jsou podloženy skutečně reálnými procesy.

Jedním z takových případů je i ten, jímž se z velké části zabývá tato práce. Kontrole povrchových teplot částí strojů, které pracují v dolech s rizikem výbuchu explozivního ovzduší, musí být věnována velká pozornost. Proto pro tuto práci vybranou součástí z důlního závěsného vlaku je turbodmychadlo, na kterém byla provedena teplotní CFD analýza.

Nejprve se však pro seznámení s problematikou tato práce ve své teoretické části stručně zaměří na rešerši základních principů počítačového modelování tekutin a následně i jejich aplikace na konkrétní příklady.

Ve své druhé, praktické, části se bude práce zabývat problematikou tepelných přenosů ve skříních vodou chlazeného turbodmychadla. Bude popsán postup přípravy modelu pro výpočet, od úpravy a zjednodušení geometrie přes tvorbu sítě až po určení okrajových podmínek a s nimi spojených parametrů. Následovat bude vyhodnocení výsledků včetně ověření vlivu sítě. Na úplný závěr práce bude zařazeno zkoumání vlivu určitých okrajových podmínek, které nabývají teoreticky krajních hodnot.

Hlavním výstupem by tedy mělo být posouzení, zda povrchové teploty nepřesáhnou horní hranici dovolené teploty, doprovázené vytipováním kritického místa, na které by měl být kladen důraz při případném experimentu.

2 Obecné principy CFD

Jak již je patrné ze zkratky CFD, tedy Computational Fluid Dynamics, k rozvoji nejen simulací týkajících se tekutin, ale obecně všech numerických simulací, byl nutný jeden aspekt, a to značný vývoj výpočetní techniky. Takovýto vzestup CFD zaznamenalo koncem 50. let minulého století, kdy byly položeny základy různých výpočetních metod a idejí, které jsou i dnes využívány. Avšak k masovému rozšíření došlo až v 90. letech, kdy se CFD běžně dostalo jako pomocný nástroj k vědeckým a inženýrským aplikacím. A dnes je neodmyslitelnou součástí „inženýrského života“ prakticky všech odvětví, namátkou od letectví (návrhy konstrukcí letadel) přes automobilový průmysl (návrhy vnitřků spalovacích motorů) až po stavařské problémy (návrhy mostů a budov), ale i jiné. Jednoduše řečeno, CFD má využití všude tam, kde je potřeba predikce aerodynamických jevů a hluku, využívá se i v rámci vývoje určitých druhů spotřebního zboží, dnes již čím dál častěji i v analýzách zabývajících se živými organismy atp. [1].

Jelikož práce není primárně zaměřena na principy počítačové dynamiky tekutin, nebude zde tato problematika popsána detailně. CFD lze v obecné rovině považovat za nástroj numericky řešící Navierovy-Stokesovy rovnice, popřípadě rovnice Eulerovy, které v sobě nesou základní fyzikální zákony, tedy zákony zachování hmoty (rovnice kontinuity), pohybové rovnice (označovány též jako zákon zachování hybnosti) a zákony zachování energie. Rovnice lze zapsat dle různých přístupů ve vícero podobách, jedním z příkladů jsou rovnice (1), (2) a (3) v diferenciálním tvaru s indexovou notací [2, 3].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j - \sigma_{ij}) = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i E - \sigma_{ij} u_j + \dot{q}_i) = 0, \quad (3)$$

kde ρ je hustota (obecně funkcí prostorových souřadnic a času); x_i , resp. x_j , je prostorová souřadnice; u_i , resp. u_j , je složka rychlosti, E je součet vnitřní energie a kinetické energie; σ_{ij} je tenzor napětí a \dot{q}_i je hustota tepelného toku [3].

Tyto výchozí rovnice dynamiky tekutin popisují, jakým způsobem jsou jednotlivé veličiny v proudovém poli svázány. Takové proudové pole je tedy popsáno závislými veličinami ρ, u_i, p a T , kde T je termodynamická teplota obsažená jak v energetickém členu, tak

v hustotě tepelného toku a p je tlak obsažený v tenzoru napětí. Všechny tyto neznámé jsou funkcemi nezávislých veličin x_i a času t [2].

Po rozepsání rovnic do složek je patrné, že z rovnice kontinuity (1) pro trojrozměrný případ se dostane jediná rovnice, z pohybových rovnic (2) tři rovnice a z energetické (3) opět jediná, tedy celkem pět rovnic. Jelikož základním cílem CFD je získání výše zmíněných 6 závislých proměnných, nelze využít soustavu rovnic v již uvedené formě, jednalo by se totiž o úlohu 5 rovnic s 6 neznámými. Je tedy zřejmé, že je nutno doplnit soustavu o další rovnici či rovnice. K tomuto účelu se využívají konstitutivní rovnice, které bývají zpravidla částečně založeny na empirii, např. stavová rovnice, kterou lze schematicky napsat v obecném tvaru

$$f(p, \rho, T) = 0, \quad (4)$$

ale i další, jako je Fourierův zákon vedení tepla nebo vztah pro tenzor napětí. A v případě turbulentního proudění vstupují do hry i různé modely turbulence. Jak již bylo řečeno, výše uvedené rovnice se mohou na první pohled značně lišit, záleží na mnoha aspektech, na přístupu, na podstatě samotného řešeného problému (např. chemické reakce, průchod elektrickým proudem ...) apod., v takovém případě mohou potom do rovnic přibývat i další členy, ba dokonce celé rovnice do soustavy. Nicméně zmíněné základní principy (zákon zachování hmoty, pohybové rovnice a zákon zachování energie) se napříč dynamikou tekutin nemění a jsou využívány pro veškeré CFD programy. Uvedené rovnice (1), (2), (3) a (4) tedy představují jeden z nejjednodušších popisů proudového pole v aerodynamice s uvažováním nulových vnějších sil, avšak pro představu bohatě postačí [3, 4].

Je-li tedy pro jednoduchost uvažována soustava rovnic (1), (2), (3) a (4), pak je zřejmé, že se jedná o soustavu parciálních diferenciálních rovnic, u kterých často bývá problém s určením analytického řešení. Stejně tak je tomu i zde. Analytické řešení těchto rovnic existuje pouze u velmi specifických případů, nicméně obecné uzavřené řešení neexistuje [2].

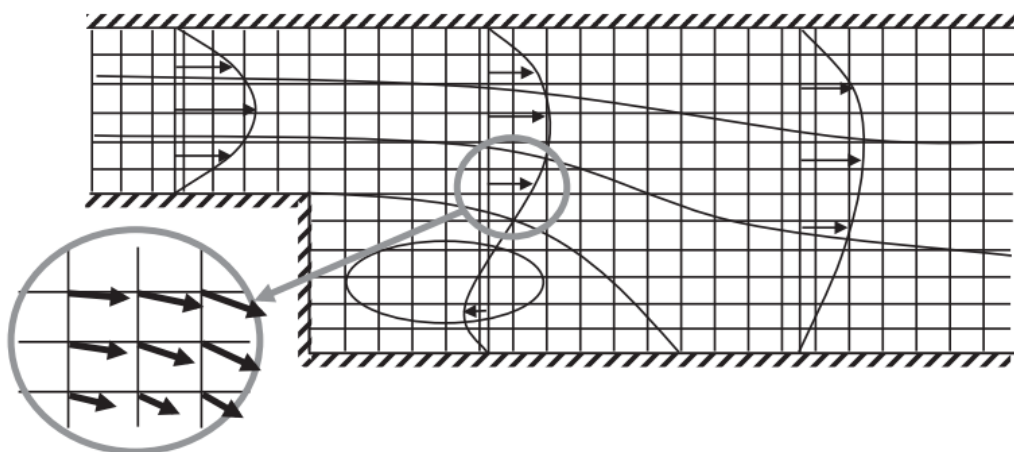
Jestliže není možné najít uzavřené analytické řešení, je potřeba najít vhodné aproximace pro řešení numerické. Rázem se ze spojitého problému stává diskrétní. Pro takovéto aproximace se nejčastěji používá několik metod a přístupů [1, 5].

Právě metody aproximace se zpravidla liší dle druhu přístupu k řešenému problému. Jsou to ty samé přístupy, na které odkazuje předešlý text. Obecně v dynamice tekutin lze na problém nahlížet buď z pohledu fixního kontrolního objemu, ve kterém jsou fyzikální veličiny bilancovány, tzv. Eulerův přístup, nebo z pohledu průběhu konkrétní částice podél její trajektorie, tzv. Lagrangeův přístup [6].

V případě eulerovského přístupu si lze diskretizaci představit jako rozdělení výpočetní domény na jakousi síť s konečným počtem prvků, ve kterých je aproximované řešení počítáno – jsou aplikovány zákony zachování. Těmi nejpopulárnějšími aproximačními metodami jsou zde asi metoda konečných diferencí a metoda konečných objemů [5].

Metoda konečných diferencí spočívá v náhradě parciálních derivací diferencemi (rozdíly hodnot mezi danými body sítě) nejčastěji vyjádřených z Taylorova rozvoje v konkrétním bodě sítě, v tomto případě uzlovém bodě. Povede-li se nahradit veškeré členy parciálních derivací takovýmto způsobem, z parciálních diferenciálních rovnic se stává soustava rovnic algebraických [1, 5, 7].

U metody konečných objemů je postup obdobný. Výpočetní doména je i zde rozdělena na počet konečných prvků, buněk, které mají ovšem konečný objem. Výchozí rovnice založené na stejných zákonech zachování jsou v tomto případě ale využity v integrální formě, kdy díky Gaussově větě lze pracovat jen s plošnými integrály. Obvykle, ale ne nutně, je nositelem aproximovaného numerického řešení v rámci jedné buňky její geometrický střed. Již z takto jednoduchého popisu principu je patrné, že na kvalitu sítě obou metod budou kladeny značné požadavky. Síť musí být alespoň tak kvalitní, aby rozložení rychlosti, tlaku a dalších veličin v každém kontrolním objemu buňky, resp. mezi jednotlivými uzlovými body sítě, šlo popsat (interpolovat) jednoduchými funkcemi s jedním nanejvýš s pár parametry. Následně je možno s další aproximací určit rozložení veličin v celé doméně. Schematický příklad diskretizace domény je ukázán na obr. 1 [1, 5].



Obr. 1 Aproximace proudového pole na diskrétní síti, ve které body sítě představují uzlové body v metodě konečných diferencí, nebo centrální body v metodě konečných objemů. Zobrazeny jsou i horizontální složky rychlosti ve třech řezech a příklady proudnic [1].

U Lagrangeovského přístupu je výpočetní region diskretizován sadou částic, které se pohybují lokální rychlostí. Aproximované řešení je počítáno v každé pozici částice a v každém diskretním čase. Na základě tohoto popisu bylo vyvinuto několik metod tak, aby výpočetní elementy sledovaly ty materiálové. Mezi takové metody se řadí např. vírové metody pro nevazké a nestlačitelné proudění (Vortex methods) využívající vířivosti proudového pole, které je distribuováno do lokalizovaných vířivostí spojených s každou částicí. Charakteristiky proudového pole jsou následně získány jen z pozic částic a z distribuce vířivosti. Na tomto principu byly dále vyvinuty metody, které zohledňují i vazkost, popř. tepelné děje. Mezi příklady metod, které využívají jiných prostředků než vířivosti proudového pole, patří SPH metoda (smoothed particle hydrodynamics method), LBM (Lattice Boltzmann method) a další. Detailnější popis těchto metod spojených s Lagrangeovým popisem je ale nad rámec této práce [1, 5, 8].

Mají-li být výše velmi zjednodušeně popsané principy aplikovány na konkrétní případ, je nutné definovat počáteční a okrajové podmínky. Až teprve s jejich definováním dostává do té doby obecný matematický model rozměry konkrétní úlohy [5].

I přes ohromný pokrok CFD v posledních dekáдах a i přes velkou roli, kterou zaujímá v inženýrských aplikacích, je nutné dodat, že výsledky nikdy nejsou exaktní. Během celého výpočetního procesu jsou výsledky zatíženy různými zdroji chyb, proto při interpretaci získaných hodnot je na místě značná obezřetnost a alespoň elementární informovanost o potenciální produkci těchto odchylek. Mezi ty nejběžnější zdroje chyb patří např.:

- Diskretizační chyba. Tato chyba vyplývá ze samotné podstaty diskretizace. Vždy je přítomna v systémech, kde dochází k převedení problému ze spojitého na diskretní. Různá numerická schémata mohou mít různé řády chyb. Ovšem i se stejným schématem může být diskretizační chyba odlišná v závislosti na různorodosti použité sítě v simulaci.
- Chyba vstupních dat. Vystává z faktu, že i vstupní hodnoty, ať už je to geometrie nebo samotné vlastnosti tekutiny, byly získány či naměřeny s jistou přesností, která nemusí být dostatečná, anebo také mohly být z různých důvodů aproximovány.
- Chyba počátečních a okrajových podmínek. Je zcela běžné, že počáteční a okrajové podmínky reprezentují reálnou situaci s nedostatečnou přesností, např. jsou potřeba informace z míst, kde tekutina vtéká nebo opouští doménu a kde je jejich získání velmi problematické.

- Chyby modelování. Pro získání informací složitějšího proudění je např. nutné využití fyzikálních jevů, které nejsou prozatím dokonale popsány teorií, a proto se běžně k vyřešení těchto případů aplikují modely již zatížené nějakou chybou, typickým příkladem jsou modely turbulence, vícefázové modelování, modelování tekutin s polymerní strukturou a další [7].

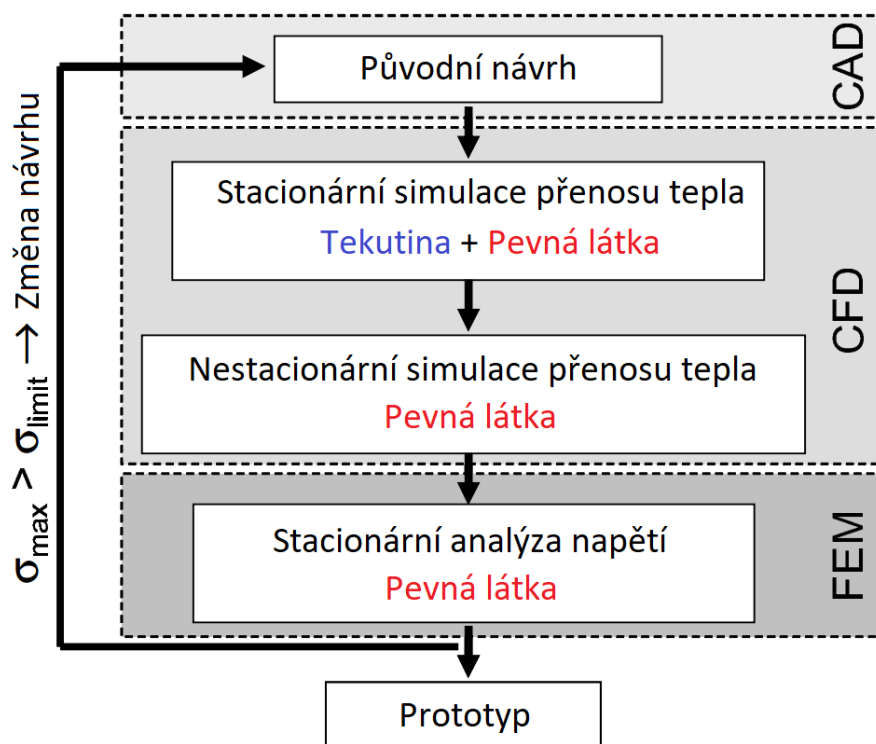
Ale i přes výčet potenciálních zdrojů chyb je CFD hojně využíváno jako výzkumný a modelovací nástroj doplňující experimentální a teoretickou dynamiku tekutin. Kromě toho má zajisté mnoho nesporných výhod oproti experimentu.

- Je to relativně levný a rychlý nástroj, který nepotřebuje nijak výjimečné a velké množství zkušeností, ačkoliv samotná interpretace výsledků simulace si již nějaké vyžádá.
- Skrze celé proudové pole produkuje kompletní, detailní a snadno dostupné informace o jednotlivých veličinách.
- V CFD lze velmi jednoduše měnit parametry napříč širokou škálou, na rozdíl od experimentálních přístupů, kde to může být velmi drahé a obtížné, ne-li nemožné.
- Schopnost modelovat za realistických podmínek, které pro experiment mohou být nedosažitelné, ať je to potřebná velikost modelu nebo potřeba provádět experiment za určitých hodnot parametrů, jejichž dosažení je limitováno okolními možnostmi.
- Možnost simulovat ideální podmínky.
- V neposlední řadě možnost simulovat nepřírozené, nechtěné nebo nebezpečné situace kvůli prevenci, jako např. požáry, exploze, jaderné havárie atd. [5, 7].

Konkrétnější využití nástrojů CFD je popsáno v následujícím textu popisující některé inženýrské problémy, včetně toho, který vyplývá ze zadání této práce.

3 Ukázkový případ 1

CFD analýzy mohou posloužit i jako jakýsi mezistupeň nebo mezikrok v celém procesu analýz. Pro tuto kapitolu je příkladem případ [9], kdy výsledky z CFD jsou využity jako vstupní data do následné strukturální analýzy metodou konečných prvků (FEM), viz obr. 2.



Obr. 2 Iterační schéma procesu [9]

Případ dle [9] se zaměřuje na termomechanickou analýzu turbínové skříně turbodmychadla. Poukazuje na fakt, že vzhledem ke komplexnosti geometrie skříně je rozložení teplot a napětí poměrně komplikované. Z toho plyne i problematické navrhování konstrukce s ohledem na její životnost. Právě zjištění rozložení zatížení způsobeného změnami teplot může vést k indikaci rizikových oblastí, které jsou potenciálně nebezpečné k iniciaci trhlin. S tímto zjištěním je pak dobré pracovat při úpravách či změně konstrukčního návrhu, avšak nutně s ohledem na to, že analýza napětí je silně závislá na správně určeném rozložení teplot.

Na obr. 2 je naznačeno iterační schéma, ze kterého vyplývá, že bylo potřeba napočítat jak stacionární, tak nestacionární simulace. Stacionární výpočet byl proveden pro dva stavy. První stav odpovídal maximálnímu výkonu turbodmychadla, resp. motoru, a druhý stav naopak nulovému. Výstupy ze stacionárního výpočtu potom posloužily jako okrajové podmínky pro nestacionární simulaci, která se pohybovala mezi právě zmíněnými stavy.

Největší napětí či deformace byly totiž očekávány někdy během ohřívání nebo chladnutí. Dle [10] je z obecné rovnice

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}(\varepsilon_{kl} - \alpha\Delta T\delta_{kl}) \quad (5)$$

pro tenzor napětí zahrnující i vliv teploty patrné, že napětí záleží na změně teploty ΔT , proto bylo nezbytné kontrolovat vždy napětí v takovém diskrétním čase, kdy právě gradient teploty v jednotlivých kritických místech skříně byl největší. U takto složitých geometrií, zde u spirální skříně s dělicí přepážkou a v různých místech s odlišnou tloušťkou stěny, nemusí totiž bezpodmínečně oblast maxima napětí korespondovat s oblastí maxima teploty.

3.1 Metodika

Jelikož v době publikace článku [9] metoda pro výpočet nestacionárních případů přestupu tepla mezi tekutinou a pevnou látkou nepatřila mezi nejmodernější, byl vyvinut nový přístup, který postupně simuluje ohřátí a následně chladnutí skříně. Metoda spočívá ve výpočtu dvou stacionárních stavů kvůli určení součinitelů přestupu tepla.

První stav nastává při minimálním výkonu motoru s tomu odpovídajícím rozložením teplot a skokové změně teploty spalin a hmotnostního toku na maximální zátěž turbodmychadla. Odsud získaný součinitel přestupu tepla poslouží v okrajových podmínkách pro následný nestacionární výpočet, probíhající pouze v doméně pevné látky, simulující akcelerující motor.

Na druhé straně koeficient přestupu tepla v okrajové podmínce nestacionárního výpočtu využitý pro zpomalující motor, tedy ochlazování, vychází z druhého stacionárního stavu. Opět je předpokládána skoková změna teploty spalin a jejich hmotnostního toku tentokrát odpovídající minimálnímu výkonu a je uvažováno rozložení teplotního pole při maximálním výkonu motoru.

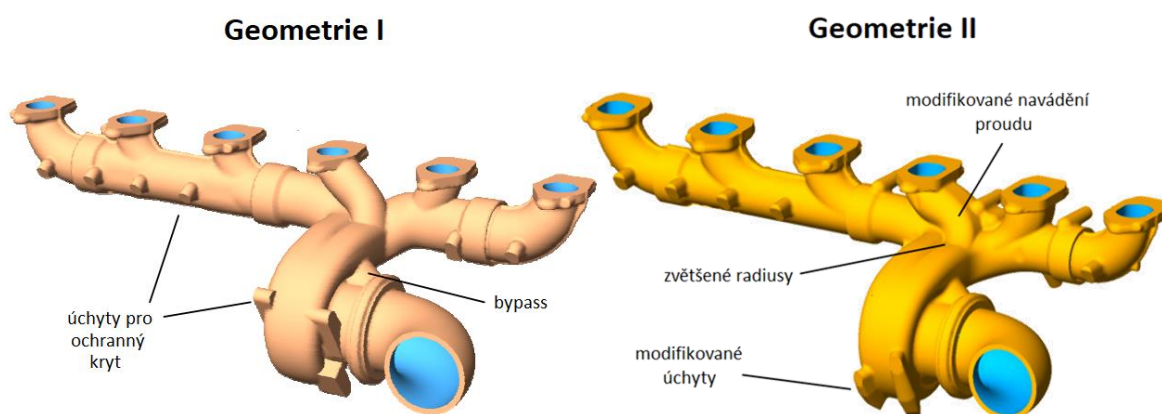
Následující nestacionární výpočet probíhal pouze v oblasti stěn (pevné látky) mezi výše uvedenými stavy s příslušným rozložením teplotního pole a také za správného využití získaných součinitelů přestupu tepla. Např. pro přechodový děj akcelerace motoru (ohřívání) byl použit koeficient ze stavu se skokovým nárůstem výkonu motoru a naopak. Překročí-li napětí z následné strukturální analýzy dané limitní hodnoty, je dle obr. 2 potřeba celou „smyčku“ opakovat [9].

3.2 Výpočetní model

3.2.1 Geometrie

Zkoumaný systém byl navržen za účelem využití v nákladních automobilech. Pro výpočet byly v geometrii výpočetního modelu pro zachování realistického toku spalin ponechány kromě samotného turbínového kola i výfukové svody, které vedou výfukové plyny z šestiválcového motoru do turbodmychadla se zdvojeným naváděcím kanálem.

Vyšetřované geometrie jsou ve dvou variantách dle obr. 3. Rozdíly v geometriích jsou následující, v případě geometrie II jsou vstupy do svodů oválné oproti kruhovým (geometrie I) a navedení spalin turbínovou skříní do spirálovité části je hladší. Kvůli redukci napětí a možnostem lícího procesu byly příliš ostré hrany upraveny pomocí zvětšení rádiusů. Jsou upraveny i pozice pro uchycení ochranného krytu turbodmychadla [9].



Obr. 3 Vyšetřované geometrie turbodmychadla [9]

3.2.2 Výpočetní síť

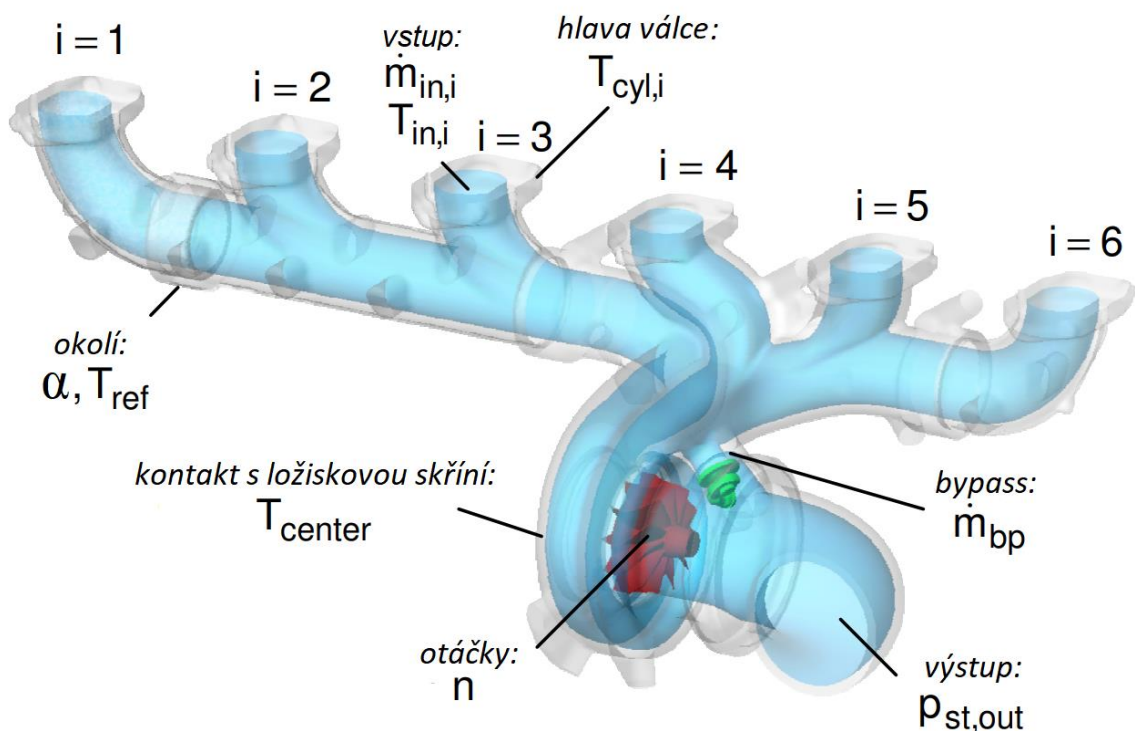
Pro stěny svodů a turbodmychadla byla použita síť z čtyřstěnů neboli tetrahedrů. Rotující část sítě (kolem turbíny) tekutinové domény byla nahrazena šestistěny – hexahedry, zatímco stacionární zbytek, tedy spirálová část a výfuková část, opět tetrahedry. Prizmatické buňky mající tvar hranolu posloužily na síť mezní vrstvy. Pro dosažení kvalitních výsledků měla síť mezní vrstvy takovou kvalitu, aby pro bezrozměrnou vzdálenost od stěny platilo $y^+ < 1$. Celkový počet elementů sítě čítá přibližně 5,3 milionů [9].

3.2.3 Numerický model a okrajové podmínky

V rámci okrajových podmínek pro plný i nulový výkon motoru byla postupně na obě geometrie aplikována stejná testovací data.

3.2.3.1 Stacionární přenos tepla

Z odstavce výše vyplývá, že okrajové podmínky pro stacionární přenos tepla byly vyvozeny z testovacích dat motoru.



Obr. 4 Aplikované okrajové podmínky [9]

Na obr. 4 je vidět, že na každém z 6 vstupů do svodů je předepsán hmotnostní tok spalin s danou teplotou. Ačkoliv právě kvůli pulzním vlnám spalin vycházejících z motoru při výfuku se používá zdvojený naváděcí kanál, zde pro stacionární výpočet byly hodnoty zprůměrovány.

Hmotnostní tok bypassemem není určen přímo číselnou hodnotou, ale otevřením ventilu, resp. úhlu natočení klapky. Otáčky rotoru odpovídají pracovnímu bodu, v jakém se motor nachází.

Na příruby u vstupů do svodů byla nastavena konstantní teplota podle vodou chlazené hlavy válce. Konstantní teplota byla také předpokládána na kontaktu turbínové skříně s ložiskovou, která je částečně chlazená olejem.

Pro výpočet byl zvolen turbulentní model $SST k - \omega$ s korekcí pro nízká Reynoldsova čísla, protože je schopen pokrýt pro tento případ důležité tepelné mezní vrstvy. Vzhledem ke snaze o ušetření času bez nestacionárního výpočtu, byl zvolen nerotující model, a proto byly zahrnuty vlivy dostředivých a Coriolisových sil na proudění zvlášť.

Vazkost a tepelná vodivost spalin, stejně tak i materiálové vlastnosti pevné látky, byly nastaveny jako funkce teploty [9].

3.2.3.2 Nestacionární výpočet

Vzhledem k použití stejné sítě a stejného softwaru, je nastavení okrajových podmínek téměř identické. Jediná změna je v řešených rovnicích. Výchozí rovnice pro tekutinu nejsou ve výpočtu zahrnuty a řeší se pouze rovnice pro přenos tepla. To vede ke „zmrazení“ okrajových podmínek s koeficientem přestupu na straně tekutiny, ale vývoj teploty ve stěně není nijak ovlivněn.

Začátky simulace ohřevu, resp. chlazení, kdy jsou očekávaná největší napětí, využívají krátký časový krok, ale během výpočtu se s blížícím ustáleným stavem tento krok prodlužuje [9].

3.2.3.3 Analýza napětí

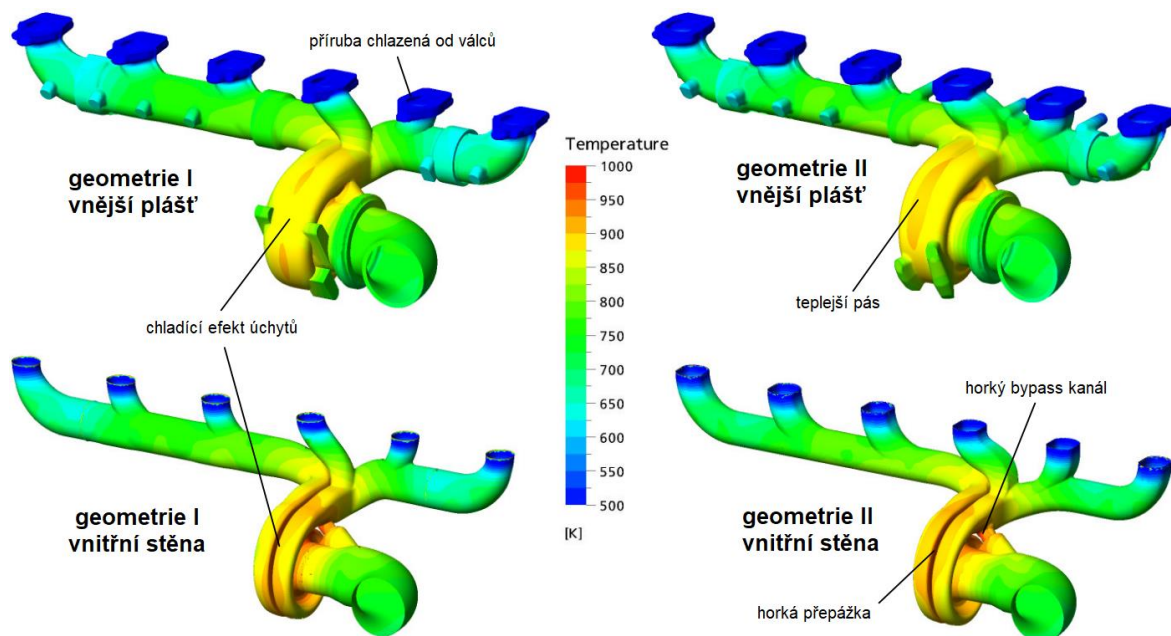
V jednotlivých diskrétních časech jsou data teplotního pole turbínové skříně sbírána tak, aby mohla být použita jako vstupní do další části, a to analýzy napětí. S ohledem na zadání a podstatu této diplomové práce, nemá popis analýzy napětí vyvolaných vlivem teploty valný přínos, avšak k pochopení kontextu bylo nutné se alespoň okrajově zmínit [9].

3.3 Výsledky případu 1

3.3.1 Stacionární výpočet

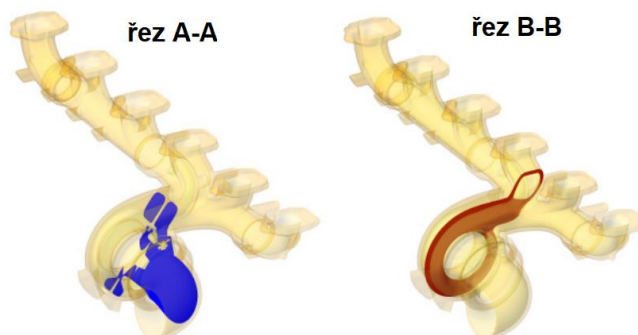
Na obr. 5 je znázorněno rozložení teploty na vnitřních i vnějších stěnách turbínové skříně. Výrazně chladnější oblasti přírub svodů jsou důsledkem chlazení hlav válců. Po proudu spalin teplota stěn roste a nejvyšších hodnot dosahuje přímo na stěnách turbínové skříně,

konkrétně na přepážce mezi naváděcími kanály na turbínové kolo. Kromě toho je i bypass kanál silně zahříván při vysokorychlostním průtoku s otevřeným ventilem. Přeuspořádání úchyťů pro ochranný kryt má také viditelný vliv. Jelikož zvětšují teplosměnnou plochu, fungují na principu chladících žebër. U geometrie II je z toho důvodu vidět na vnějším plášti teplejší pás přilehlý k přepážce, a proto se i v této oblasti očekává ovlivnění rozložení napětí.



Obr. 5 Rozložení teplot stacionární úlohy při plném výkonu motoru [9]

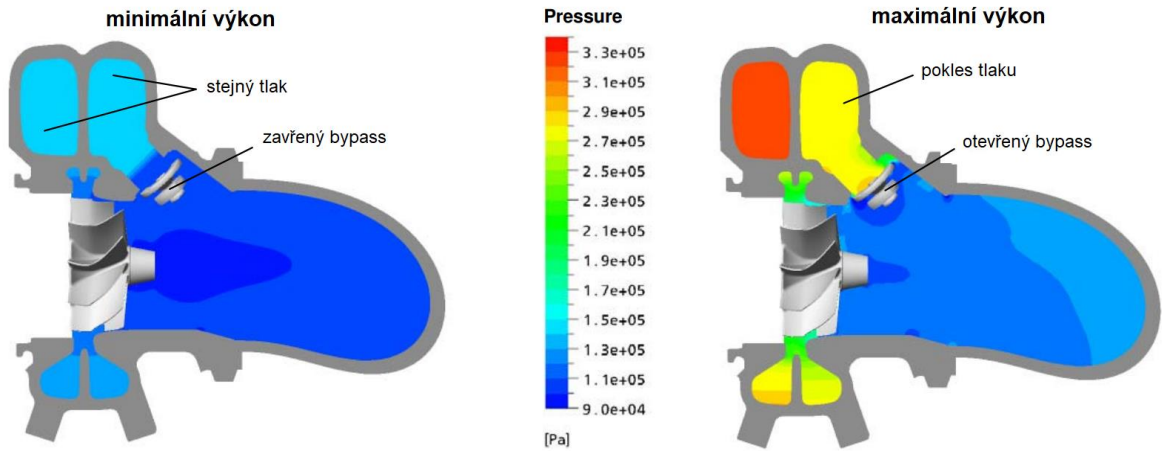
K o něco detailnější analýze interakce tekutina – pevná látka posloužily dva rovinné řezy, řez A-A vedený osou rotace turbíny a ventilem bypassu, řez B-B vedený kolmo na osu rotace turbíny a přepážkou mezi komorami, viz obr. 6.



Obr. 6 Pozice řezů A-A a B-B [9]

Rozdíl mezi stavy maximálního a nulového zatížení turbodmychadla není jenom v termodynamických okrajových podmínkách, ale i v pozici klapky ventilu. Uzavřený ventil odpovídá minimálnímu výkonu motoru a vede k velmi podobnému toku spalin v obou náběžných komorách, zatímco v případě maximálního zatížení motoru je ventil otevřen

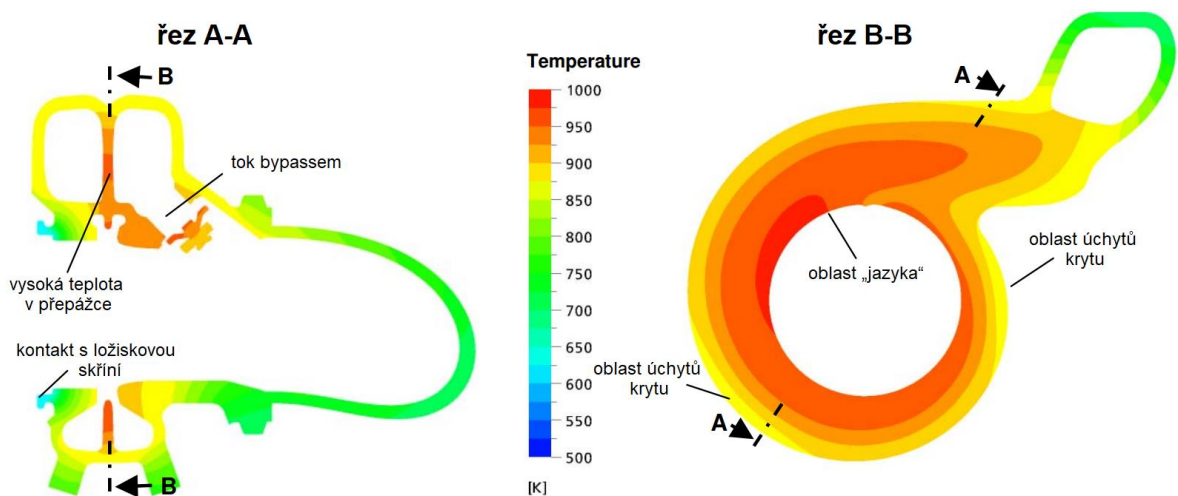
a v pravé komoře dochází k tlakovému spádu a redukci hmotnostního toku, což vede i ke zmenšení celkového hmotnostního toku na turbínu, jak je znázorněno na obr. 7.



Obr. 7 Srovnání statických tlaků v řezu A-A při stavech minimálního a maximálního výkonu [9]

Část tekutiny procházející ventilem bypassu dosahuje velmi vysokých rychlostí, což způsobuje zintenzivnění turbulence a následný lepší přestup tepla, to zapříčiní i lokální nárůst teploty stěny viditelný na obr. 8, na kterém je kvůli přehlednosti doména tekutiny nezvýrazněna.

Na téměř obrázku z řezu A-A (obr. 8) je dále vidno, že distribuce teploty není symetrická, z levé strany na turbínovou skříň navazuje ta ložisková, která je částečně chlazená olejem, proto vzniká výrazný tepelný „propad“. Kromě toho je sice v pravé komoře při maximálním výkonu menší hmotnostní tok spalin, ale stěny jsou v této oblasti teplejší, obzvláště pak kolem bypassu.

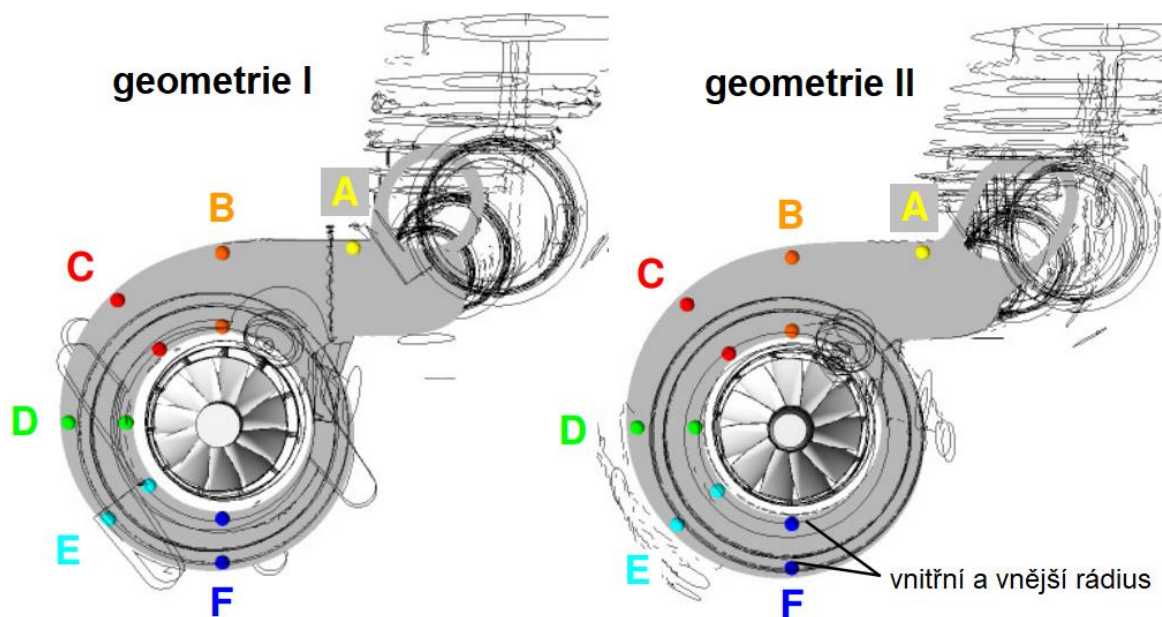


Obr. 8 Teplotní pole ve stěně skříně turbodmychadla při plné zátěži [9]

Z řezu B-B je vidět, že maximální teplota je v oblasti „jazyka“ po opětovném napojení naváděcích kanálů po „oběhnutí“ turbíny. Důvodem je intenzivní směšování proudů plynu, dvou proudů přímo z naváděcích kanálů a třetího proudu, jenž je tvořen spaliny, které již oběhly turbínu, ale nevstoupily do ní. Toto mixování proudů je podpurný proces vytváření turbulence, a tudíž i tepelného přestupu. Rozložení teploty připomínající soustředné kružnice je navíc v okolí zmíněných úchyťů, majících chladičí efekt, deformováno [9].

3.3.2 Nestacionární výpočet

Nestacionární výpočet byl proveden z důvodu potřeby vstupních dat do následné analýzy napětí. Dle obr. 9 bylo nastaveno 11 monitorovacích bodů pro vynesení teplotní závislosti na čase během ohřátí a chladnutí skříně, 5 v blízkosti vnitřní stěny a 6 v blízkosti té vnější. Barvy vyznačených umístění monitorovacích bodů souhlasí s barvami v grafu průběhu teplot (obr. 10).

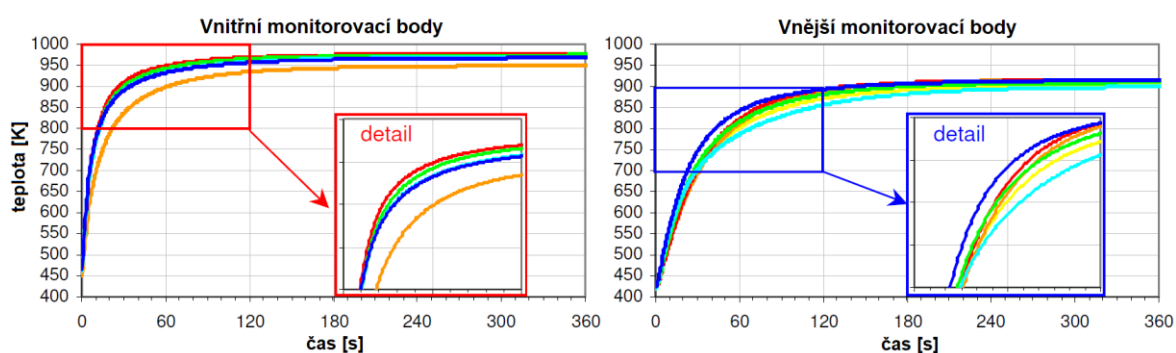


Obr. 9 Rozmístění monitorovacích bodů v řezu B-B a v obou geometriích [9]

Z obr. 10, resp. grafu průběhu teplot v daných bodech, je vidět, že bod C se ohřívá mnohem rychleji než bod B, který je umístěn přímo na „jazyku“. Tento jev vyplývá z dříve popsaného mixování proudů, které podporuje skrze turbulenci přestup tepla do stěny v oblasti až za „jazykem“, kde se bod C nachází. Následující body se ohřívají oproti C pomaleji. Čím dále se totiž horký plyn při oběhu turbínového kola dostane, tím ztratí větší část tepla, což zpomaluje ohřívací proces.

V případě vnějších monitorovacích bodů (obr. 10), tak nejdříve dosáhne ustálené teploty bod F následovaný E, D, C a B, je to dáno hlavně zmenšující se vzdáleností mezi vnitřním a vnějším rádiusem od B až po F.

Dle [9] geometrie I vykazuje kvalitativně stejné chování jako geometrie II. Avšak poukazuje také na to, že na rychlosti dosažení ustálené teploty má vliv hlavně teplota spalin a tloušťka stěny. Dalším ovlivněním na geometrii II jsou úchyty pro ochranný kryt, ty jsou umístěny poměrně blízko k bodu E, a tím zpomalují lokální ohřívání či chladnutí. Celkově tedy vyvozené závěry jsou, že teplotní gradienty jsou větší pro proces ohřívání, na který je navázáno s napětíovou analýzou [9].



Obr. 10 Vývoj teploty v čase na vnitřních a vnějších monitorovacích bodech (ohřev geometrie II) [9]

4 Ukázkový případ 2

Pro další ukázkou CFD analýzy s důrazem na tepelné děje byla do této kapitoly vybrána studie [11] se zaměřením na prototyp deskového tepelného výměníku. Tyto tepelné výměníky se hojně využívají pro ohřívání, chlazení a tepelně-regenerační aplikace v chemickém, potravinářském a farmaceutickém průmyslu, a to zejména pro jejich vysokou účinnost, flexibilitu a snadnou sanitaci.

Obecně se skládají z několika tepelně vodivých kovových plátů, které jsou pospojovány na sebe do jednoho celku tak, že mezi jednotlivými pláty vznikají kanály umožňující proudění média. Rozložení teplých a studených proudů závisí na počtu kanálů mezi dvěma deskami. Počet kanálů určuje profil okolních desek a tvar těsnění, proto je možné setkat se s nepřehledným množstvím konfigurací [11, 12].

Ve studii je nepřímě řečeno, že obvykle používaná zjednodušení modelů pro deskové výměníky ve formě 1D proudění s konstantním rychlostním profilem v průřezu kanálu a ve formě rovnoměrného proudění ve všech částech výměníku (velikost i směr vektoru rychlosti jsou identické v každém místě proudového pole [13]), jsou nerealistická a nemusí v praxi obstát. Navzdory tomu bylo i s tímto modelem v práci [11] počítáno. Za účelem přesného modelování toku a přestupu tepla ve vnitřních prostorech výměníku bylo zapotřebí využití nástrojů CFD, které mimo jiné dokážou brát v potaz předpoklad, že během procesu dochází k významnému nánosu nečistot na aparaturu, např. při pasterizaci mléka, i když v tomto případě s vodou jako médiem se nánosy nečistot nepředpokládají.

V rámci [11] byl CFD model použit pro simulaci proudění a přestupu tepla ve čtyřkanálovém výměníku s rovinnými pláty, a to ve dvou konfiguracích (paralelní a sériové). Geometrie 3D modelu výměníku zahrnovala soustavu vtokových a výtokových kanálů, samotné pláty a kanály mezi nimi. Model byl vytvořen primárně za předpokladu rozdílného toku mezi jednotlivými kanály a nerovnoměrného proudění v kanálech. Zároveň místo nastavení odhadu teploty plátů jako okrajové podmínky byl prostup tepla přímo modelován.

Další data v [11] byla ale také získána z již zmíněného zjednodušujícího modelu pro 1D proudění s uvažovaným konstantním rychlostním profilem v určitém průřezu kanálu (1D plug-flow model) [14]. Veškerá výstupní data byla na závěr porovnána s experimentálními výsledky.

Z rovnic (6) a (7) a na základě výstupních hodnot z experimentu, CFD analýzy a z 1D modelu se provedl výpočet pro získání predikovaného tepelného toku ve výměníku, který následně posloužil jako porovnávací prvek jednotlivých zkoumání.

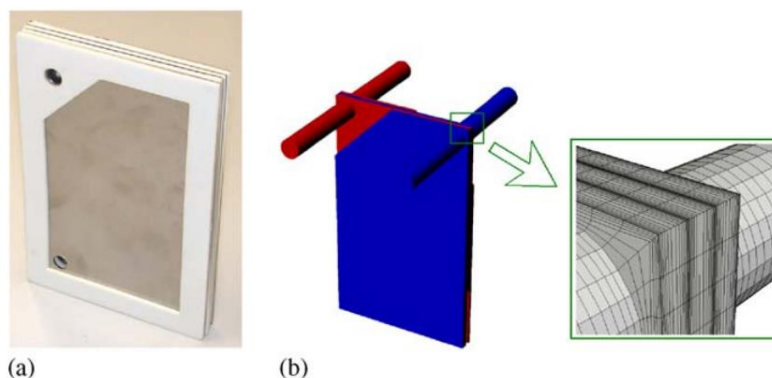
$$\dot{Q}_{hot} = \dot{m}_{hot} \cdot c_{p,hot} \cdot (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{cold} = \dot{m}_{cold} \cdot c_{p,cold} \cdot (T_{cold,out} - T_{cold,in}), \quad (7)$$

kde \dot{Q} je tepelný tok z teplé (hot), resp. do studené (cold), vody; \dot{m} je hmotnostní tok; c_p měrná tepelná kapacita pro střední teplotu proudu; T_{in} a T_{out} jsou teploty vody na vstupu a výstupu [11].

4.1 CFD model

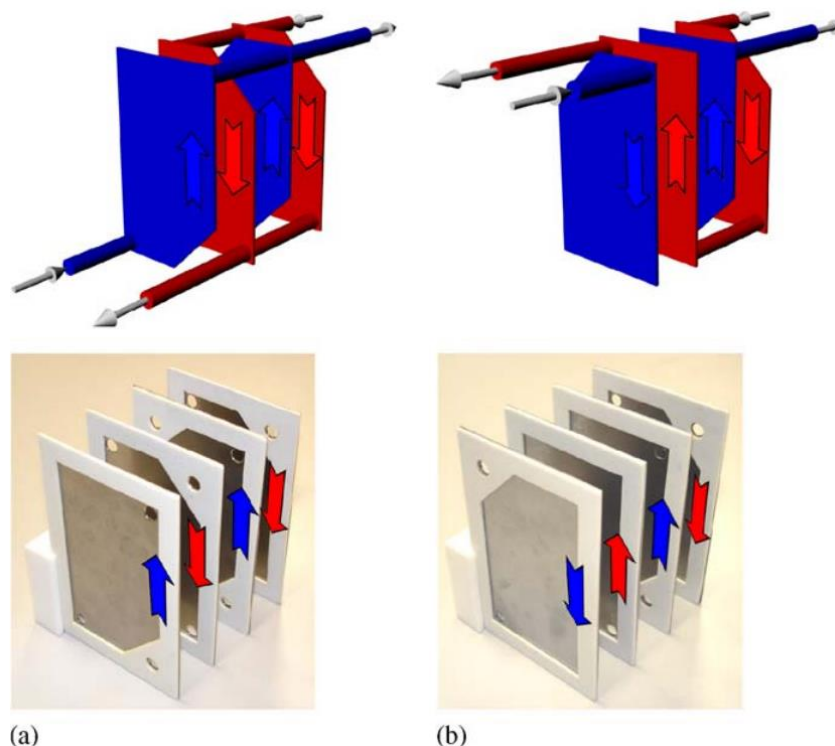
Na obr. 11 je vyobrazen model s detailem sítě tekutinové domény, která se skládá přibližně z milionu hexahedrálních (šestistěnných) buněk. Druhá část obrázku ukazuje sestavený celek plátů pro experimentální ověření simulace.



Obr. 11 (a) soubor plátů použitý pro experiment, (b) CFD reprezentace domény tekutiny pro konfiguraci sériového toku s detailem sítě [11]

Ukázka dvou konfigurací výpočetní tekutinové domény pro simulaci je vidět na obr. 12. První konfigurace počítá s paralelním tokem, kdy médium proudí v sobě si odpovídajících kanálech pro teplou, resp. studenou, tekutinu teoreticky souběžně ve stejném směru, tedy paralelně (obr. 12a), zatímco při druhé, sériové (obr. 12b), konfiguraci protéká kanály určenými pro teplou, resp. studenou, tekutinu postupně. Pro lepší názornost je model vyobrazen v „rozpadu“ a rozšířené podobě bez tepelně vodivých plátů.

Jako okrajové podmínky pro simulaci posloužily rychlosti teplé i studené tekutiny na vstupech. Teploty tekutin na vstupu byly zadány podle experimentálních dat. Na výstupech byl předepsán tlakový výstup [11].



Obr. 12 „Rozpad“ CFD tekutinové domény a experimentálního souboru plátů pro (a) paralelní uspořádání a (b) sériové uspořádání [11]

Kovové pláty byly modelovány jako tenká stěna s tepelným odporem odpovídajícím 1 mm tloušťky nerezové ocelové stěny, zatímco všechny vnější stěny byly modelovány jako adiabatické [11]. Doména tekutiny pro všechny simulace vlastnostmi odpovídala vodě se závislostí hustoty, měrné tepelné kapacity, vazkosti a tepelné vodivosti na teplotě podle vztahů z [15].

Kromě modelu laminárního proudění se využilo i několika modelů turbulence, $k-\varepsilon$ model se standardními stěnovými funkcemi a $k-\varepsilon$ model s tzv. vylepšenými stěnovými funkcemi (Enhanced Wall Treatment). Sice bylo verifikováno, že proudění uvnitř výměníku je veskrze laminární, ale stále vznikaly oblasti s turbulentním charakterem proudění, obzvláště pak kolem vstupů a výstupů do kanálů. Aby došlo ke korektnímu modelování proudění a tepelného přestupu, byl nakonec zvolen $k-\varepsilon$ model turbulence s vylepšenými stěnovými funkcemi, což znamená, že pomocí modelu bylo řešeno proudové pole až ke stěně bez pomoci klasických stěnových funkcí založených na vzdálenosti od stěny.

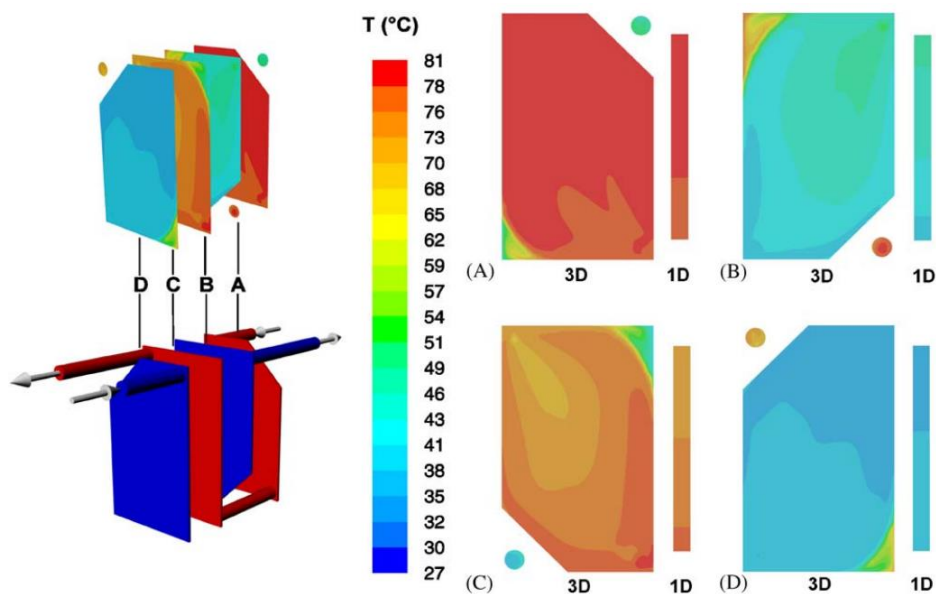
Kromě toho byly experimentální hodnoty teplot v lepší shodě s teplotami získanými pomocí tohoto modelu [11].

Také bylo provedeno ověření vlivu sítě na simulaci. Postupně se snižovala velikost buňky, dokud požadovaná výsledná hodnota nezůstala konstantní. Jako tato srovnávací hodnota posloužila střední teplota na výstupu [11].

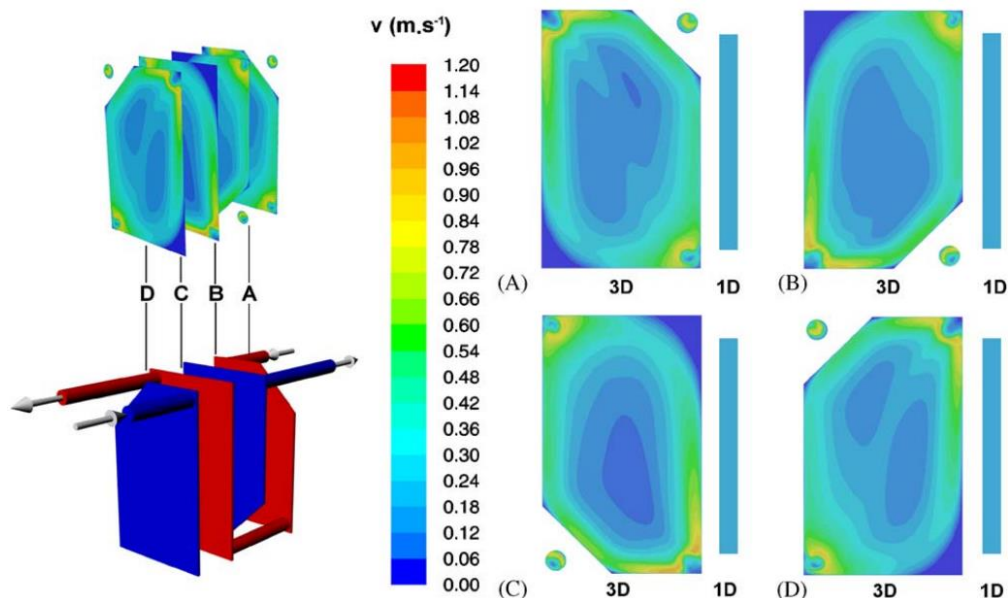
4.2 Porovnání výsledků případu 2

Jedním z plusů CFD je detailní analýza teplotního nebo rychlostního pole přímo uvnitř deskového tepelného výměníku, z pohledu možnosti využití výměníků je to pak výhodné např. kvůli určení stagnačních oblastí s vysokou teplotou, které jsou možnými indikátory regionů, kde by mohlo docházet k usazování nežádoucích látek. Příklad teplotního a rychlostního pole s jedním z mnoha nastavení okrajových podmínek dosaženého CFD analýzou deskového výměníku je na obr. 13 a obr. 14.

Predikce tepelného toku získaného pomocí CFD v rámci [11] byla srovnávána také s predikcí podle výše poznamenaného 1D modelu s všeobecnou konfigurací dle [15]. Jelikož primárním cílem této diplomové práce není pojednání o 1D modelech, jsou zde z důvodu doplnění uvedeny jen stručné informace.



Obr. 13 Rozložení teploty vody ve střední rovině kanálu se sériovým uspořádáním výměníku [11]



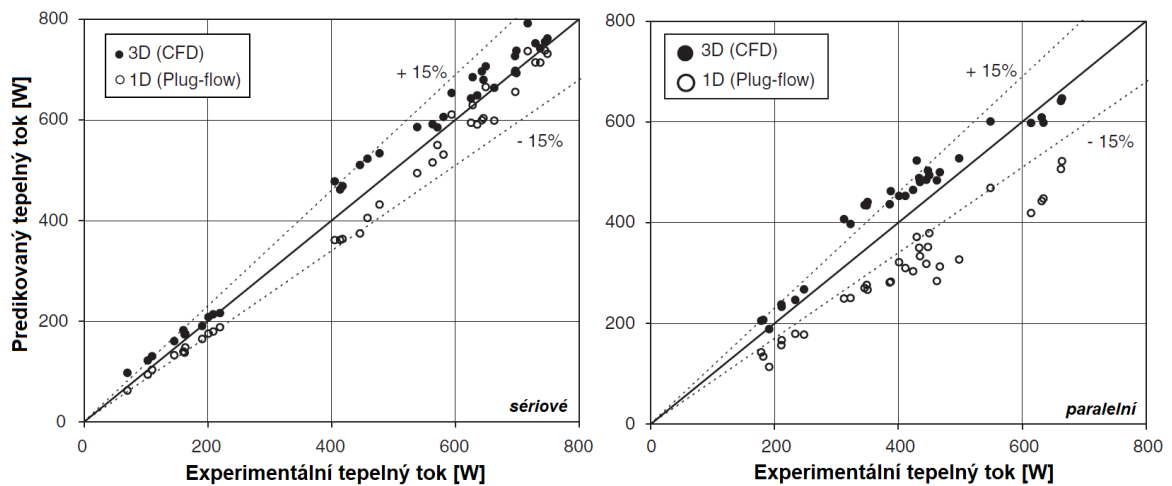
Obr. 14 Rozložení rychlosti ve střední rovině kanálu se sériovým uspořádáním výměníku [11]

Tento 1D model umožňuje zjistit rozložení teploty podél kanálu a také určit střední hodnotu součinitele přestupu tepla pomocí korelace. Avšak pouze za určitých předpokladů, jimiž jsou hlavně konstantní rychlostní profil v kanálu, konstantní součinitel přestupu tepla na celé oblasti výměníku, rovnoměrné proudění, žádné tepelné ztráty, popř. zanedbání tepelné výměny ve směru proudění [15]. Model funguje na principu nastavení parametrů tepelného přestupu tak, aby data získaná z mnoha experimentů při různých konfiguracích byla co nejlépe proložena právě tímto modelem. Z takového proložení byl vyvozen závěr, že pokud se data skládala z experimentu pouze o jedné konfiguraci, byl model potvrzen jako dobře nastavený. Ovšem pokud se data sesbírala z různých konfigurací, potom docházelo ke značným odchýlkám mezi predikovaným a experimentálním tepelným tokem. Z toho plyne, že rozložení rychlosti a součinitele přestupu tepla musí nutně záležet na konfiguraci výměníku. Proto by následné korelace pro určení součinitele přestupu tepla nemusely adekvátně reprezentovat všechny možné konfigurace. Výstupní teploty vody z tohoto 1D modelu určily skrze vztahy (6) a (7) predikovaný tepelný tok [11].

Na obr. 15 je do grafů vyneseno celkové porovnání tepelných toků získaných jako střední hodnota mezi \dot{Q}_{hot} a \dot{Q}_{cold} pomocí experimentu, CFD simulace a 1D modelu. V případě sériového uspořádání je střední chyba predikovaného tepelného toku jak pro CFD simulaci, tak pro 1D model 8 %. Pro paralelní uspořádání je ale chyba již výraznější, u CFD 12 %, u 1D modelu 8 %.

pro 1D model až 25 %. Protože sériové uspořádání nepodléhá tak nerovnoměrnému rozložení toku mezi pláty, odpovídají tomu i velikosti chyb [11].

Z grafů (obr. 15) lze také vypočítat trend, že hodnoty získané z CFD jsou konzistentně vyšší než ty experimentální, to je způsobeno způsobem modelování vnějších stěn jako adiabatických. Tím byly zamezeny ztráty do okolí. Na druhé straně pro 1D model je trend opačný, tedy hodnoty jsou převážně nižší než hodnoty experimentální. Tato systematická chyba vzniká právě kvůli nerealistickým předpokladům užitých v modelu. V [11] je také upozorněno na to, že chyby 1D modelu jsou zcela zřejmě závislé na provozních podmínkách, což u 3D nejsou. A právě nezávislost chyb na provozních podmínkách je obecně v simulacích více než žádána.



Obr. 15 Porovnání experimentálních a simulačních výsledků pro tepelné toky; vlevo sériová konfigurace, vpravo paralelní konfigurace [11]

Dříve na obr. 13 a obr. 14 jsou mimo jiné zobrazena pole pro 1D model, kde si je potřeba uvědomit, že 1D model bere v úvahu pro přestup tepla pouze vzdálenost mezi vstupem a výstupem do kanálu a také řečený předpoklad uniformního rychlostního profilu podél kanálu, což je vidět i na obr. 14.

Sice chyby mezi CFD a 1D modelem nejsou tak výrazné, ale potřebný vysoký počet experimentů s mnoha konfiguracemi bezpochyby hovoří v nevýhodu pro 1D model, obzvláště pak dnes, kdy výpočetní technika umožňuje velmi pokročilé a komplexní simulace [11].

5 Důlní závěsná dráha

Z důvodu seznámení se s okolnostmi, se kterými jsou přímo i nepřímo spjaty požadavky, z nichž vychází zadání této diplomové práce, byla zařazena právě tato kapitola.

Důlní prostřední je poměrně specifické prostředí, které si vyžaduje i specifickou techniku, ať už kvůli okolním podmínkám, tak kvůli nárokům na práci. Obvykle jsou v dolech k vidění speciální stroje, bez kterých by důlní činnost a její správný chod neprobíhal příliš hladce. Takovými typickými stroji, s nimiž se téměř nelze setkat v běžném provozu, mohou být např. dampr s pevným rámem, buldozéry, vrtací soupravy, grejdry a mnoho dalších. Mimo jiné právě mezi ně spadá i závěsný důlní vlak, viz obr. 16, který reprezentuje jeden z několika transportních systémů dolu a se kterým je úzce spjata i tato práce. Transportní systémy patří ostatně k nejdůležitějším podpůrným procesům ve fungování dolu a mohou zásadně ovlivnit jeho produktivitu [16, 17].



Obr. 16 Příklad závěsného důlního vlaku [17]

Závěsné lokomotivy, resp. závěsné důlní vlaky, patří mezi nejbezpečnější, nejekonomičtější a nejrozšířenější přepravní prostředky v dolech. Díky jejich bezpečnosti a spolehlivosti jsou velmi efektivním a plynulým nástrojem jak pro přepravu lidí, tak pro přepravu různých druhů technologického či pracovního materiálu. Jejich užitečnost se projevuje zejména na

dlouhých úsecích v důlních tunelech, které jsou stísněné (v průřezu $\geq 8 \text{ m}^2$) a mohou dosahovat sklonu až $\pm 30^\circ$, což ve výsledku přináší významně levnější alternativu ke klasické pozemní dopravě „po kolech“ s potřebnou plochou průřezu tunelu $\geq 18 \text{ m}^2$ a sklonem do 15° , a tím přispívají k udržení provozních nákladů na nižších hladinách. Mezi další výhody závěsných důlních vlaků se řadí jejich dlouhodobá využitelnost a možnost instalace tak, že ve valné většině není zapotřebí zasahovat do již implementované transportní infrastruktury. Toto tvrzení je podtrženo tím, že sestavení, rozebrání či údržba samotné dráhy pro závěsný vlak má minimální dopad na důlní a geologické vlivy ve srovnání s ostatními druhy přeprav. Navíc jedna přepravní jednotka závěsného vlaku bývá v průměru o polovinu lehčí než klasické pozemní důlní jednotky, což s sebou nese výhody v podobě menší zátěže a tím i ušetření za transport masy samotného vlaku [17, 18].

K pohonu závěsných důlních lokomotiv se využívají převážně diesellové pohonné jednotky, elektrický pohon nebo pohon z baterií a jsou navrženy do velmi specifických podmínek, jaké v dole panují, např. nutná redukce spalin [17, 18]. Ostatně z přísných podmínek pro provoz stroje v důlním prostředí a požadavku na jejich dodržení vychází i tato práce.

Práce v dolech je objektivně poměrně nebezpečná, během těžby se totiž mohou uvolňovat plyny, které jsou nejen toxické, ale v určité koncentraci tvoří se vzduchem hořlavé až výbušné směsi. Jenom počet obětí důsledkem explozí v dolech se pohybuje v řádech desetitisíců po celém světě [19, 20].

Ke vznícení takovéto směsi (v dolech nejčastěji vzduch s metanem) je potřeba ji vystavit iniciačnímu zdroji. Zápalné zdroje se z hlediska identifikace pohybují mezi dvěma póly. Na jedné straně např. elektrická jiskra je sice rozměrově velmi malá, ale s vysokou teplotou může být velkým zdrojem tepelné energie. Na druhé straně protipólem k elektrické jiskře může být ohřátý volný povrch tělesa, který za normálních okolností nedosahuje takových teplot, tedy i přenosu tepelné energie na jednotku plochy, ale pokud je povrch dostatečně velký, celkové množství sděleného tepla může být dostačující pro iniciaci zážehu. Pokud má tedy zdroj příhodnou kombinaci mezi prostorovou velikostí a schopností předat dostatečné množství energie, pak by mohl způsobit zážeh. Je však zřejmé, že jestli je zdroj schopen iniciace, bude záležet na okolních podmínkách a na konkrétní směsi. Z tohoto důvodu je nutné mít veškeré části strojů, které generují teplo a které jsou v přímém styku s okolním vzduchem, dobře navržené [20].

6 Praktická část

6.1 Popis problému

Praktická část této práce je zaměřena na numerickou CFD simulaci za použití komerčního softwaru Ansys Fluent s důrazem na tepelné děje v turbodmychadle, které by mělo být využito v důlní závěsné lokomotivě. Tato lokomotiva je ve své podstatě hybrid, který je kromě spalovacího motoru doplněn o pomocnou elektrickou pohonnou jednotku. S odkazem na dřívější text, který popisuje problematiku důlního prostředí, jsou nejen na turbodmychadlo, ale i na všechny ostatní díly stroje, kladeny významné požadavky. Tím nejvýznamnějším pro tuto práci je stanovená maximální teplota povrchů majících potenciál k přímému kontaktu s okolní atmosférou, která z důvodů zejména metanových výparů a zplodin může být explozivní.

Je zřejmé, že lokomotiva jako sestava různých dílů má celou řadu součástí v teoreticky přímém kontaktu s okolní atmosférou dolu, a proto jejich kompletní CFD analýza by vyšla na velmi rozsáhlý dokument. Z toho důvodu jsou jednotlivé části řešeny separátně a pro tuto práci bylo zadáno turbodmychadlo, které je navíc pro snazší splnění podmínky maximální povrchové teploty primárně chlazené vodou.

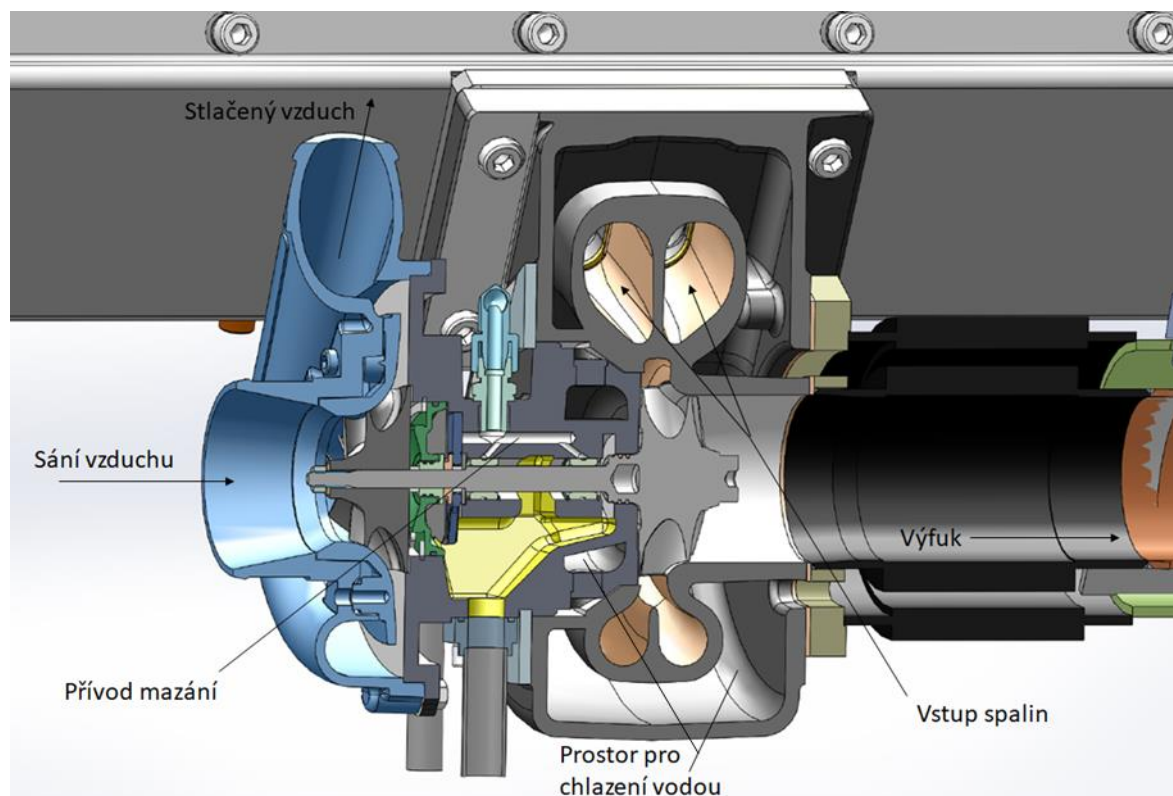
Hlavními cíli analýzy je tedy kromě určení rozložení povrchových teplot také jejich interpretace ve formě posouzení, zda za daných podmínek je voda schopna uchládit turbodmychadlo pro splnění limitu teplot. Také vzhledem k dříve uvedenému předpokladu, že CFD nástroje jsou i častým doplňkem k experimentům, lze tuto simulaci využít k vytipování kritických míst s potenciálem k dosažení vysokých povrchových teplot. Na tyto lokace by se potom měl experiment zaměřit zevrubně [21].

6.2 Princip a geometrie

Turbodmychadlo je prvek zvyšující celkový výkon motoru na poměrně jednoduchém principu. Při zachování stejných rozměrů motoru umožňuje ve spalovací komoře spálit větší množství kyslíku obsaženého ve směsi s palivem, a právě tím zvýšit celkový výkon motoru. Více kyslíku dostupného pro spálení se docílí jednoduchým stlačením vzduchu pomocí kompresorového kola, které je uloženo na stejné hřídeli jako hnací turbína poháněná energií výfukových spalin [22, 23].

Turbodmychadlo se skládá tedy ze tří hlavních částí, kromě turbínové s uložením turbíny a kompresorové s uložením kompresorového kola ještě z ložiskové. Ta spojuje turbínovou a kompresorovou část a zajišťuje uložení společné hřídele zpravidla v kluzných ložiscích, které jsou vzhledem k možným extrémním pracovním podmínkám (vysoké otáčky při vysokých teplotách) neméně podstatnou částí celého turbodmychadla [23, 24].

Na obr. 17 je schematicky zobrazen řez modelem sestavy poskytnuté [21] jako vstupní geometrie do analýzy. Popisky zjednodušeně ukazují oblasti průchodů tekutin.



Obr. 17 Řez sestavou turbodmychadla a navazujícími členy [21]

Jak již bylo podotknuto, tak za primární chlazení je zde považováno chlazení vodou. Ale jelikož na turbínovou skříň přímo navazují další části, je nutné počítat i s vedením tepla právě do těchto navazujících částí. V případě ložiskové skříň hraje také roli mazací olej, který je přiváděn k ložiskům a je v nezanedbatelném kontaktu se stěnami skříň. Toto mazání tedy představuje jakési pomocné chlazení. Dalším významným chlazením je přirozená konvekce na povrchu všech stěn, které jsou v kontaktu s okolní atmosférou.

6.3 Zadané vstupní a výstupní parametry

Veškeré následující hodnoty uvedené v této kapitole byly zadány [21] jako vstupní parametry pro simulaci. Tyto byly následně zadávány v rámci okrajových podmínek.

Pro spalovací motor jsou zadané hodnoty následující:

Zdvihový objem	$V_{zd} = 6,8 \text{ l}$
Jmenovité otáčky	$n = 2000 \text{ ot/min}$

Pro ostatní pevné části je dáno:

Otáčky hřídele turbodmychadla	$n_{TD} = 12000 \text{ ot/min}$
Maximální možná povrchová teplota	$T_{max} = 120 \text{ °C}$
Absolutní tlak před turbínou	$p_1 = 2 \text{ bar}$
Absolutní tlak za turbínou	$p_2 = 1,1 \text{ bar}$
Absolutní tlak za kompresorem	$p_k = 1,9 \text{ bar}$

Do úlohy vstupují celkem čtyři druhy tekutin, se kterými je při simulaci počítáno. Hodnoty jednotlivých tekutin jsou následující:

a) Mazací olej

Mazací tlak	$p_{oil} = 5 \text{ bar}$
Teplota na vstupu	$T_{1oil} = 85 \text{ °C}$
Maximální teplota na výstupu	$T_{2maxoil} = 120 \text{ °C}$
Odhad průtoku	$Q_{oil} = 0,1 \text{ l/min}$

b) Spaliny

Vstupní teplota	$T_1 = 900 \text{ °C}$
Absolutní tlak před turbínou	$p_1 = 2 \text{ bar}$

c) Voda

Vstupní teplota	$T_{1H_2O} = 45 \text{ °C}$
-----------------	-----------------------------

Maximální výstupní teplota $T_{2max_{H_2O}} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$

Odhad průtoku $Q_{H_2O} = 1 \text{ l/s}$

d) *Okolní vzduch*

Teplota $T_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Vlhkost $8 - 21 \text{ g/kg}$

Pro simulaci bylo také určeno, že probíhá při nulové rotaci kol, potažmo hřídele [21].

6.4 Dopočet dalších fyzikálních vstupních veličin

Pro kompletnost všech údajů, které by mohly být zaneseny do okrajových podmínek, bylo zapotřebí některé veličiny ještě dopočítat. Následující hodnoty včetně vzorců a výpočtů také byly dodány [21], pouze některé parametry byly zpřesněny, aby nepodléhaly takovému zaokrouhlení.

6.4.1 Dopočet pro vzduch

Jestliže předpoklad pro tlak za kompresorem je $p_k = 190\,000 \text{ Pa}$, potom pro hustotu stlačeného vzduchu za kompresorem při uvažování jeho teploty $T_0 = 313 \text{ K}$ platí

$$\rho_{vz} = \frac{p_k}{rT_0} = \frac{190\,000}{287 \cdot 313} = 2,115 \text{ kg/m}^3, \quad (8)$$

kde r je měrná plynová konstanta vzduchu.

Tentýž stlačený vzduch za kompresorem má objemový tok

$$\dot{V}_{vz} = 0,5 \cdot \frac{n}{60} V_{zd} = 0,5 \cdot \frac{2000}{60} \cdot 6,8 = 0,1132 \text{ m}^3/\text{s}, \quad (9)$$

kde konstanta 0,5 značí, že celý jeden pracovní cyklus čtyřdobého motoru se vykoná za dvě otáčky klikového hřídele.

Z objemového toku se již jednoduchým přenásobením hustotou získá tok hmotnostní.

$$\dot{m}_{vz} = \rho_{vz} \dot{V}_{vz} = 2,115 \cdot 0,1132 = 0,24 \text{ kg/s.} \quad (10)$$

Další z předpokladů je, že stejný hmotnostní tok prochází i výfukovým potrubím, jelikož tok paliva lze zanedbat [21].

6.4.2 Dopočet pro spaliny

Spaliny vystupující z hlavy motoru mají dle zadání [21] teplotu $T_1 = 900 \text{ °C}$ a následně expandují na turbíně. Tam dochází k vykonání práce a k jejich ochlazení dle vzorce

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1173 \left(\frac{1,1}{2} \right)^{0,231} = 1022 \text{ K,} \quad (11)$$

kde $\kappa \doteq 1,3$ představuje Poissonovu konstantu pro víceatomový plyn. Jelikož ale v (11) není zahrnuta termodynamická účinnost turbodmychadla, která byla určena na 70 %, bude teoretická teplota po expanzi dána jako

$$T_{2teor} = T_1 - (T_2 - T_1) \cdot 0,7 = 1067 \text{ K} = 794 \text{ °C.} \quad (12)$$

Výsledný rozdíl teplot dán vztahem

$$\Delta T = T_1 - T_{2teor} = 900 - 794 = 106 \text{ °C} \quad (13)$$

určuje ale ochlazení spalin pouze expanzí, v reálném případě bude ochlazení z důvodu odvedení části tepla do vody a do okolního materiálu větší.

6.5 Příprava modelu

Příprava modelu neboli tzv. preprocessing je v pořadí jednotlivých procesů v rámci CFD analýzy umístěn na předních příčkách. Zahrnuje v sobě různé procesy příprav modelu pro hladký průběh výpočtu. Těmito procesy je zpravidla úprava geometrie, generování sítě, nastavení materiálových vlastností a okrajových podmínek. Pro relevantní výsledky simulace je bezpodmínečně nutný kvalitní preprocessing, protože výsledky jsou jen tak kvalitní, jak dobře je provedena příprava modelu [25, 26].

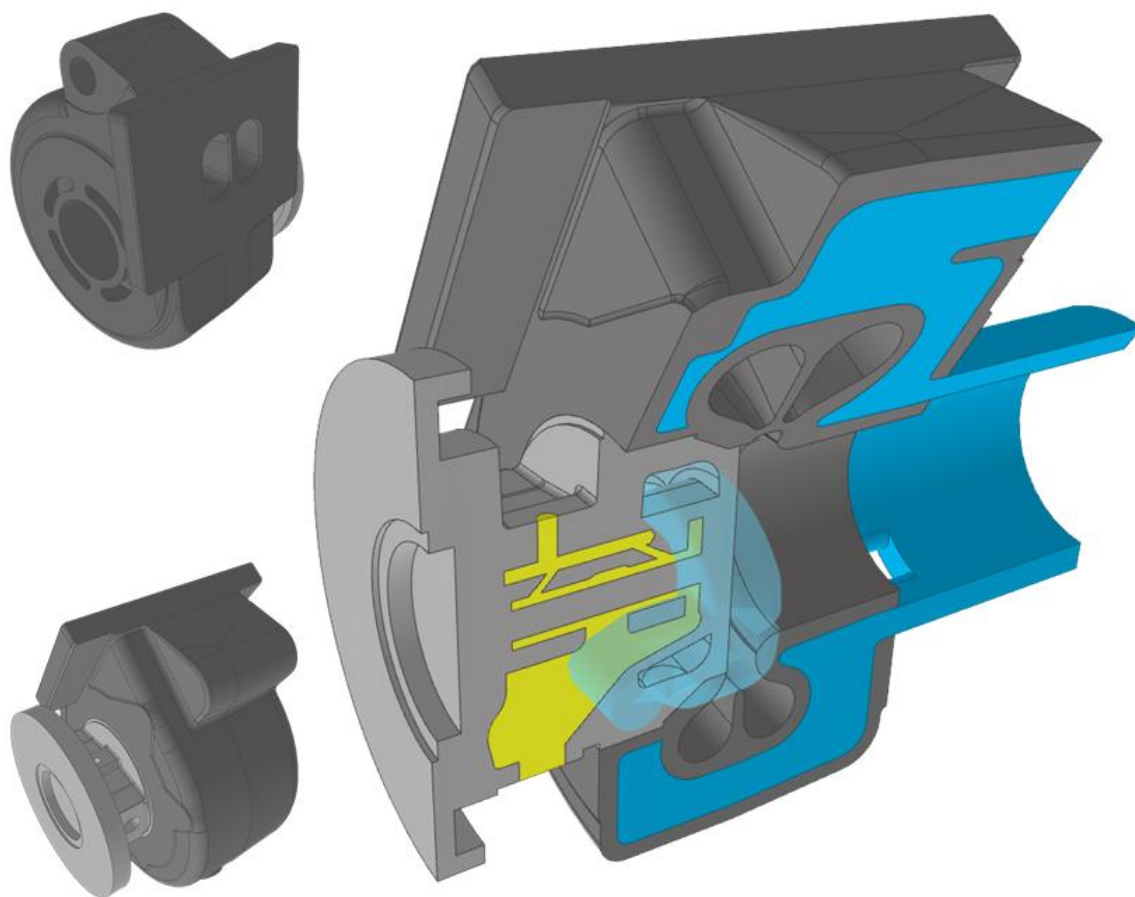
6.5.1 Úprava a zjednodušení geometrie

Vhodná úprava geometrie se zpravidla dělá kvůli ušetření času při následné tvorbě sítě a výpočtu, a to i na úkor vnesení jisté chyby do výsledku. Spočívá ve „vyčištění“ a zjednodušení původní geometrie, tzn. např. úplné vynechání celků a dílů prvotní geometrie, které buď vůbec, nebo jen zanedbatelně ovlivňují zkoumanou oblast právě v takových dějích, jaké jsou předmětem zkoumání. Další úpravou může být odstranění nepodstatných zaoblení či zaslepení děr, které taktéž nehrají velkou roli v proudovém nebo jiném poli. Výsledkem by ale měl být model bez prázdných oblastí, bez překrývajících se, volných nebo neuzavřených ploch a hran. Všechny tyto zásahy do původní geometrie vedou k redukci celkového počtu elementů nutného k vytvoření sítě, a tím i snížení celkového počtu řešených rovnic, potažmo výpočetního času [25, 26].

V této analýze turbodmychadla byl zásah do geometrie poměrně výrazný – jednak byla geometrie velmi komplexní s větším počtem prvků nepodstatných pro CFD simulaci a jednak také z důvodu omezené výpočetní kapacity. Obrázek upravené geometrie, která byla použita jako výchozí pro výpočet, je na obr. 18. Barevně tam jsou zvýrazněny i domény tekutin, které byly do výpočtu zahrnuty – žlutě mazací olej, který má vstup dle obrázku ze shora do ložiskové skříně, průhledná modrá zvýrazňuje oblast chladící vody v ložiskové skříně a světle modrá naopak oblast vody protékající turbínovou skříně s přívodem v horní části a výtokem do opláštění výfuku.

Při srovnání obr. 17 a obr. 18 je vidět rozsah úprav geometrie. Došlo k odstranění celých součástí, jako je třeba hlava motoru, výfuk, přívodní a odvodní vedení mazacího oleje, kompresorová skříně, různé spojovací prvky a další. Díry po šroubech byly zaslepeny, některá zaoblení na vnějších plochách zrušena. V oblasti „střev“ ložiskové skříně byly prakticky všechny komponenty kvůli snadnějšímu vytvoření sítě sloučeny do jednoho celku typu solid. Ložiska byla odstraněna z důvodu velmi malých rozměrů prostoru určeného pro mazání. Pokud by k tomuto nedošlo, mohly by nastat značné komplikace při procesu tvorby sítě.

Navíc podle zadání [21] měla být simulace provedena při nulové rotaci hřídele, což s ohledem na velmi složitou geometrii pro generování sítě vedlo k odstranění turbínového a kompresorového kola.



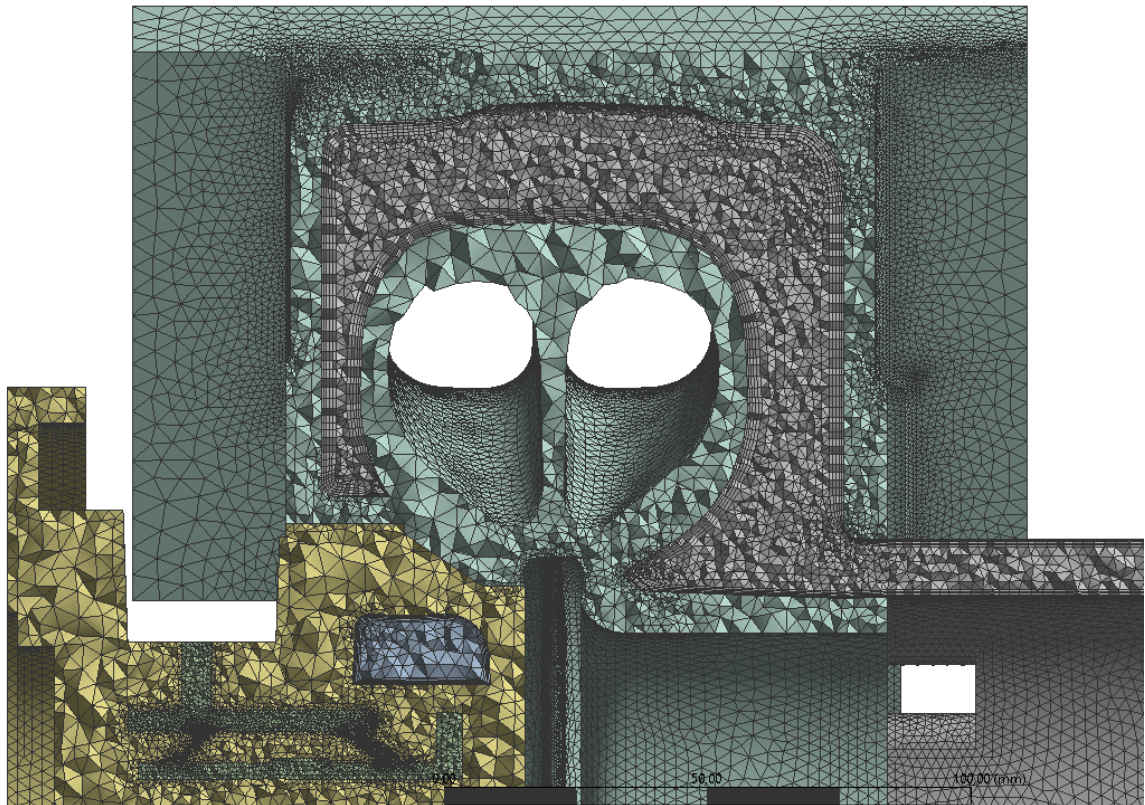
Obr. 18 Řez upravenou geometrií turbodmyhadla s barevným vyznačením tekutinových domén (žlutá – olej; modrá – voda v turbínové skříni; průhledná modrá – voda v ložiskové skříni). V levé části obrázku je celkový pohled na turbodmyhadlo bez tekutinových domén.

6.5.2 Tvorba sítě

Hlavní část úlohy byla počítána na síti tvořené čtyřstěny – tetrahedry, běžně označované jako tetrahedrální síť, o které bude informovat i tato kapitola. I když byl vliv sítě na výsledek také zkoumán, konkrétnější detaily oněch příslušných sítí jsou zahrnuty až dále v samostatných kapitolách.

Síť byla tvořena s velkou limitací výpočetního výkonu, což se odrazilo i na její celkové kvalitě. Celá síťovaná oblast tvořená doménami z obr. 18 (olej, voda v ložiskové a turbínové skříni, ložisková a turbínová skříň) byla nahrazena přibližně 5,95 miliony tetrahedrálních a prizmatických buněk (tvaru hranolu) s celkovou kvalitou větší než 0,1. Kvalita jednotlivých elementů může být popsána několika parametry. Konkrétně tento poskytuje jakousi kombinovanou metriku kvality buňky na škále od 0 do 1 založenou na poměru mezi objemem konkrétní buňky a délkami jejích hran. Pro buňku tvaru ideální krychle odpovídá kvalita přesně 1, zatímco hodnota 0 značí její nulový objem [27].

Nižších hodnot kvality dosahují prizmatické buňky využitě v mezní vrstvě chladící vody, ostatní tetrahedrální buňky přesahují v naprosto drtivé většině (skoro 90 % z veškerého počtu elementů) celkovou kvalitu 0,5. Na obr. 19 je vidět řez turbodmychadlem pro detail tetrahedrální sítě, ze kterého jsou vidět i oblasti velkého zahuštění buněk z důvodů pokrytí složité geometrie.



Obr. 19 Detail tetrahedrální sítě

6.5.3 Zvolené materiály a jejich parametry

Protože ze zadání plyne pouze typ tekutiny, resp. pevné látky, byly materiálové vlastnosti ve většině případů ponechány takové, jaké nabízí předdefinovaná knihovna od Ansys Fluent. S odkazem na dřívější text a na [21] vstupují do analýzy tedy dva typy tekutin, voda jako primární chlazení a olej jako mazací i částečně chladící prostředek, a pevná látka tvořící veškerou doménu typu solid, čímž je litina. Pro jednoduchost byly také všechny charakteristiky zvoleny jako konstantní v průběhu celého výpočtu. Jejich konkrétní hodnoty použité v simulaci jsou uvedeny ve výčtu níže.

a) *Voda*

Hustota	$\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$
Měrná tepelná kapacita	$c_p = 4182 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 0,6 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
Dynamická vazkost	$\eta = 0,001003 \text{ Pa} \cdot \text{s}$

b) *Litina*

Hustota	$\rho = 6999,3 \text{ kg/m}^3$
Měrná tepelná kapacita	$c_p = 499,6 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 60 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$

Uvedené charakteristiky odpovídají litině pro běžné použití s označením EN GJL – 100.

c) *Mazací olej*

Hustota	$\rho = 819,3 \text{ kg/m}^3$
Měrná tepelná kapacita	$c_p = 1845 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 0,145 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
Dynamická vazkost	$\eta = 0,04323 \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Charakteristiky odpovídají oleji typu SAE 10W – 60 dle [28] a jsou vztaženy k teplotě 70 °C.

6.5.4 Okrajové podmínky

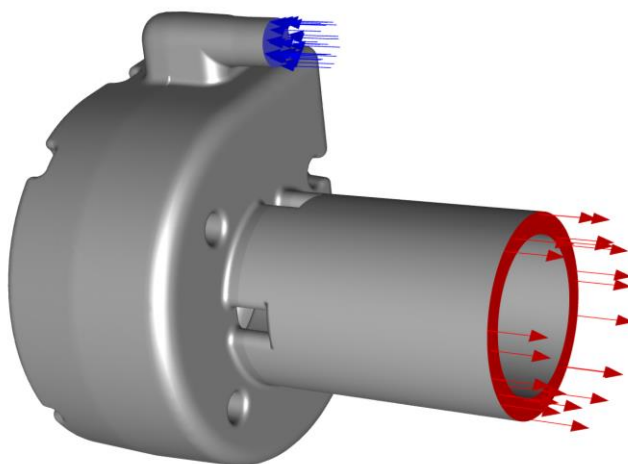
V návaznosti na kapitulu o základním principu CFD je zřejmé, že pro uzavření soustavy diferenciálních rovnic řešících danou úlohu je nutné definovat okrajové podmínky. Ty vnášejí do výpočetního modelu vliv okolí a můžou být klasifikovány v několika kategoriích. První kategorie se týká ploch vstupu a výstupu, kdy se na příslušných plochách nastavuje teplota, rychlost, nebo tlak apod. Druhá kategorie je aplikována na stěny, ta zaručuje na kontaktu stěny a tekutiny stejné rychlosti obou domén, nebo určuje konkrétní hodnotu rychlosti tekutiny v blízkosti stěny. Poslední kategorie dává možnost využít symetrie či

periodicity, u které už z názvu vyplývá podstata – zjednodušení domény a výpočetní náročnosti na základě uspořádání geometrie [29].

Zde použité okrajové podmínky jsou následující.

6.5.4.1 Chladící voda v turbínové skříni

Okrajové podmínky pro doménu chladící vody turbínové skříně byly předepsány na plochy vstupu a výstupu dle obr. 20, kde modré šipky znázorňují plochu vstupu a červené plochu výstupu. Také byl předpokládán výtok vody do okolní atmosféry o teplotě 40 °C. Konkrétní umístění této domény v rámci celého turbodmychadla lze vypořadovat z obr. 18 (světle modrá oblast).



Obr. 20 Vyznačení ploch, na kterých jsou aplikovány okrajové podmínky pro vodu v turbínové skříni (modrá – vstup, červená – výstup).

Na vstupní ploše byly aplikovány tyto podmínky:

Hmotnostní tok 0,9982 kg/s

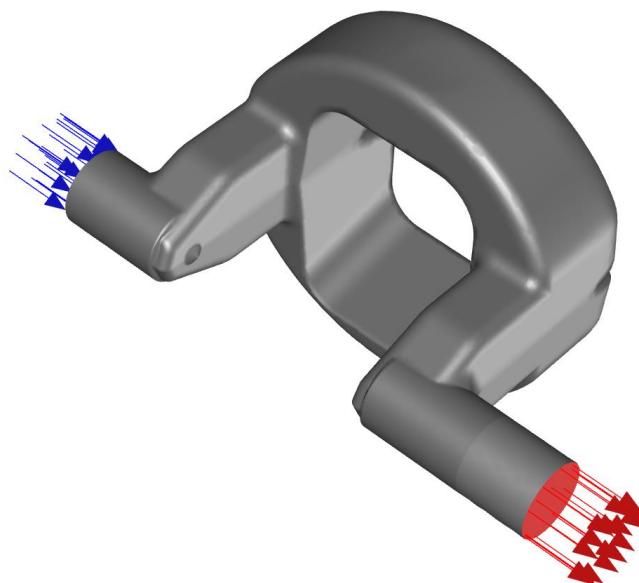
Teplota vody 45 °C

Na výstupní plochu byla aplikována tato podmínka:

Tlakový výstup 101 325 Pa

6.5.4.2 Chladící voda v ložiskové skříni

Na plochy připadající oblasti s vodou v ložiskové skříni (obr. 21) byly aplikovány typově prakticky stejné okrajové podmínky jako v předešlé sekci, včetně předpokladu výtoku do okolní atmosféry o teplotě 40 °C. Konkrétní umístění této domény v rámci celého turbodmychadla lze vypořizovat z obr. 18 (průhledně modrá oblast).



Obr. 21 Vyznačení ploch, na kterých jsou aplikovány okrajové podmínky pro vodu v ložiskové skříni (modrá – vstup, červená – výstup).

Na vstupní ploše byly aplikovány tyto podmínky:

Hmotnostní tok 0,1996 kg/s

Teplota vody 45 °C

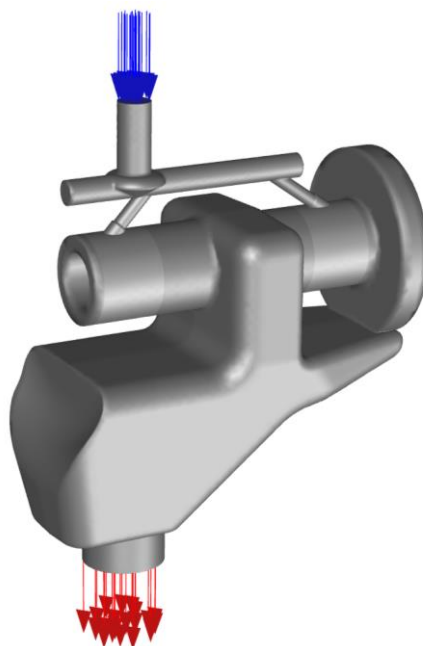
Na výstupní plochu byla aplikována tato podmínka:

Tlakový výstup 101 325 Pa

6.5.4.1 Mazací olej

V případě mazání byl uvažován zjednodušující předpoklad, že celá komora pro olej je jím plně vyplněna, což v reálném případě nemusí být úplná pravda. I na vstupní a výstupní plochy náležící třetí oblasti tekutiny (obr. 22) byly předepsány typově stejné okrajové

podmínky, opět s předpokládaným výtokem do okolní atmosféry o teplotě 40 °C. Konkrétní umístění této domény v rámci celého turbodmychadla lze vypořizovat z obr. 18 (žlutá oblast).



Obr. 22 Vyznačení ploch, na kterých jsou aplikovány okrajové podmínky pro olej (modrá – vstup, červená – výstup).

Na vstupní ploše byly aplikovány tyto podmínky:

Hmotnostní tok 0,0013655 kg/s

Teplota oleje 85 °C

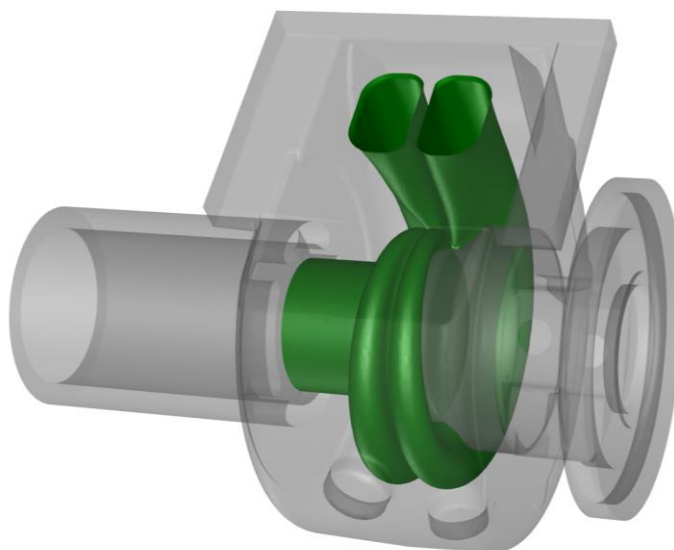
Na výstupní plochu byla aplikována tato podmínka:

Tlakový výstup 101 325 Pa

6.5.4.2 Stěny v kontaktu se spalinami

Na obr. 23 jsou zeleně vyznačeny plochy, na které jsou aplikovány okrajové podmínky popsané v této kapitole. Na začátku praktické části bylo v textu pojednáváno o ochlazení spalin během průchodu turbínou, jednak samotnou expanzí na turbíně, jednak odevzdáním tepla chladicí vodě skrze stěny turbodmychadla. Jelikož popis proudového pole spalin není

ze zadání nutné znát detailně, byl zvolen z důvodu usnadnění výpočtu následující přístup definice okrajových podmínek, který nevyžaduje vygenerování sítě na doméně spalin.



Obr. 23 Kontaktní plochy spalin (zeleně) s turbodmychadlem, na kterých jsou definovány okrajové podmínky.

6.5.4.2.1 Konvektivní přestup

Na všechny kontaktní stěny byl předepsán přestup tepla konvekcí, z principu nucenou konvekcí, a to z maximální konstantní teploty spalin 900 °C. Protože během průchodu spalin dochází postupně k jejich ochlazení, je tento přístup z hlediska bezpečnosti výpočtu legitimní, je totiž na hraně takového extrému, který by teoreticky v reálném případě neměl nastat.

Ansys Fluent počítá hustotu konvektivního tepelného toku dle poměrně jednoduché rovnice

$$\dot{q} = \alpha(T_{ext} - T_w), \quad (14)$$

kde T_w je teplota na stěně a T_{ext} je uživatelem zadaná externí teplota. Kromě závislosti hustoty tepelného toku na diferenci teplot, záleží také na součiniteli přestupu tepla α [27]. Problémem v (14) je právě určení koeficientu α , který je funkcí mnoha proměnných, zejména typu příslušné tekutiny a jejich vlastností, panujících podmínek v samotném proudění, resp. v mezní vrstvě, která je ovlivněna geometrií nebo i drsností povrchu, či podstatou samotného proudění [30, 31].

Pro simulace, ve kterých je uvažována konvekce jako okrajová podmínka, se obvykle předem předpokládá znalost součinitele přestupu tepla α s typickými hodnotami uvedených

v tabulce 1 [30]. Lehce odlišné hodnoty α uvádí i [31], podle kterých interval pro volnou i nucenou konvekci v kapalinách začíná na mírně nižších hodnotách, 10, resp. 50. Pro kapaliny zde nebyly ale použity žádné okrajové podmínky tohoto typu, proto tato odlišnost není tak podstatná.

Tabulka 1 Typické hodnoty součinitele přestupu tepla [30]

Proces		Hodnoty α [$W/(m^2 \cdot K)$]
Volná konvekce	Plyny	2 – 25
	Kapaliny	50 – 1 000
Nucená konvekce	Plyny	25 – 250
	Kapaliny	100 – 20 000
Konvekce s fázovou přeměnou	Var nebo kondenzace	2 500 – 100 000

K bližšímu určení součinitele přestupu tepla lze užít s jistou rezervou rovnic, které se sice z velké části zakládají na empirii, ale lze se z nich za pomoci podobnostních čísel dobrat pro nějaké jednoduché případy geometrií konkrétního čísla koeficientu α . Jednoduchými případy je myšleno např. proudění v potrubí kruhového i nekruhového průřezu, obtékání desky, válce nebo soustavy válců apod. [31].

Geometrie oblasti, ve které proudí spaliny turbodmychadlem, je ale velmi složitá a komplexní (obr. 23). Proto pro velmi hrubý odhad součinitele α by spirálovitá oblast mohla být nahrazena potrubím s kruhovým průřezem tak, aby průtočná plocha potrubí odpovídala jakési odhadnuté střední ploše průřezu, kterým spaliny procházejí turbodmychadlem. Hmotnostní tok spalin by byl zachován a délka náhradního kruhového potrubí by byla stanovena jako odhadnutá střední vzdálenost, kterou spaliny teoreticky urazí po celém oběhu kolem turbínového kola a následném výfuku až do oblasti mimo turbínovou skříň. Fiktivní potrubí využitě k aproximaci by tedy mělo průměr $d = 0,1 \text{ m}$ a délku $l = 0,5 \text{ m}$.

Do rovnic k určení součinitele α vstupují skrze podobnostní čísla materiálové vlastnosti spalin. Dle [32] lze však pro výpočet se spalinami od dieselového motoru užít vlastnosti vzduchu. Chyba spojená se zanedbáním produktů spalování by obvykle neměla přesáhnout 2 %. Materiálové vlastnosti spalin byly tedy nahrazeny vlastnostmi vzduchu z [32] při teplotě 1200 K a tlaku přibližně 1 bar, jelikož z přiložených materiálových tabulek v [33] je vidět, že potřebné parametry se i s rozdílem tlaku, jakým je 1 a 10 bar, mění zanedbatelně, někdy dokonce zůstávají neměnné.

Součinitel přestupu tepla se získá z definice Nusseltova čísla (Nu), pro které jsou i sestaveny empirické rovnice, do nichž vstupuje Reynoldsovo (Re) a Prandtlovo (Pr) číslo. Při použití vlastností pro vzduch, resp. spaliny, z [32] a za předpokladu fiktivního kruhového potrubí s hmotnostním tokem spalin ze zadání mající rozměry popsané výše, by podobnostní čísla byla následující

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = 6,4 \cdot 10^4, \quad (15)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} = 0,7098, \quad (16)$$

kde u je rychlost, d průměr fiktivního potrubí, ν kinematická vazkost, c_p měrná tepelná kapacita, η dynamická vazkost, λ součinitel tepelné vodivosti [31].

Pro střední Nusseltovo číslo Nu_m dle [31] dále platí

$$Nu_m = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right) (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}} \right], \quad (17)$$

kde l je délka fiktivního potrubí a pro ξ platí

$$\xi = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2}. \quad (18)$$

Z klasické definice Nusseltova čísla lze tedy již dostat požadovaný součinitel tepelného přestupu jako

$$\alpha = \frac{Nu_m \cdot \lambda}{d} \doteq 132,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}). \quad (19)$$

Rovnice (17) a (18) mají omezený obor platnosti daný rozsahem $10^4 \leq Re \leq 10^6$; $0,1 \leq Pr \leq 1000$; $\frac{d}{l} \leq 1$ a platí pro oblast plně vyvinutého turbulentního proudění. Číselné rozsahy platnosti jsou splněny a také lze předpokládat, že tok spalin bude mít již charakter plně vyvinutého turbulentního proudění [31].

Při získání součinitele přestupu tepla skrze rovnice je velmi nepříjemným faktem jejich omezenost a pro tento případ obrovská míra aproximace a zjednodušení. Z toho důvodu byl nakonec v CFD analýze aplikován odlišný přístup.

Stále byla ponechána konstantní teplota spalin napříč turbodmychadlem, ale konkrétní hodnota součinitele α byla zvolena z příslušného intervalu dle tabulky 1. Při prvotním, výchozím, výpočtu odpovídala nižší hodnotě z intervalu a následně byl zkoumán její vliv na výsledné teplotní pole.

Prvotně aplikované okrajové podmínky na stěny dle obr. 23 v rámci konvekce ze spalin byly následující:

$$\alpha = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}),$$

$$T_{ext} = 900 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Vliv součinitele α na výsledné teplotní pole povrchu turbodmychadla bude diskutován v textu později.

6.5.4.2.2 Radiace

Energie přenášená vyzařováním se netýká jen pevných látek, ale také kapalin a plynů. I když je většina plynů na rozdíl od kapalin vzhledem k tepelné radiaci nečinných, takže nevyzařují ani neabsorbují radiační energii, existují výjimky, např. oxid uhličitý nebo uhelnatý, uhlovodíky, vodní páry, amoniak a pár dalších. Ty vyzařují a absorbují energii jen na určitých vlnových délkách. Navíc, je-li plyn schopný vyzařovat a absorbovat energii, její sdílené množství nezáleží jen na teplotě, ale také na geometrickém tvaru tělesa, které plyny zaujímají [30, 31].

Jestliže mezi povrchem a sousedící tekutinou dochází k výměně tepelné energie radiací i konvekcí zároveň, lze celkovou hustotu tepelného toku popsat rovnicí

$$q = q_{konv} + q_{rad} = \alpha(T_{ext} - T_w) + \varepsilon\sigma(T_\infty^4 - T_w^4), \quad (20)$$

kde ε je emisivita zdroje, σ je Stefanova-Boltzmannova konstanta a T_∞ je teplota zdroje radiace [30, 31].

V případě, že zdroj radiace není součástí výpočetní domény, působí na doménu z vnějšku, počítá i Ansys Fluent na základě stejné rovnice (20). Jednoduše k tepelnému toku způsobenému konvekcí připočte tepelný tok způsobený radiací, který je vypočten skrze uživatelem zadané parametry emisivity zdroje ε a teploty zdroje T_∞ [27].

Jelikož jsou zde zdrojem radiace spaliny, o kterých z pohledu složení a materiálových vlastností není ze zadání nic známo, bylo určení konkrétní hodnoty emisivity provedeno na základě zdrojů pojednávajících o spalínách v obecných rovinách.

Spaliny z diesellových jednotek se skládají z molekul dusíku N_2 a kyslíku O_2 , oxidu uhličitého CO_2 , vodní páry H_2O a dalších škodlivin (oxid uhelnatý, oxidy dusíku, uhlovodíky, oxid siřičitý, různé pevné částice atd.), které jsou produktem nedokonalého spalování [34, 35].

Podíl jednotlivých látek ve spalínách může variovat, ale výrazně největší objemové zastoupení má dusík následovaný oxidem uhličitým, vodními parami a nespáleným kyslíkem. Zbytek látek je z hlediska objemové koncentrace v naprosté minoritě, takže pro určení celkové emisivity spalin je lze zanedbat. Konečná objemová koncentrace nezanedbatelných složek ve směsi závisí převážně na zatížení motoru, proto se její typické hodnoty pohybují v intervalech pro

oxid uhličitý CO_2	2 – 12 % (objemových),
vodní páry H_2O	2 – 12 % (objemových),
kyslík O_2	3 – 17 % (objemových),
dusík N_2	doplňk do 100 % (při zanedbání minoritních složek).

Jelikož kyslík a dusík spadají do skupiny jednoduchých plynů, které jsou v radiaci nečinné, budou mít z dané směsi na výslednou emisivitu vliv pouze oxid uhličitý a vodní páry, ty již radiační záření absorbují i emitují [31, 35].

Pro určení celkové emisivity spalin byla zvolena metoda založená opět na empirických a zjednodušujících vztazích, resp. grafech. Hned na začátku výpočtu je nutné provést pár předpokladů – spaliny obsahují po 8 objemových procentech oxidu uhličitého i vodních par, dále není uvažován tlakový spád na turbíně, ale je zvolen jen střední tlak $p_m = 1,55 \text{ bar}$, ten následně bude ovlivňovat výslednou emisivitu.

Veškeré vzorce pro výpočet emisivity vycházejí z [31] a určujícím vztahem je

$$\varepsilon = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - (\Delta\varepsilon)_g, \quad (21)$$

kde ε je celková emisivita spalin, ε_{H_2O} emisivita pouze vodní páry, ε_{CO_2} emisivita pouze oxidu uhličitého a $(\Delta\varepsilon)_g$ korekční člen pokrývající překryv individuálních emisních pásem zúčastněných plynů.

V této metodě má na dílčí hodnoty emisivit jednotlivých plynů vliv kromě teploty i jejich parciální tlak a tzv. ekvivalentní rádius s_{eq} . Tento člen zohledňuje již zmíněný geometrický vliv domény spalin na emisivitu. Umožňuje na základě aproximační rovnice

$$s_{eq} = 0,9 \cdot \frac{4V}{S} \quad (22)$$

určit pro obecnou geometrii ekvivalentní poloměr polokoule s daným plynem, která by měla absorbovat stejné množství radiace jako původní geometrie s objemem plynu V a obsahem ploch S obklopujících plyn (redukce na polokouli se provádí především díky relativně jednoduchým definicím vztahů potřebných k popisu přenosu radiální energie).

Potřebné parciální tlaky vodních par a oxidu uhličitého se v případě známých objemových koncentrací získají jednoduchým násobením celkového tlaku, resp. zde středního tlaku, p_m s příslušnou objemovou koncentrací [31].

V tomto případě zaujímají spaliny objem $V = 724\,252\text{ mm}^3$ a obsah kontaktních ploch s turbodmychadlem je $S = 86\,922\text{ mm}^2$, pak $s_{eq} \doteq 0,03\text{ m}$. Je-li uvažována zvolená koncentrace a střední tlak p_m , potom pro parciální tlak vodních par i oxidu uhličitého platí $p_{H_2O} = p_{CO_2} = 0,1085\text{ bar}$.

Se znalostí těchto parametrů je již možné z grafů v příloze A [31] určit emisivitu oxidu uhličitého $\bar{\varepsilon}_{CO_2}$ (obr. 38) a vodních par $\bar{\varepsilon}_{H_2O}$ (obr. 39). Problémem je, že grafy jsou konstruovány pro celkový tlak 1 bar . Vyčtené hodnoty z grafů je tedy nutné ještě korigovat dle [31] korekčními členy poplatným odlišnému tlaku, zde tlaku p_m .

a) Korekce emisivity vodních par

Pro emisivitu vodních par ε_{H_2O} vstupujících do rovnice (21) platí vztah

$$\varepsilon_{H_2O} = f_{p,H_2O} \cdot \bar{\varepsilon}_{H_2O}, \quad (23)$$

kde f_{p,H_2O} je korekční tlakový člen, $\bar{\varepsilon}_{H_2O}$ nekorigovaná emisivita vyčtená z grafu (Příloha A, obr. 39) pro celkový tlak 1 bar . Korekční tlakový člen emisivity vody je určen vztahem

$$f_{p,H_2O} = 1 + (A_{H_2O} - 1) \exp \left[-0,5 \left(\log \frac{0,132 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^2}{p_{H_2O} \cdot s_{eq}} \right)^2 \right], \quad (24)$$

kde T_g je teplota spalin v kelvinech a pro A_{H_2O} platí

$$A_{H_2O} = \frac{(1,888 - 2,053 \log \tau) p_m \left(1 + 4,9 \frac{p_{H_2O}}{p_m} \sqrt{\frac{273}{T_g}} \right) + 1,1 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^{-1,4}}{0,888 - 2,053 \log \tau + p_m \left(1 + 4,9 \frac{p_{H_2O}}{p_m} \sqrt{\frac{273}{T_g}} \right) + 1,1 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^{-1,4}}, \quad (25)$$

kde τ je závislé na teplotě spalin tak, že

$$\begin{aligned} \tau &= 0,75 \text{ pokud } T_g \leq 750 \text{ K} \\ \tau &= T_g/1000 \text{ pokud } T_g > 750 \text{ K.} \end{aligned} \quad (26)$$

V případě, že by hodnota f_{p,H_2O} získaná z rovnice (24) byla sama o sobě větší než A_{H_2O} , potom konečná hodnota korekčního členu je $f_{p,H_2O} = A_{H_2O}$.

Tato korekční metoda je platná pro tlaky $p > 1 \text{ bar}$ a doporučovaná pro tlaky $p \leq 100 \text{ bar}$ a pro teploty $T_g \geq 700 \text{ K}$ [31].

b) Korekce emisivity oxidu uhličitého

Totožným způsobem se provádí i korekce pro emisivitu oxidu uhličitého získanou z grafu (Příloha A, obr. 38), a to opět dle [31].

Pro emisivitu oxidu uhličitého ε_{CO_2} vstupujícího do rovnice (21) platí vztah

$$\varepsilon_{CO_2} = f_{p,CO_2} \cdot \bar{\varepsilon}_{CO_2}, \quad (27)$$

kde pro f_{p,CO_2} platí

$$f_{p,CO_2} = 1 + (A_{CO_2} - 1) \exp \left[-0,5 \left(\log \frac{B_{CO_2}}{100 \cdot p_{CO_2} s_{eq}} \right)^2 \right], \quad (28)$$

$$A_{CO_2} = \frac{\left[0,1 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^{-1,45} + 1 \right] p_m \left(1 + 0,28 \frac{p_{CO_2}}{p_m} \right) + 0,23}{0,1 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^{-1,45} + p_m \left(1 + 0,28 \frac{p_{CO_2}}{p_m} \right) + 0,23}. \quad (29)$$

Člen B_{CO_2} z rovnice (28) opět nabývá hodnot podle teploty spalin, a to

$$B_{CO_2} = 0,225 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^2 \text{ pokud } T_g \geq 750 \text{ K}$$

$$B_{CO_2} = 0,054 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^2 \text{ pokud } T_g \leq 750 \text{ K}. \quad (30)$$

Pokud je výsledné číslo f_{p,CO_2} z rovnice (28) vyšší než A_{CO_2} , potom $f_{p,CO_2} = A_{CO_2}$.

Tato korekční metoda může být aplikována v případech celkového tlaku $0 \leq p \leq 100 \text{ bar}$ a $T_g \geq 600 \text{ K}$ [31].

Z korigovaných emisivit je již možno získat konkrétní hodnotu výsledné emisivity spalin z rovnice (21). Člen $(\Delta\varepsilon)_g$ se taktéž určuje z grafu dle [31] (Příloha A, obr. 40), nicméně v tomto případě má téměř zanedbatelnou hodnotu.

Výsledná vypočtená emisivita spalin s určenou objemovou koncentrací 8 % oxidu uhličitého i vodních par je po dosazení (23) a (27) do (21)

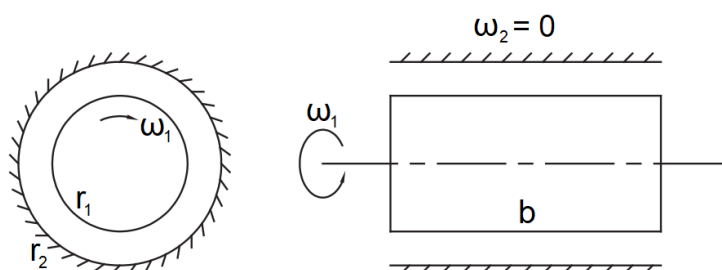
$$\varepsilon = 1,0435 \cdot 0,09 + 1,0244 \cdot 0,29 - 0,003 = 0,388.$$

Jelikož i zde je postup zatížen velkým množstvím aproximací, odhadů a chyb při odečítání z grafů, byla do prvotního výpočtu zadána emisivita $\varepsilon = 0,4$ určená pomocným výpočtem, viz výše, a následně byl zkoumán vliv emisivity na výsledné povrchové teplotní pole turbodmychadla. O tomto vlivu bude pojednáno až v následujících kapitolách této práce.

6.5.4.3 Generace tepelného toku v ložiskách

Vzhledem ke koncepci celé simulace, kdy ložiska byla vyjmuta z geometrie a výpočet probíhal při zastaveném hřídeli, je dobré vzít v potaz možnost významné generace tepla v kluzných ložiscích vlivem tření.

Alespoň k nějakému přiblížení realitě posloužilo nahrazení proudění oleje v ložiscích pomocí modelu Couettova proudění. Tato aproximace poskytuje nejjednodušší model pro analýzu přestupu tepla. Uplatňuje se tam, kde proudění probíhá mezi stěnami v těsné vzájemné blízkosti a za jejich relativního pohybu vůči sobě. V takovém případě výrazně převažují vazké efekty nad těmi setrvačnými, proto se v různé míře využívá v procesech spojených s mazáním, např. jako zde v kluzných ložiscích. Další velkou výhodou je, že díky zjednodušením a předpokladům lze pro toto proudění řešit Navierovy-Stokesovy rovnice analyticky [36, 37].



Obr. 24 Zjednodušený model ložiska [37]

Na obr. 24 je znázorněno schéma nahrazující ložisko v ložiskové skříni. Jednotlivé parametry byly buď přímo zadány (otáčky hřídele), nebo vyčteny z poskytnutého modelu sestavy turbodmychadla (geometrické rozměry) [21].

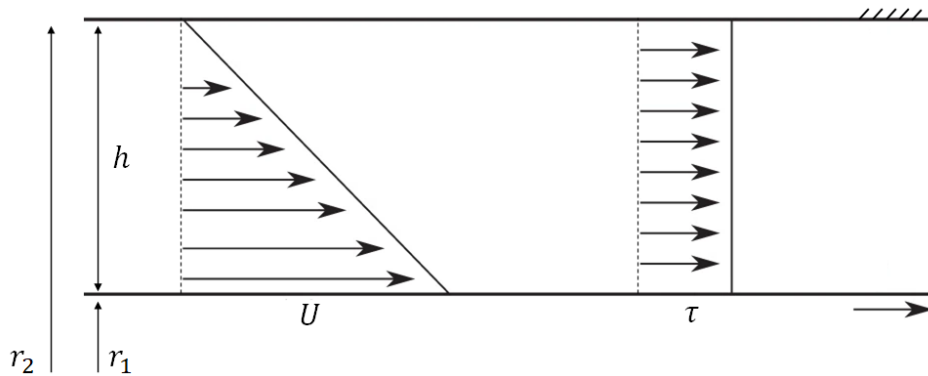
S odkazem na obr. 24 a při užití modelu Couettova proudění je uvažováno hned několik jevů. Výška štěrby vzniklá rozdílem poloměrů r_2 a r_1 je výrazně menší, než je rozměr oněch poloměrů, a je celá zalitá olejem. To umožňuje brát rychlostní profil vzniklý rotací vnitřní válcové plochy úhlovou rychlostí ω_1 jako lineární. Díky ulpívání tekutiny na stěně se rychlosti hřídele a oleje na vnitřním poloměru r_1 rovnají, a naopak rychlost oleje na vnějším poloměru r_2 je nulová. Čím více $\frac{r_1}{r_2} \rightarrow 1$, tím menší je chyba vzniklá linearizací rychlostního profilu. Pokud tedy $\frac{r_1}{r_2} = 1$, bude průběh rychlosti podél výšky štěrby přímo lineární a geometrie válců se chová stejně, jako by byly rozvinuty do rovinných plátů [37, 38].

Dále se také neuvažuje vliv okrajů vnitřního válce na proudění, tudíž jediná složka rychlosti je ta tangenciální. Navíc proudění je považováno za laminární. K užití předpokladu laminárního toku opravňuje Taylorovo číslo zapsané ve formě se středním poloměrem r_m .

$$Ta_m = \frac{\omega_1 (r_m)^{0,5} (r_2 - r_1)^{1,5}}{\nu}, \quad (31)$$

kde $r_m = \frac{r_1 + r_2}{2}$ a ν je kinematická viskozita mazacího oleje [37].

Pokud je Taylorovo číslo $Ta_m < Ta_{krit}$, potom se v Couettově proudění neobjeví nestability, které narušují laminární charakter. U úzkých štěrbin se stacionární vnější válcovou stěnou je považováno Taylorovo číslo za kritické při $Ta_{krit} = 41,19$. To je oproti Taylorovu číslu $Ta_m = 0,1504$ popisujícímu tento případ výrazně vyšší hodnota [37].



Obr. 25 Rychlostní profil (vlevo) a průběh tečného napětí (vpravo) Couettova proudění

Je-li ve štěrbině zanedbána křivost stěn a rychlostní profil je lineární (obr. 25), potom z Newtonova zákona viskozity vyplývá konstantní smykové napětí τ podél výšky štěrbin h , které má absolutní hodnotu

$$\tau = \frac{U}{h} \cdot \eta, \quad (32)$$

kde U je maximální rychlost kapaliny (odpovídá úhlové rychlosti hřídele) a η dynamická vazkost oleje.

Zmařený výkon, který se projevuje jako zdroj tepla, lze vyjádřit

$$P_z = M_k \cdot \omega_1. \quad (33)$$

Kroutící moment M_k lze popsat pomocí třecí síly působící na střední rozvinuté ploše a na rameni o délce poloměru r_m jako

$$M_k = F \cdot r_m = \tau \cdot 2\pi r_m b \cdot r_m = \frac{U}{h} \cdot \eta \cdot 2\pi r_m b \cdot r_m, \quad (34)$$

kde b je šířka ložiska a pro obvodovou rychlost U platí převod $U = \omega_1 \cdot r_1 = \frac{2\pi n}{60} \cdot r_1$.

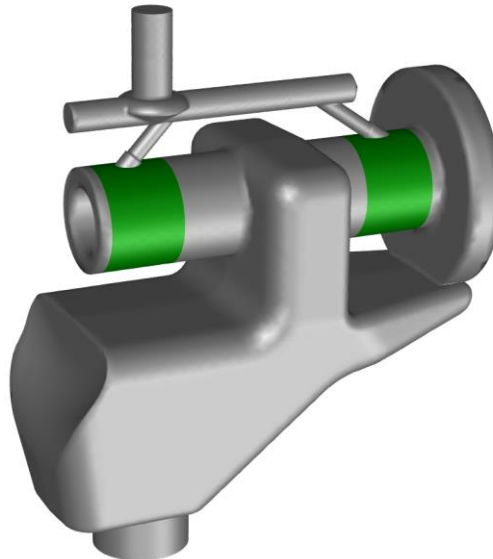
Zpětným dosazením (34) do (33) vzniká finální vzorec pro ztrátový výkon [38, 39]

$$P_z = \eta \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 r_1 \cdot \frac{b}{h} \cdot 2\pi r_m^2. \quad (35)$$

Vztáhne-li se ztrátový výkon na plochu ložisek s konkrétními rozměry dle zadání $r_1 = 4,98 \text{ mm}$; $r_2 = 5 \text{ mm}$; $b = 11,5 \text{ mm}$, je výsledná hustota tepelného toku zaokrouhlená na celé tisíce

$$\dot{q} = 85\,000 \text{ W/m}^2.$$

Tato hodnota je také aplikovaná jako okrajová podmínka hustoty tepelného toku na plochy v místech uložení ložisek, ty jsou vyznačeny na obr. 26 zeleně.



Obr. 26 Vyznačené plochy, na které je aplikována podmínka hustoty tepelného toku.

6.5.4.4 Konvekce mezi povrchem a okolím

Na veškeré volné povrchy, které by měly být v přímém kontaktu s okolní atmosférou, byla definována okrajová podmínka volné konvekce. K definici je nutné určit stejné parametry, jako tomu bylo při konvektivním přestupu tepla ze spalin, jelikož pro tuto podmínku je stále výchozím vztahem rovnice (14).

Ze stejného důvodu, jako je popsán v konvektivním přestupu tepla ze spalin, tj. složitost a nepraktičnost určení parametrů výpočtem, byl přímo zvolen součinitel přestupu tepla pro

volnou konvekci plynů z tabulky 1, a to s ohledem na bezpečnost raději na levé straně daného intervalu. Zde by teoreticky nemělo docházet k tak intenzivnímu ochlazení povrchu turbodmychadla okolním vzduchem o teplotě 40 °C.

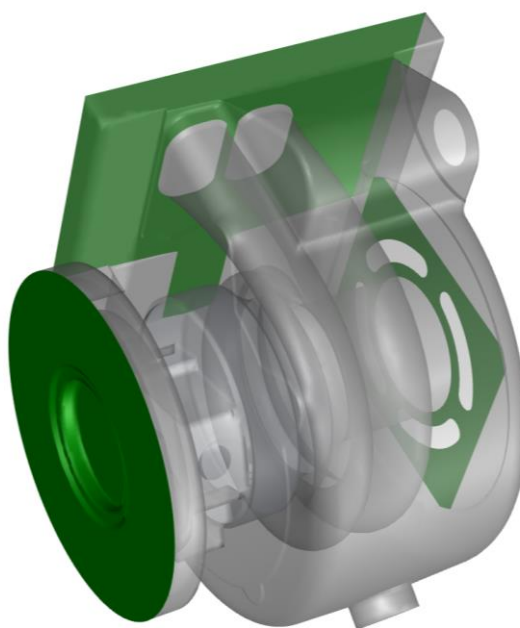
Zadané parametry nutné pro definici okrajové podmínky konvektivním přestupem byly následující:

$$\alpha = 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}),$$

$$T_{ext} = T_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

6.5.4.5 Kontaktní plochy se sousedními díly

Při „čistění“ a úpravě geometrie pro CFD simulaci byly úplně odebrány některé součástky, které jsou v přímém kontaktu se skříněmi turbodmychadla (výfukové potrubí, hlava válců a kompresorová skříň). Pro dodržení korektnosti by však tyto součástky měly být nahrazeny okrajovou podmínkou, která by předepisovala tepelný tok kontaktní stěnou. Všechny tyto plochy jsou zobrazeny na obr. 27.



Obr. 27 Zeleně vyznačené plochy, které jsou v kontaktu s vyjmutými součástkami z geometrie.

Problémem je nedostupnost alespoň nějakého přiblížení nebo odhadu těchto tepelných toků, protože bližší informace o sousedních dílech nejsou známy. Např. v kompresorové části při kompresi dojde ke stlačení a ohřátí nasátého vzduchu, a protože není známo žádné rozložení teplot v této části, nemůže být ani znám tepelný tok, natožpak jeho směr. Podobně tomu tak

je i u kontaktu s hlavou válců. Zde není zase známo, do jaké míry ohřeji již v motorové části spaliny okolí tohoto napojení. Hlava válců je sice podle modelu sestavy poskytnutého [21] také chlazená, ale intenzita chlazení není zadána.

U poslední plochy, kterou turbodmychadlo sdílí s výfukovým potrubím, lze alespoň předpokládat pravděpodobný směr tepelného toku, tedy z turbodmychadla ven. Pro velmi hrubý odhad, alespoň v jakých řádech by se tento tok mohl pohybovat, posloužila jednoduchá vedlejší CFD simulace. Skrze prvotní CFD analýzu celého turbodmychadla bez předepsaných tepelných toků na stěnách z obr. 27 byla zjištěna střední teplota \bar{T} kontaktní stěny s výfukem. Ta posloužila v druhé vedlejší simulaci jako okrajová podmínka, kdy byl simulován tepelný tok z kvádrů o konstantní střední teplotě \bar{T} do druhého kvádrů, který měl ovšem objem rovnající se objemu odebrané sousední části výfukového potrubí, a styčná plocha kvádrů velikostně odpovídala té kontaktní z původní simulace. Byla nastavena i konvektivní okrajová podmínka s okolním vzduchem o teplotě $T_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Z takovéto jednoduché simulace vyšla hustota tepelného toku řádově v jednotkách W/m^2 , která může být však zanedbána.

Kvůli výše popsaným důvodům bylo nakonec zamezeno tepelnému toku skrze všechny kontaktní stěny z obr. 27. Okrajová podmínka byla tedy nastavena jako

$$\dot{q} = 0 \text{ W}/\text{m}^2.$$

6.6 Nastavení výpočtu

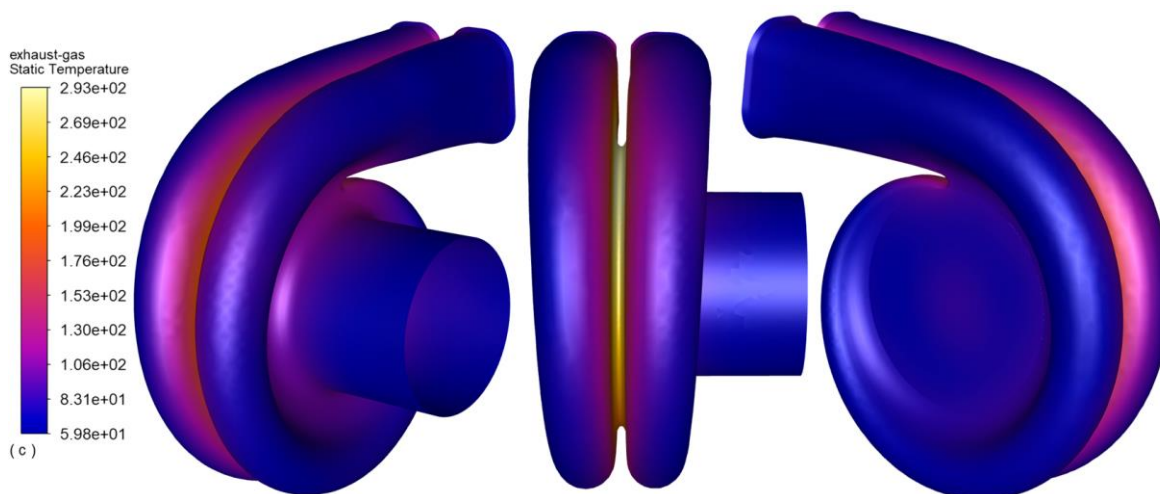
Proudová pole byla počítána pro obě domény chladicí vody a doménu oleje. Doména oleje byla nastavena s laminárním typem proudění, protože se zadanými hodnotami pro olej bylo Reynoldsovo číslo na vstupním kruhovém průřezu $Re \doteq 40$. Model turbulence byl zvolen jako $SST k - \omega$, jelikož zbytek tekutinových domén byl uvažován s turbulentním charakterem proudění.

Veškeré simulace probíhaly jako stacionární, s předpokladem nestlačitelnosti tekutin a bez uvažování fázové změny tekutin. Všechny materiálové charakteristiky byly brány jako konstantní. Celkový počet iterací byl takový, aby kontrolní parametry ustáleného stavu (např. průměrná povrchová teplota) zůstaly konstantní.

6.7 Vyhodnocení výsledků

V této kapitole a jejích podkapitolách budou zobrazeny výsledky CFD analýzy základní úlohy založené na síti a okrajových podmínkách popsanych výše.

6.7.1 Teplotní pole kontaktních ploch se spaliny



Obr. 28 Teplotní pole na plochách, které jsou v kontaktu se spaliny.

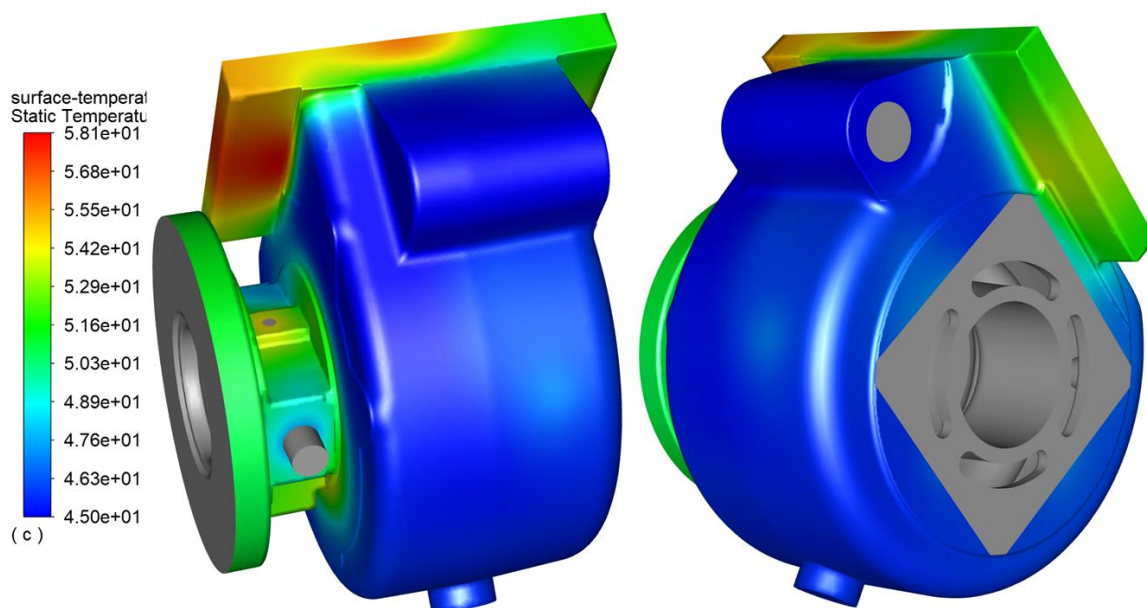
Na obr. 28 je zobrazeno rozložení teplot na plochách, které spaliny sdílí s turbínovou a ložiskovou skříní. Konvektivní přestup tyto stěny ohřeje v rozmezí přibližně 59,8 °C až 293 °C. Oblast nejvyšších teplot je v přepážce mezi dvěma náběžnými komorami, což přímo koresponduje s rozložením teplot popsaných v kapitole Ukázkový Ukázkový případ 1. V souladu je i místo maximální teploty, které je také v oblasti „jazyka“ turbodmychadla (Příloha B, obr. 41).

Naopak zóny s nižšími teplotami jsou při srovnání obr. 28 a obr. 18 tam, kde v blízkosti dochází přímo k omývání chladicí vodou, typicky výstup spaliny.

6.7.2 Rozložení povrchových teplot

Kontury teplotního pole turbodmychadla na povrchu, který je pravděpodobně v přímém kontaktu s okolní atmosférou v dole, jsou zobrazeny na obr. 29. Rozsah teplot se pohybuje v rozmezí přibližně 45 °C až po maximální teplotu 58,1 °C. Velká modrá oblast značící nižší teploty odpovídá části turbínové skříně, kterou protéká voda prakticky po celém obvodu

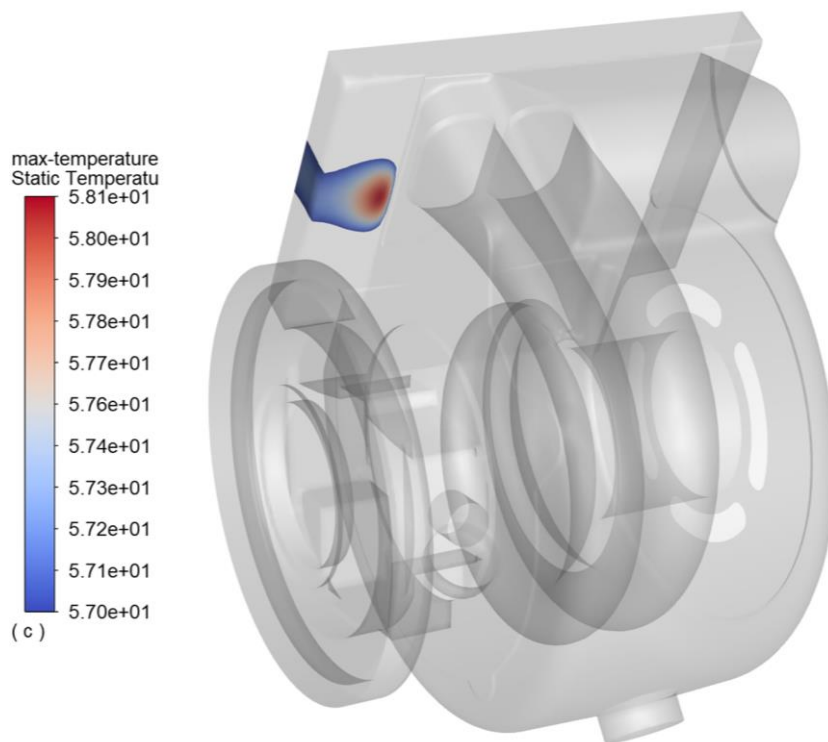
těsně pod povrchem. V ložiskové skříni je průtok chladicí vody konstruován tak, že poměrně dobře „odstíní“ tepelný tok od spalin, ale nedosáhne již do dalších částí směrem ke kompresorové části. Tam patrně převládá ohřev od oleje, a proto jsou povrchové teploty na ložiskové skříni o něco vyšší (uchlazení tepelného toku od spalin je dobře vidět např. v příloze B na obr. 42). Výsledky ukazují na to, že přestup tepla z kapalin bude mít oproti přestupu tepla ze spalin mnohem výraznější dopad na teplotní pole. To by odpovídalo i uvedeným hodnotám součinitele přestupu tepla α z tabulky 1, podle které mohou být hodnoty pro kapaliny i několikanásobně větší než pro plyny.



Obr. 29 Rozložení teplot na plochách v přímém kontaktu s okolní atmosférou

Maximum povrchové teploty, tedy $58,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, se objevilo dle obr. 30 na přírubách turbodmychadla, kam již chladicí voda nemá dostatečný přístup. Avšak lze říci, že podmínky maximální teploty $T_{max} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ nebylo za daných okolností zdaleka dosaženo.

Z celkového povrchu modelu turbodmychadla byly pro vykreslení kontur vyjmuty takové plochy, na které navazují další součásti. Tyto plochy, na obr. 29 vyznačeny šedě, by se teoreticky neměly dostat do styku se vzduchem, proto nejsou pro hodnocení podstatné. Nicméně jejich teplotu lze najít v příloze B na obr. 43, obr. 44 a obr. 45.



Obr. 30 Oblast maximální povrchové teploty

6.8 Ověření vlivu sítě

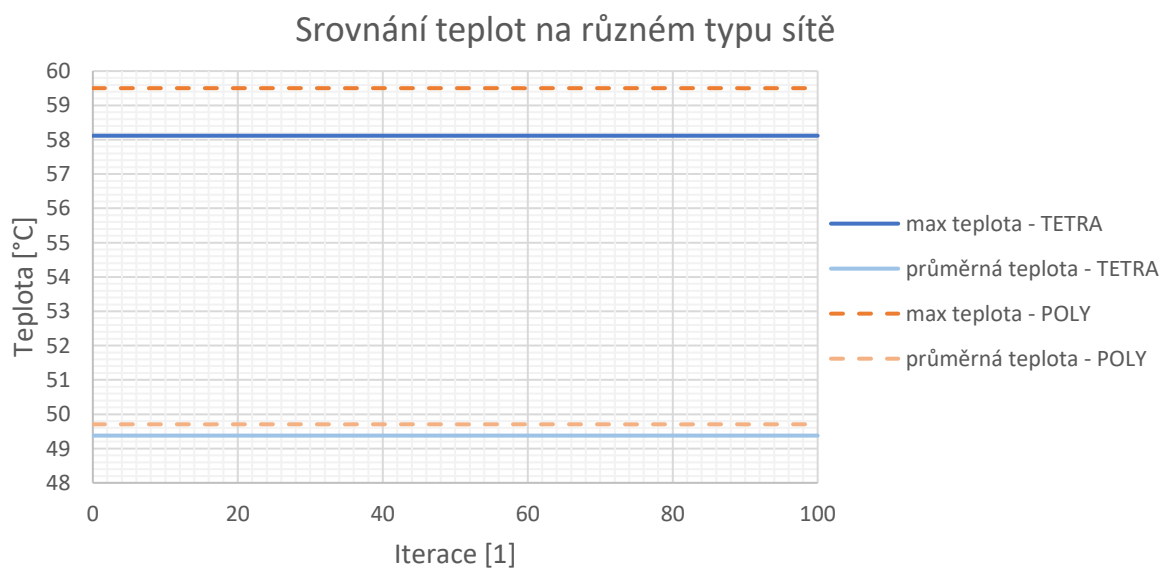
Pro zjištění vlivu sítě byl zvolen postup přes pomocný mezistupeň v podobě transformace sítě. Z důvodu omezeného výpočetního výkonu byla síť z výchozí úlohy, kterou tvoří převážně tetrahedrální (čtyřstěnné) elementy o počtu přibližně 5,95 milionu, přetransformována do sítě nazývané jako polyhedrální, která je tvořená obecnými mnohostěny. To velmi příznivě ovlivnilo skrze výraznou redukci počtu elementů výpočetní čas. Proto byla následně síť zjemněna na úrovni polyhedrálních buněk, aby byl zjištěn již přímo vliv velikosti elementů. Na všech typech sítích byly definovány stejné okrajové podmínky, které jsou popsány výše.

Výsledky byly porovnávány podle parametrů absolutní hodnoty maximální povrchové teploty a průměrné povrchové teploty. Oba tyto hodnotící parametry byly zkoumány přes několik iterací, a to ve stavu, kdy již celkový stav výpočtu dosáhl své ustálené hodnoty. Porovnání probíhalo ve dvou fázích. Nejprve porovnání výsledků na tetrahedrální a z ní transformované polyhedrální síti, a to kvůli vyloučení možnosti, že již při tomto přechodu dochází k výrazným nesrovnalostem. Druhá fáze spočívala ve srovnání výsledků z transformované polyhedrální sítě a z ní vycházející zjemněné polyhedrální sítě.

Jak již bylo řečeno, porovnání výsledků skrze hodnoty teplot proběhlo až po ustálení stavu. Jelikož je simulace počítána jako stacionární a s tekutinami, které jsou považovány za nestlačitelné, lze potom řešit výchozí soustavu rovnic separátně, tedy rovnice pro proudové pole (např. (1) a (2)) jako soustavu nezávislou na rovnici energetické (např. (3)). To umožňuje po ustálení proudového pole řešit pouze rovnice energetické pro danou síť, čímž lze ušetřit celkový výpočetní čas [27]. Této možnosti bylo využito i v následujících srovnáních.

6.8.1 Srovnání výsledků z tetrahedrální a polyhedrální sítě

Při transformaci z tetrahedrální sítě o souhrnném počtu 5,95 milionů elementů došlo k redukci na celkových 1,85 milionů buněk polyhedrálních. Tímto se zkrátil výpočetní čas přibližně až o 60 %.



Obr. 31 Graf srovnání teplot získaných na tetrahedrální a polyhedrální síti

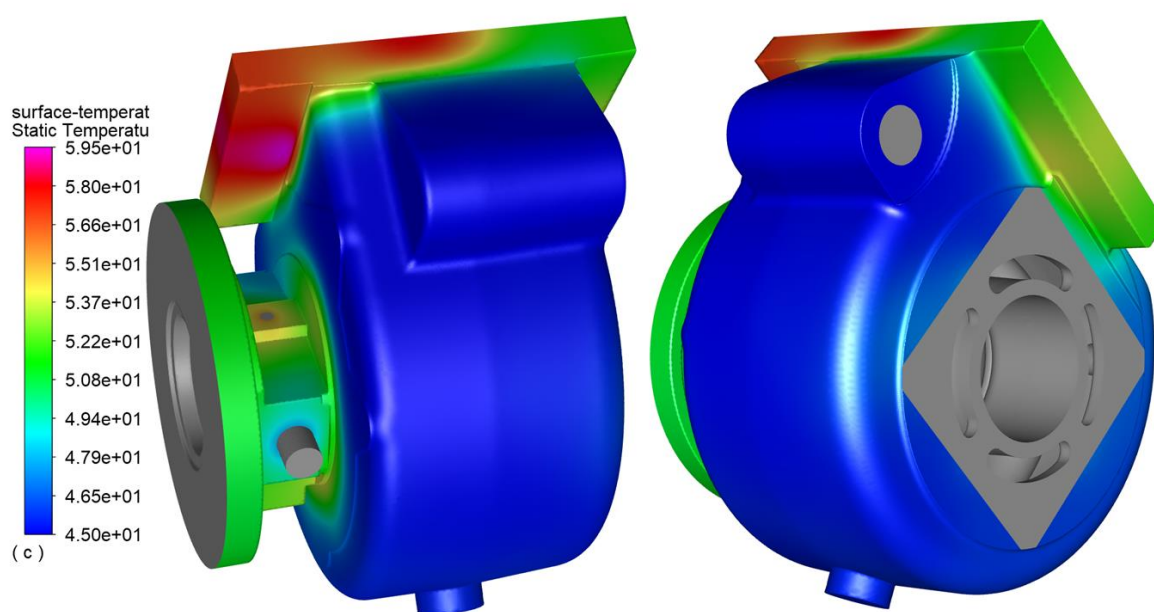
Graf na obr. 31 ukazuje průběh povrchových teplot získaných během iterací při dosaženém ustáleném stavu. Je zde potlačena nula pro lepší zobrazení oblasti zájmu. Pro síť typu tetrahedral jsou vymezeny plné čáry modrého odstínu, zatímco síť typu polyhedral představují čáry přerušované oranžového odstínu.

Střední maximální teplota z tetrahedrální sítě napříč iteracemi (v grafu „max teplota – TETRA“) je 58,12 °C, z polyhedrální sítě („max teplota – POLY“) 59,5 °C.

V případě střední průměrné povrchové teploty pro tetrahedrální síť (v grafu označeno „průměrná teplota – TETRA“) dosahuje její hodnota $49,38\text{ }^{\circ}\text{C}$, pro polyhedrální síť (v grafu jako „průměrná teplota – POLY“) $49,7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Z grafu je vidět, že polyhedrální síť obecně udává o něco vyšší hodnoty, pro maximální povrchovou teplotu je průměrný rozdíl $1,38\text{ }^{\circ}\text{C}$ a pro průměrnou povrchovou teplotu $0,33\text{ }^{\circ}\text{C}$.

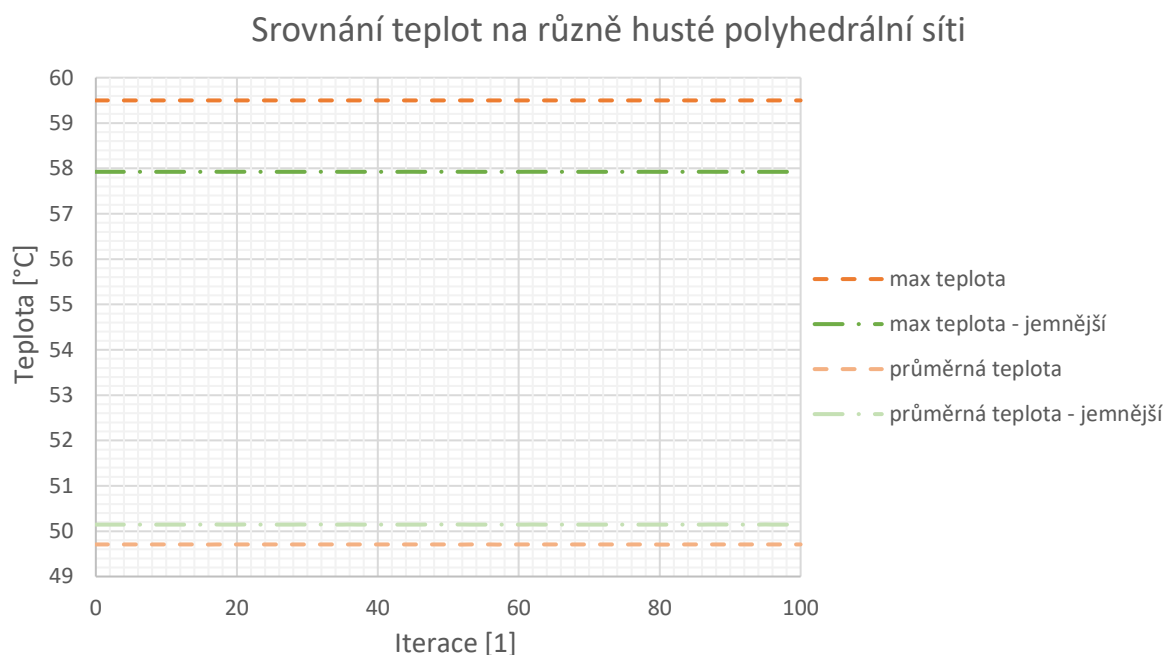
Avšak při porovnání teplotních polí získaných na tetrahedrální síti (obr. 29) a na polyhedrální (obr. 32) je vidět velká podobnost rozložení teplot, např. maximální povrchové teploty získané na odlišných sítích se nacházejí ve stejné oblasti turbodmychadla. Z tvaru kontur a z průběhu teplot v grafu na obr. 31 lze tedy předpokládat, že celé teplotní pole o stejném rozložení bude pro polyhedrální síť mírně posunuto do vyšších hladin teplot. Uvedený možný posun do vyšších povrchových teplot nemusí být však tak výrazný, aby byl pouhým okem z obrázků rozeznatelný, i když na obou obrázcích si barevné škály odpovídají. Jen v případě obr. 32 je přidána růžová barva, která odkazuje právě na oblast s daným přírůstkem maximální teploty.



Obr. 32 Rozložení teplot na plochách v přímém kontaktu s okolní atmosférou vypočtené na polyhedrální síti

6.8.2 Srovnání výsledků z polyhedrální a zjemněné polyhedrální sítě

Pro zjemnění sítě polyhedrů byla v každé doméně zmenšena základní velikost elementu. Takto vzrostl počet polyhedrálních elementů téměř na 3,4 milionů (v případě tetrahedrálních buněk by tomuto číslu odpovídalo přibližně 12,23 milionů elementů). Toto zjemnění ovšem zapříčinilo obrovské navýšení výpočetního času, a to až desetinásobně oproti výchozí analýze s tetrahedrální sítí.



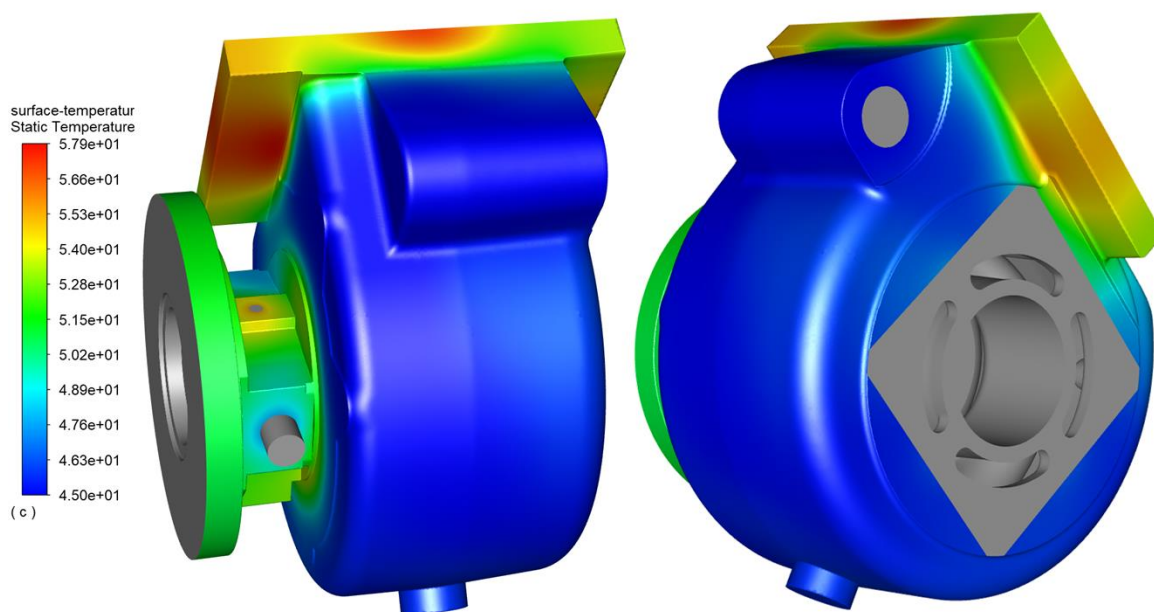
Obr. 33 Graf srovnání teplot získaných na polyhedrální sítí o různé základní velikosti elementu

Na obr. 33 je graf, který opět ukazuje závislost maximální a průměrné povrchové teploty v průběhu iterací. Pro hrubší polyhedrální síť znovu platí přerušované křivky oranžového odstínu, jemnější polyhedrální síť popisují čerchované křivky zeleného odstínu.

Střední maximální povrchová teplota podle výsledku určeného z jemné polyhedrální sítě je $57,93\text{ }^{\circ}\text{C}$ (v grafu na obr. 33 označeno jako „max teplota – jemnější“), střední průměrná teplota povrchu na téže síti je $50,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (v grafu na obr. 33 jako „průměrná teplota – jemnější“).

Stejně jako při transformaci sítě i zde při zjemnění nejsou výsledky totožné. Maximální povrchová teplota oproti hrubší polyhedrální síti klesla v průměru přibližně o $1,52\text{ }^{\circ}\text{C}$, průměrná povrchová teplota naopak mírně vzrostla, zhruba o $0,44\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Na obr. 34 jsou zobrazeny kontury teplot na povrchu turbodmychadla získané ze simulace na zjemněné polyhedrální síti. Při srovnání s ostatními obrázky (obr. 29 a obr. 32) ukazující také rozložení teplot je vidět, že lokální extrémny teplot nastávají v přibližně stejných oblastech. Barevné škálování je na obrázcích zvolené tak, aby jednotlivé odstíny barev odpovídaly stejné hladině teplot. V případě obr. 34 je sice maximální povrchová teplota stále ve stejné oblasti a dosahuje i nižší hodnoty, tedy $57,93\text{ }^{\circ}\text{C}$, ale okolní plochy náležící přírubě, zejména pravá strana (vzdálenější od ložiskové skříně), se jeví jako o něco teplejší.



Obr. 34 Rozložení teplot na plochách v přímém kontaktu s okolní atmosférou vypočtené na zjemněné polyhedrální síti

Je zřejmé, že s odlišností sítě dochází k nějaké rozdílnosti zkoumaných výsledků, jejichž absolutní hodnoty stále mírně variují. Nicméně v případě vypočtených maximálních povrchových teplot a na ně kladeného požadavku $T_{max} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ jsou tyto odchylky, které se pohybují nanejvýš v řádech nízkých jednotek stupňů Celsia, ve srovnání s „rezervou“ od maximální povolené teploty T_{max} čítající řádově desítky stupňů Celsia akceptovatelné.

6.1 Výtokové teploty

Z výše uvedených výsledků vyplývá, že schopnost chladicí vody by měla být dostatečná. Podmínky určující maximální výtokovou teplotu pro oba typy tekutiny jsou od nasimulovaných hodnot poměrně vzdálené. Pro vodu chladicí turbínovou skříní je průměrná

teplota na výstupu vypočtená na všech zmíněných sítích 46,5 – 46,6 °C s lokálním maximem 47,3 – 48 °C. To představuje značný prostor od $T_{2max_{H_2O}} = 95$ °C.

Pro vodu v ložiskové skříně je stav obdobný, průměrné výtokové teploty se pohybují v rozmezí 46,1 – 46,2 °C s lokálním maximem 46,4 – 46,6 °C.

V případě oleje byla horní možná výtoková teplota stanovena na hodnotu vyšší než pro vodu, a to $T_{2max_{oil}} = 120$ °C. Ani zde se teploty oleje na výstupu výrazně nepřiblíží oné hraniční teplotě, i když rozptyl průměrných teplot na výstupu dle analýz je větší, než tomu bylo u vody, tedy 59,4 – 65,9 °C s lokálním maximem 78,1 – 80,3 °C. Jestliže vstupní teplota oleje byla určena na $T_{1oil} = 85$ °C, bude tedy olej pravděpodobně představovat spíše tepelný zdroj pro okolní stěny nežli dříve uvedený chladicí prostředek.

6.2 Zhodnocení vlivu okrajových podmínek

Z nastavených okrajových podmínek byly některé určeny na základně aproximačních a empirických vztahů, nebo do jisté míry i odhadem. Pro ověření jejich vlivu na výsledek, resp. jakou roli hraje přesné určení jednotlivých koeficientů spjatých s danou okrajovou podmínkou, byly provedeny simulace, ve kterých nabývaly uživatelem zadávané parametry v okrajových podmínkách odlišných hodnot, zpravidla těch na opačné straně pomyslného možného intervalu.

Pro zhodnocení účinku vybraných okrajových podmínek byly analýzy zrealizovány na původní tetrahedrální síti, která v případě maximální teploty představuje teoretický střed mezi odpovídající transformovanou polyhedrální sítí a zjemněnou, teoreticky kvalitnější, polyhedrální sítí.

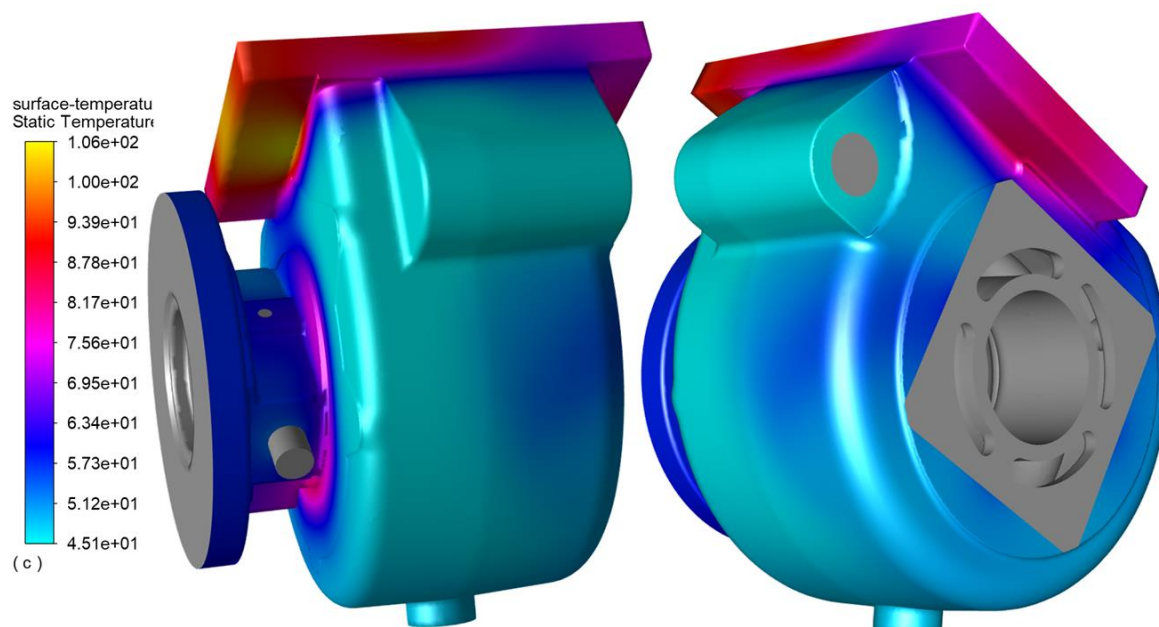
6.2.1 Vliv součinitele přestupu tepla

Prvním zkoumaným faktorem byl součinitel přestupu tepla určující konvektivní přestup tepla ze spalin. V původní simulaci byl definován jako $\alpha = 50$ W/(m²K).

Pro toto ověření byl koeficient zvýšen při stejné teplotě spalin $T_{ext} = 900$ °C na hodnotu $\alpha = 500$ W/(m²K), což dvojnásobně přesahuje typické hodnoty pro nucenou konvekci plynů z tabulky 1.

Na obr. 35 je znázorněno rozložení teplot na povrchu turbodmychadla se zvýšeným součinitelem přestupu tepla. V tomto případě dosahuje maximální povrchová teplota hodnoty přibližně 106 °C, jejíž umístění náleží stejné oblasti jako tomu bylo i v předešlých simulacích.

Také v tomto případě jsou kapaliny schopny uchládit skříně turbodmychadla a udržet maximální povrchovou teplotou pod kritickou hodnotou a zároveň splnit podmínku jejich výtokové teploty. Pro vodu proudící v turbínové skříni je průměrná výtoková teplota 51,62 °C s maximem na výstupu 56,13 °C. Voda v ložiskové skříni dle simulace má na výstupu v průměru 49,62 °C a v maximum 51,3 °C. Olej zde již pravděpodobně nějaké teplo bude přijímat, jelikož jeho výstupní teplota je v průměru sice 78,26 °C, ale maximum 100,3 °C.



Obr. 35 Teplotní pole na povrchu turbodmychadla se zvýšeným součinitelem přestupu tepla

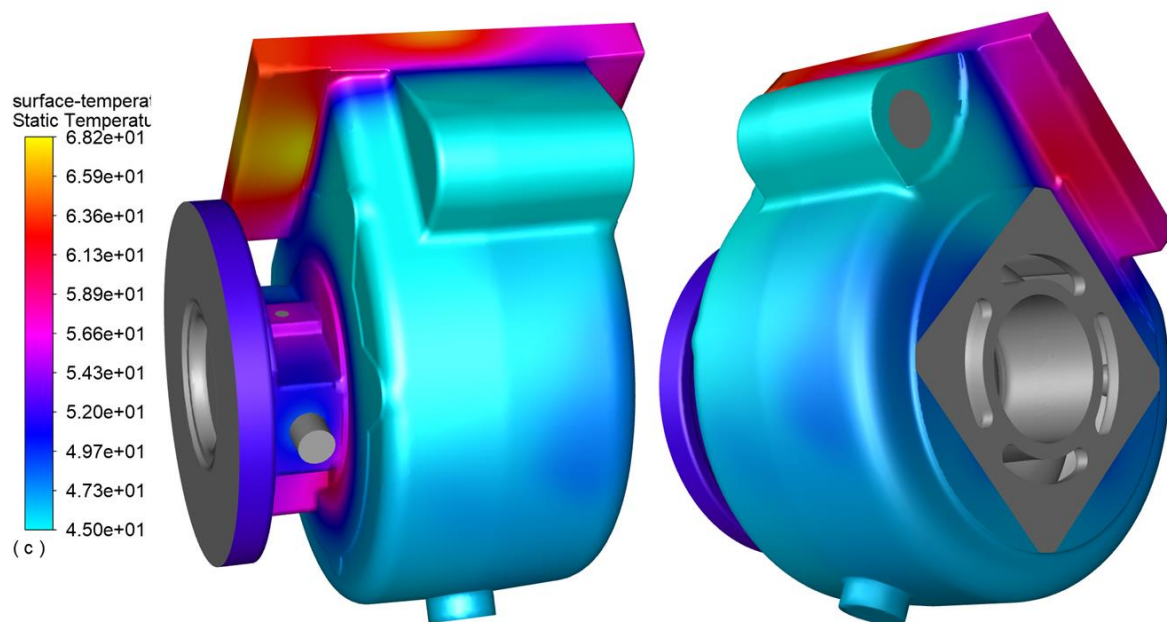
6.2.2 Vliv emisivity spalin

Dalším kontrolovaným parametrem byla emisivita spalin, která má svou omezenou maximální hodnotu. Při zachování stejné teploty spalin a všech ostatních okrajových podmínek byla navýšena emisivita z $\varepsilon = 0,4$ až na horní možnou hranici $\varepsilon = 1$ [27].

Povrchové teploty turbodmychadla způsobené mimo jiné navýšenou emisivitou jsou na obr. 36. Maximální teplota se stále nachází ve stejné oblasti levé části příruby s hodnotou 68,2 °C. Ze srovnání obr. 35 a obr. 36, ve kterých si z důvodu značně odlišného rozsahu

teplot jednotlivé barevné hladiny kontur neodpovídají, vyplývá, že parametr emisivity má na výsledek menší vliv než součinitel přestupu tepla. Extrém emisivity, který je omezen horní hodnotou, totiž vyvolá pro danou teplotu spalin již maximální tepelný tok a s tím spojenou i maximální povrchovou teplotu. Zatímco pro konvekci ze spalin je sice nastaven součinitel přestupu tepla nad typické hodnoty podle tabulky 1, ale teoreticky není tento koeficient omezen, proto ve spojení s konvekcí není užito pojmu extrému ve správném slova smyslu.

Protože jsou celkové teploty nižší než při zkoumání vlivu konvekce, splňují všechny kapaliny také podmínky teplot při výtoku, pro vodu protékající turbínovou skříní je průměrná teplota na výstupu $47,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ s maximum $49\text{ }^{\circ}\text{C}$, voda v ložiskové skříní má při výtoku průměrnou teplotu $47\text{ }^{\circ}\text{C}$ a maximum $47,42\text{ }^{\circ}\text{C}$, olej má při výtoku průměrnou teplotu $68,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ a maximum $81\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obr. 36 Teplotní pole na povrchu turbodmychadla se zvýšenou emisivitou

6.2.3 Kombinace okrajových podmínek pro extrémní případ

Poslední zkoumanou analýzou byl uměle definovaný případ zahrnující takovou kombinaci okrajových podmínek, které určují extrémní případ. To znamená, že povrchové teploty by teoreticky měly být ze všech simulovaných případů nejvyšší.

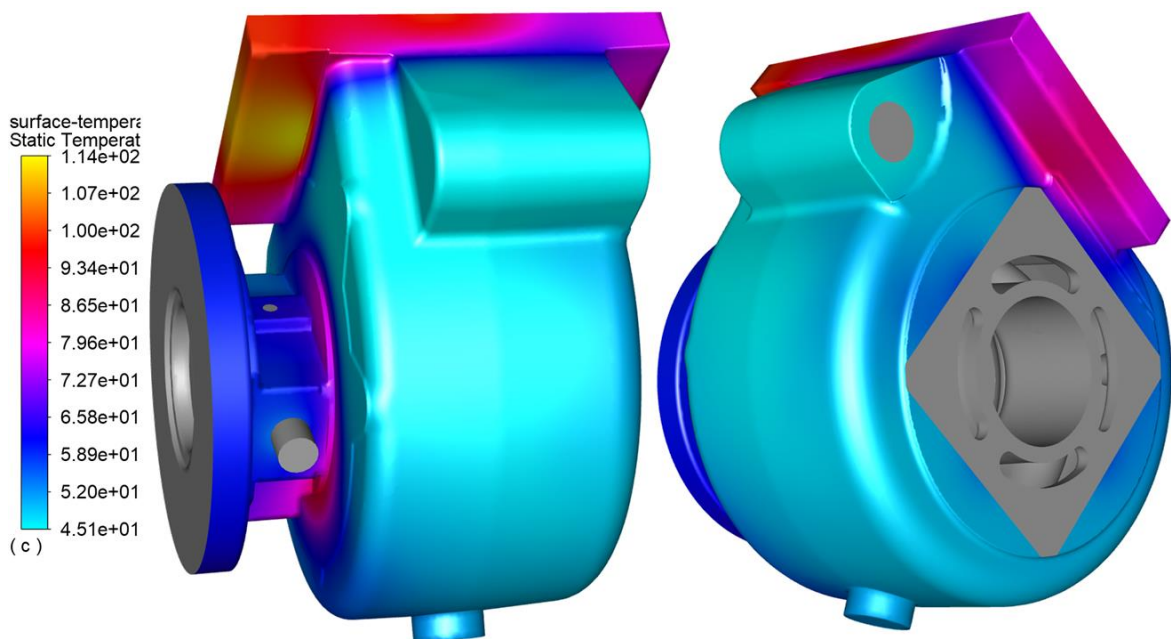
Okrajové podmínky týkající se vstupů a výstupu kapalin zůstaly nezměněny, stejně tak jako veškeré zadané teploty a nulové tepelné toky skrze stěny navazující na sousední odebrané části turbodmychadla.

Na plochách v kontaktu se spalinami zůstaly typy okrajových podmínek předepisující konvektivní přestup tepla a radiační tepelný tok. Pouze parametry definující tyto podmínky byly nastaveny jako kombinace těch z předchozích kapitol pojednávajících o vlivu okrajových podmínek. Emisivita a součinitel přestupu tepla spojené se spalinami byly definovány najednou v jedné simulaci jako

$$\varepsilon = 1$$

$$\alpha = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}).$$

Pro veškeré plochy, které jsou ve styku s okolní atmosférou, byl také změněn součinitel přestupu tepla určující volnou konvekci na nulový. Tímto se přímo určil tepelný tok povrchovými stěnami rovnající se nule, takže tyto stěny by již neměly být ochlazovány okolní atmosférou a měly by si ponechat svou maximální možnou teplotu při daném nastavení výpočtu.



Obr. 37 Teplotní pole na povrchu turbodmychadla pro extrémní případ

Kombinace těchto podmínek vyústila ve výsledné teplotní pole zobrazené na obr. 37, kde se již maximální povrchová teplota o hodnotě 114,1 °C blíží oné kritické $T_{max} = 120 \text{ °C}$. Proto by zde bylo velmi vhodné v případě potřeby podrobit tuto záležitost detailnější analýze

včetně důkladnějšího prozkoumání vlivu sítě. Mimo splněnou podmínku maximální dovolené povrchové teploty vyhovují podmínkám i kapaliny na výstupu, voda turbínové skříňě má průměrně $52,45\text{ }^{\circ}\text{C}$ s maximem $61,66\text{ }^{\circ}\text{C}$, voda v ložiskové skříni má na výstupu $50,26\text{ }^{\circ}\text{C}$ v průměru a v maximu $52,33\text{ }^{\circ}\text{C}$, olejová průměrná teplota je $81,14\text{ }^{\circ}\text{C}$ a maximální $106,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

7 Závěr

Vzhledem k podstatě problému řešeného v této práci je zřejmé, že CFD simulace je velmi praktickou a levnější alternativou k hrozícímu většímu počtu experimentů. A to v případě, že by CFD analýza teoreticky odhalila při takovýchto podmínkách možnou nezpůsobilost ke splnění požadovaných kritérií dříve, než by to dokázalo odhalit vícero nákladnějších experimentů.

V první části této práce jsou popsány obecné principy počítačové dynamiky tekutin následovány dvěma různými případy, ve kterých byla využita právě CFD analýza. V rámci prvního případu z CFD simulace vyšly výsledky udávající teplotní rozložení na stěnách turbodmychadla i časově závislé teplotní změny. Výstupní hodnoty poté posloužily jako vstupní parametry pro konečně-prvkovou simulaci zjišťující rozložení napětí způsobeného teplotními gradienty.

V druhém rešeršním případě je zkoumán deskový tepelný výměník, kde jsou porovnávány výsledky získané na základě numerické simulace oproti těm získaným z matematického 1D modelu s různými aproximacemi a předpoklady.

Druhá část práce se již týká konkrétního problému určeného zadáním. Po stručném popisu případu byla provedena numerická stacionární CFD analýza na zadané geometrii chlazeného turbodmychadla, které by mělo pracovat ve specifickém důlním prostředí. Nejdříve byla upravena a vyčištěna původní geometrie od prvků, které v analýze nehrají zásadní roli.

Výchozí případ byl definovaný zadanými hodnotami užitých v okrajových podmínkách a na tetrahedrální síti. Možnosti tvorby sítě však byly silně ovlivněny dostupnou výpočetní kapacitou. V některých okrajových podmínkách bylo také nutné určit parametry, konkrétně součinitel přestupu tepla a emisivitu, které definují váhu těchto podmínek, podložit výpočtem či jiným dostupným zdrojem. Mimo spaliny byl dodefinován i druhotný zdroj tepla jako náhrada za dříve vyřazená ložiska.

Hlavní požadavek směřoval na maximální povrchovou teplotu turbodmychadla na stěnách, které by měly přijít do kontaktu s okolním prostředím. Provedená výchozí analýza na tetrahedrální síti potvrdila splnění této podmínky, tedy že $T_{max_{TETRA}} = 58,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ je výrazně nižší než dovolená teplota $T_{max} = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Tyto výsledky byly ověřeny i na dalších dvou sítích typu polyhedral. První odpovídala přímo původní tetrahedrální síti (vznikla její transformací) a druhá polyhedralní síť již byla zjemněna téměř na dvojnásobný počet prvků oproti hrubší polyhedralní. Původní transformace poskytla výrazné zkrácení výpočetního času, což umožnilo i následné zjemnění sítě. Výsledky z polyhedralních sítí také potvrdily splnění zadaného požadavku na maximální povrchovou teplotu. Všechny tři hodnoty maximální teploty získané z různých sítí se pohybují v rozmezí 57,9 – 59,5 °C. To naznačuje stálý vliv sítě na výsledek, proto pro přesnější výsledky by byl vhodný detailnější rozbor vlivu sítě. Nicméně jestliže se toto rozmezí vypočtených maximálních teplot pohybuje v hladinách s poměrně značnou rezervou od dovolené $T_{max} = 120$ °C, lze konstatovat, že podmínka při stávajícím nastavení výpočtu bude v rámci CFD obecně splněna.

Oblast výskytu maximální povrchové teploty se napříč výpočty neměnila, stále se nalézala v levé části příruby (blíže k ložiskové skříni). Ovšem tato oblast může být v reálném případě problematická, jelikož z důvodu neznalosti žádných bližších informací byl tepelný tok skrze stěny na styku příruby a hlavy válců nastaven jako nulový. Ve skutečnosti však teplota hlavy válců může mít ještě vliv na oblast maximální povrchové teploty dle CFD. Bude tedy záležet na intenzitě chlazení hlavy válců.

Vedlejším výsledkem simulace bylo také zjištění, že teploty tekutin na výstupu (průměrné i maximální) byly hluboko pod hranicí těch přípustných $T_{2max_{H_2O}}$, resp. $T_{2max_{oil}}$. Proto za nastavených podmínek ve výpočtu jsou schopny uchládit turbodmychadlo tak, aby maximální povrchová teplota nepřesáhla limitní T_{max} .

Jelikož parametry součinitel přestupu tepla a emisivity byly určeny na základě zjednodušujících rovnic, popř. aproximací či odhadů, byl zkoumán jejich vliv na výsledek. Tepelné toky byly skrze tyto parametry mající až extrémní hodnoty uměle navýšeny. Ukázalo se, že vliv emisivity, která v extrému nabývala hodnoty $\varepsilon = 1$, zvedne maximální teplotu jen o přibližně 10 °C na hodnotu 68,2 °C. Zatímco vliv součinitele přestupu tepla při extrémní hodnotě $\alpha = 500$ W/m²K zvedl teplotu cirká o 48 °C na 106 °C.

Poslední simulací byl zkoumán krajní případ pro takové podmínky, které by ve skutečnosti neměly vůbec nastat. Tedy spojení případu s maximální emisivitou, navýšeným součinitelem přestupu tepla a nulovým tepelným tokem skrze veškeré vnější stěny. I zde maximální povrchová teplota 114,1 °C splnila podmínku dovolené teploty T_{max} .

Protože celý postup je zatížen mnoha zjednodušeními, aproximacemi a omezenými možnostmi, je nezbytné brát absolutní čísla výsledných teplot velmi s rezervou. Avšak z nich vyplývající důležitým a pozitivním poznatkem je, že následující bezpodmínečně nutný ověřující experiment má velkou šanci na úspěch.

Literatura

- [1] TRYGGVASON, Grétar. Computational Fluid Dynamics. KUNDU, Pijush, Ira COHEN a David DOWLING. *Fluid Mechanics*. 6th edition. Academic Press, 2016, s. 227 - 291. ISBN 978-0-12-405935-1.
- [2] HALL, Nancy. Navier-Stokes Equations: 3-dimensional unsteady. *National Aeronautics and Space Administrations* [online]. Cleveland: Glenn Research Center, 2021 [cit. 2021-10-01]. Dostupné z: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/nseqs.html>
- [3] DVOŘÁK, Rudolf a Karel KOZEL. *Matematické modelování v aerodynamice*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1996. ISBN 80-01-01541-6.
- [4] ANDERSON, J.D., ed. Governing Equations of Fluid Dynamics. WENDT, John, J. ANDERSON, G. DEGREGZ, J. DEGROOTE, E. DICK, R. GRUNDMANN a J. VIERENDEELS. *Computational Fluid Dynamics: An Introduction*. 3rd ed. Rhode-Saint-Genese: Springer, 2009, s. 15 - 51. ISBN 978-3-540-85055-7.
- [5] QIAN, L. a D. CAUSON, C. MINGHAM, ed. Computational Fluid Dynamics (CFD) Models. FOLLEY, Matt. *Numerical Modelling of Wave Energy Converters: State-of-the-Art Techniques for Single Devices and Arrays*. 1st ed. Belfast: Academic Press, 2016, s. 105 - 122. ISBN 978-0-12-803210-7.
- [6] ZHANG, Z. a Q. CHEN. Comparison of the Eulerian and Lagrangian methods for predicting particle transport in enclosed spaces. *Atmospheric Environment: Indoor Air 2005 - 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate (Part II)*. 2007, **41**(25), 5239-5248. ISSN 1352-2310. Dostupné z: doi:10.1016/j.atmosenv.2006.05.086
- [7] HU, Howard. H. Computational Fluid Dynamics. *Fluid Mechanics*. 5th ed. Academic Press, 2012, s. 421 - 472. ISBN 978-0-12-382100-3.
- [8] GRIGOR'EV, Boris, Artem ELISEEV, Uwe IBEN a Sergey LUPULEAC. Vortex methods in CFD problems. *MATEC Web of Conferences: International Scientific*

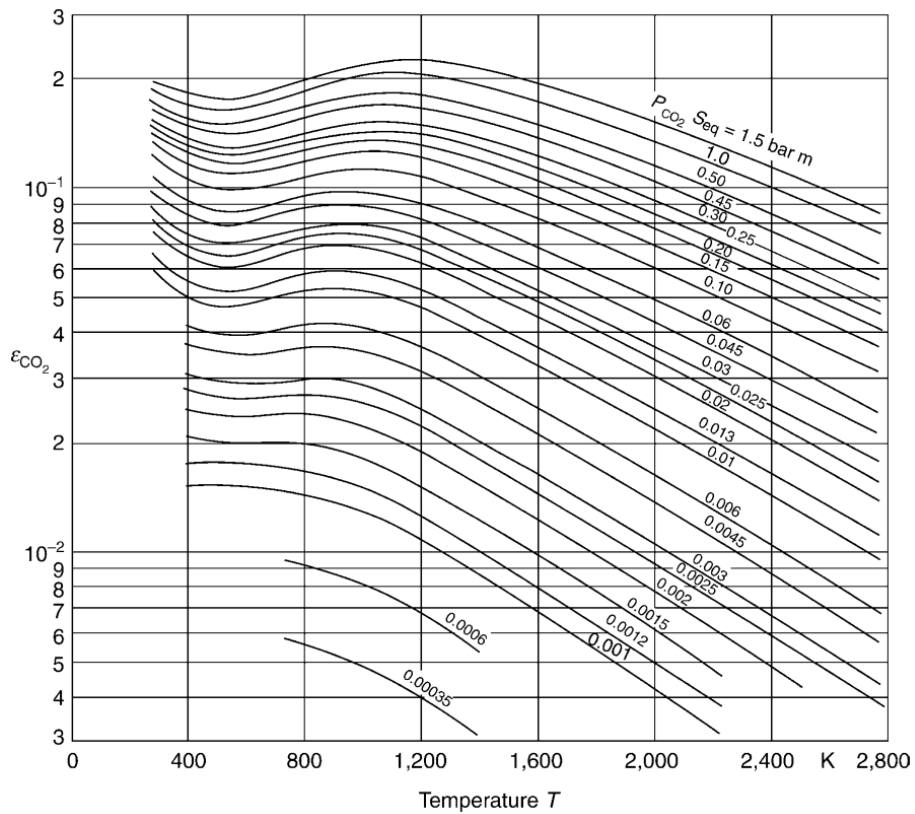
- Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018)*. 2018, **245**(09013). Dostupné z: doi:10.1051/mateconf/201824509013
- [9] HEUER, Tom, Bertold ENGELS a Patrick WOLLSCHEID. Thermomechanical Analysis of a Turbocharger Based on Conjugate Heat Transfer. *Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air*. Reno (Nevada): ASME, 2005, **1**(2005-68059), 829-836. Dostupné z: doi:10.1115/GT2005-68059
- [10] Module 3: Constitutive Equations. *The Massachusetts Institute of Technology (MIT)* [online]. Cambridge (Massachusetts): Massachusetts Institute of Technology [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: http://web.mit.edu/16.20/homepage/3_Constitutive/Constitutive_files/module_3_with_solutions.pdf
- [11] GALEAZZO, Flavio, Raquel MIURA, Jorge GUT a Carmen TADINI. Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger. *Chemical Engineering Science*. 2006, **61**(21), 7133-7138. ISSN 0009-2509. Dostupné z: doi:10.1016/j.ces.2006.07.029
- [12] GUT, Jorge a José PINTO. Optimal configuration design for plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004, **47**(22), 4833–4848. ISSN 0017-9310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.002
- [13] BOXER, G. *Fluid Mechanics*. Houndmills: The Macmillan Press, 1988. ISBN 978-0-333-45122-9.
- [14] Chapter 21 - Industrial and Laboratory Reactors – Chemical Reaction Hazards and Process Integration of Reactors. COKER, A. *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*. 4th edition. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2013, s. 1095 - 1208. ISBN 978-0-7506-8524-5. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-08-094242-1.00021-8
- [15] GUT, Jorge a José PINTO. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Pergamon Press, 2003, **46**(14), 2571-2585. ISSN 0017-9310. Dostupné z: doi:10.1016/s0017-9310(03)00040-1

- [16] Common Types of Mining Equipment Used in the Mining Industry. *CASHMAN & YOU: Together, Let's Get The Job Done*. [online]. Las Vegas: Cashman Equipment Company, 2021 [cit. 2021-10-15]. Dostupné z: <https://www.cashmanequipment.com/about/the-dirt-blog/common-types-of-mining-equipment-used>
- [17] Monorail Suspended Transport. *Mining Technology* [online]. London: Verdict, 2021 [cit. 2021-10-15]. Dostupné z: <https://www.mining-technology.com/products/monorail-suspended-transport/>
- [18] Ferrit's monorail system leads the way in suspended transport for mining. *Mining Technology* [online]. London: Verdict, 2021 [cit. 2021-10-16]. Dostupné z: <https://www.mining-technology.com/sponsored/ferrits-monorail-system-leads-the-way-in-suspended-transport-for-mining/>
- [19] The Most Dangerous Gases In Mining. *Howden | Optimise our customers' air and gas handling processes* [online]. Renfrew (Lanarkshire): Howden, 2021 [cit. 2021-10-17]. Dostupné z: <https://www.howden.com/en-gb/articles/mining/the-most-dangerous-gases-in-mining>
- [20] THAKUR, Pramod. Gas and Dust Explosions. THAKUR, Pramod. *Advanced Mine Ventilation: Respirable Coal Dust, Combustible Gas and Mine Fire Control*. Morgantown: Woodhead Publishing, 2019, s. 377 - 398. ISBN 978-0-08-100457-9.
- [21] *Model turbodmychadla a ostatní informace*. Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky. Praha: Fakulta strojní ČVUT v Praze, 2021. 3D model a informační list.
- [22] KIRK, R.G. Experimental results of a novel tilting pad bearing operating in a small high speed turbocharger. *10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*. London: Woodhead Publishing, 2012, s. 525-534. ISBN 978-0-85709-452-0.
- [23] JÄÄSKELÄINEN, Hannu a Magdi KHAIR. Turbocharger Fundamentals. *DieselNet: Engine & Emission Technology Online* [online]. Mississauga: Ecopoint

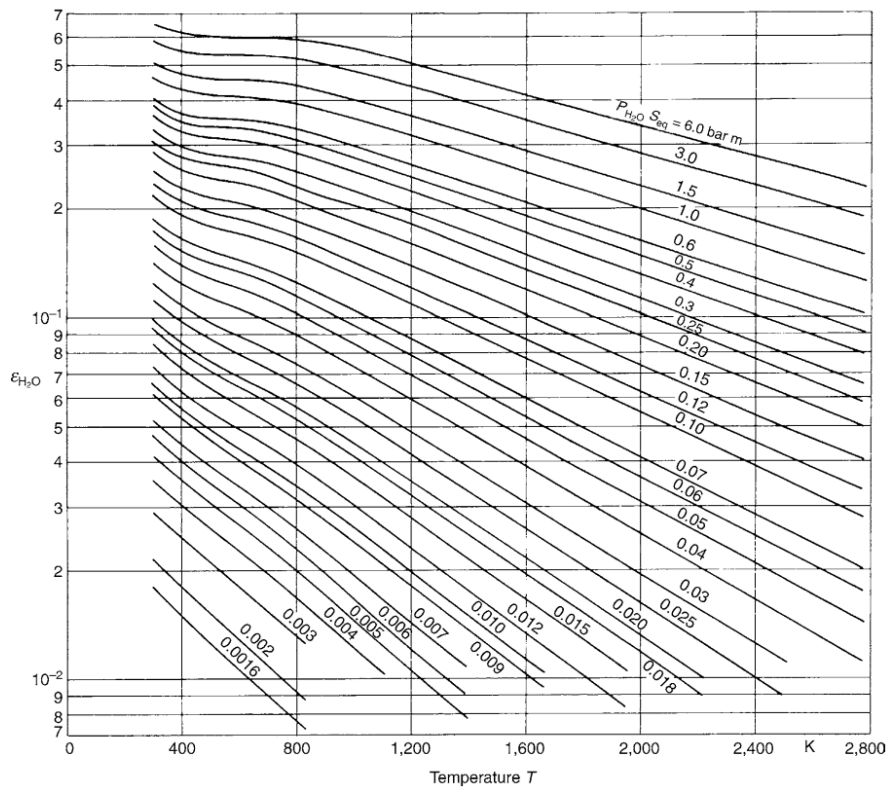
- Inc., c1997-2021 [cit. 2021-11-03]. Dostupné z:
https://dieselnet.com/tech/air_turbocharger.php
- [24] ANGLIN, Donald L. Turbocharger. *AccessScience* [online]. McGraw-Hill Education [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: doi:doi-org.ezproxy.techlib.cz/10.1036/1097-8542.716350
- [25] CFD Analysis Process. *NASA Glenn Research Center: National Aeronautics and Space Administration* [online]. Cleveland, 2021 [cit. 2021-11-06]. Dostupné z: www.grc.nasa.gov/www/wind/valid/tutorial/process.html#geometrymodel
- [26] 3 Core Components of CFD Analysis. *Spatial: 3D Modeling Solutions and Data Interoperability Tools* [online]. Broomfield: Dassault Systèmes, 2021 [cit. 2021-11-06]. Dostupné z: blog.spatial.com/cfd-analysis
- [27] *Ansys Help: Documentation, tutorials, and videos for Ansys products* [online]. Canonsburg: Ansys, Inc., 2021 [cit. 2021-11-11]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [28] Viscosity of Engine Oil. *Anton Paar* [online]. Štýrský Hradec: Anton Paar GmbH, 2021 [cit. 2021-11-08]. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/cz-cs/motorovy-olej/>
- [29] ESLAHPAZIR, Manely, Rainer KRULL a Ulrich KRÜHNE. Computational Fluid Dynamics. MOO-YOUNG, Murray, ed., Murray MOO-YOUNG. *Comprehensive Biotechnology*. 3rd ed. Manchester: Academic Press, 2019, s. 95-107. ISBN 978-0-444-64047-5.
- [30] INCROPERA, Frank, David DEWITT, Theodore BERGMAN a Adrienne LAVINE. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2007. ISBN 0-471-45728-0.
- [31] *VDI Heat Atlas*. Second edition. Düsseldorf: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.

- [32] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Diesel Exhaust Gas. *DieselNet: Engine & Emission Technology Online* [online]. Mississauga: Ecopoint Inc., c1997-2021 [cit. 2021-11-12]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/diesel_exh.php
- [33] SHPILRAIN, E.E. AIR (PROPERTIES OF). *THERMOPEDIA: The Most Reliable Source for Thermodynamics, Heat Transfer, Fluid Flow Science and Technologies* [online]. London: THERMOPEDIA, 2021 [cit. 2021-11-12]. Dostupné z: DOI: 10.1615/AtoZ.a.air_properties_of
- [34] SHARMA, Shivom a François MARÉCHAL. Carbon Dioxide Capture From Internal Combustion Engine Exhaust Using Temperature Swing Adsorption. *Front. Energy Res.* [online]. 2019, 7(143) [cit. 2021-11-14]. Dostupné z: <https://doi.org/10.3389/fenrg.2019.00143>
- [35] MAJEWSKI, W. Addy. What Are Diesel Emissions. *DieselNet: Engine & Emission Technology Online* [online]. Mississauga: Ecopoint Inc., c1997-2021 [cit. 2021-11-14]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/emi_intro.php#lev
- [36] Using the second law of thermodynamics. DEMIREL, Yaşar. *Nonequilibrium Thermodynamics: Transport and Rate Processes in Physical and Biological Systems*. Blacksburg: Elsevier, 2002, s. 124-185. ISBN 978-0-444-50886-7.
- [37] Rotating Cylinders, Annuli, and Spheres. CHILDS, Peter. *Rotating Flow*. Tokyo: Butterworth-Heinemann, 2011, s. 177-247. ISBN 978-0-12-382098-3.
- [38] JEŽEK, Jan, Blanka VÁRADIOVÁ a Josef ADAMEC. *Mechanika tekutin*. Vyd. 3. přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 80-01-01615-3.
- [39] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00957-2.

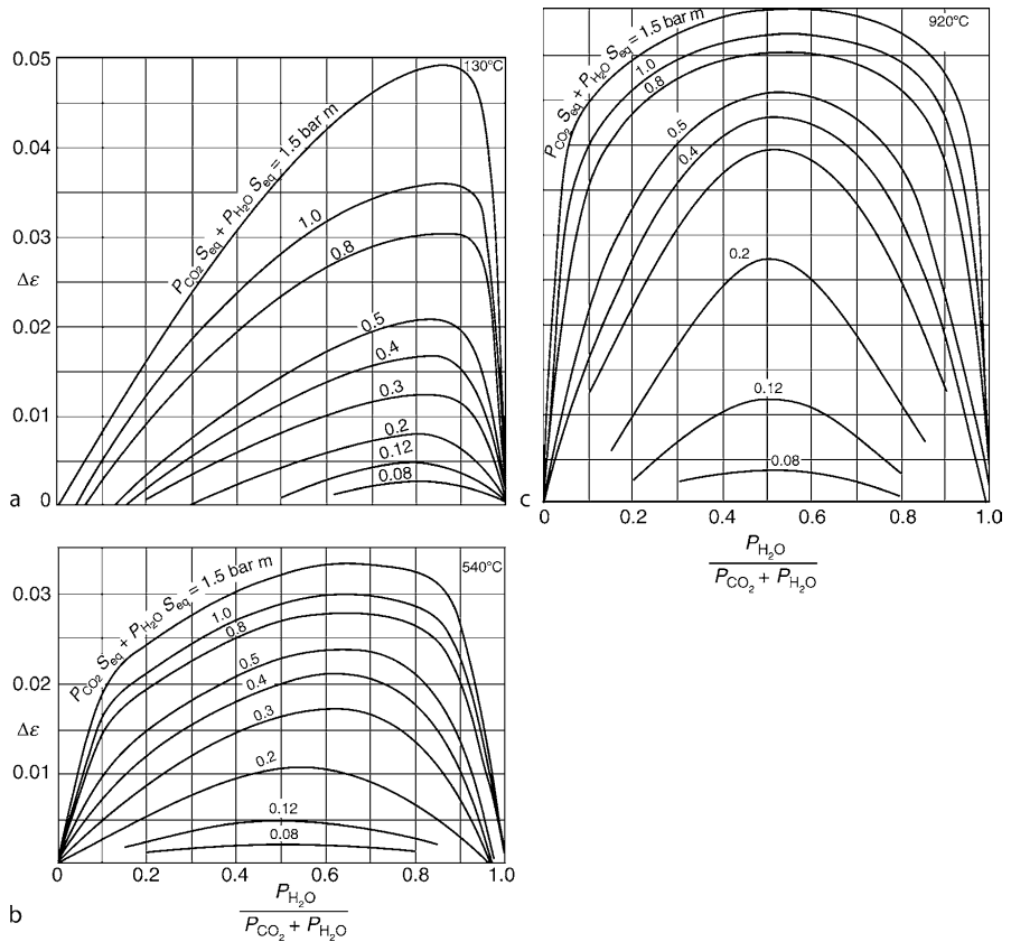
Příloha A



Obr. 38 Emisivita oxidu uhličitého ϵ_{CO_2} za celkového tlaku 1 bar jako funkce teploty a parametru $p_{CO_2} \cdot S_{eq}$ [31]

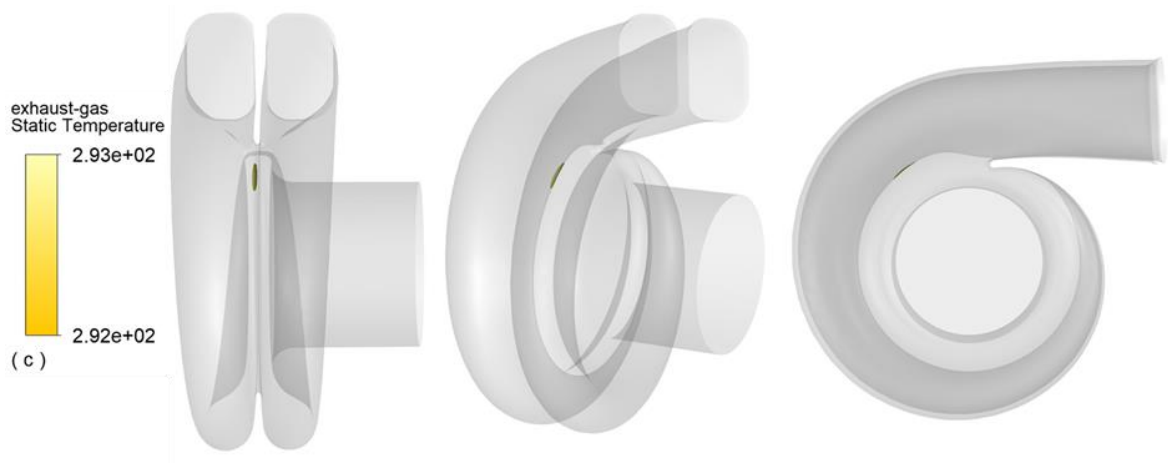


Obr. 39 Emisivita vodních par ϵ_{H_2O} za celkového tlaku 1 bar jako funkce teploty a parametru $p_{H_2O} \cdot S_{eq}$ [31]

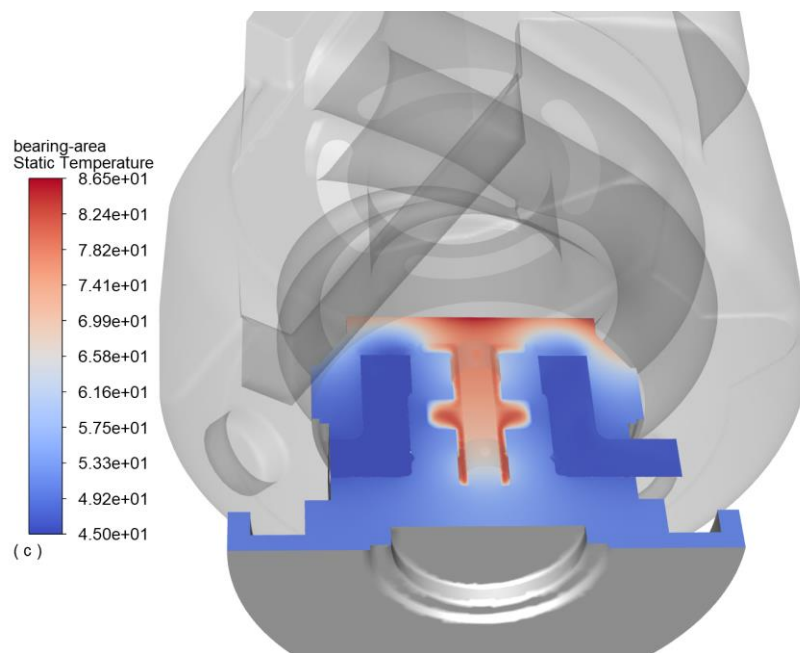


Obr. 40 Korekce $(\Delta\epsilon)_g$ pro směs plynů oxidu uhličitého a vodní páry při (a) 130°C , (b) 540°C , (c) 920°C a vyšších [31]

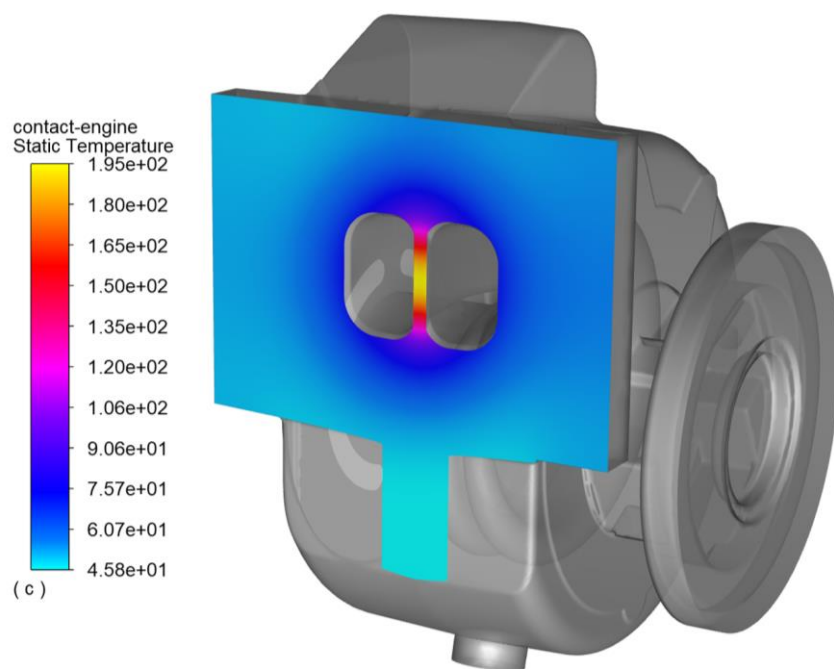
Příloha B



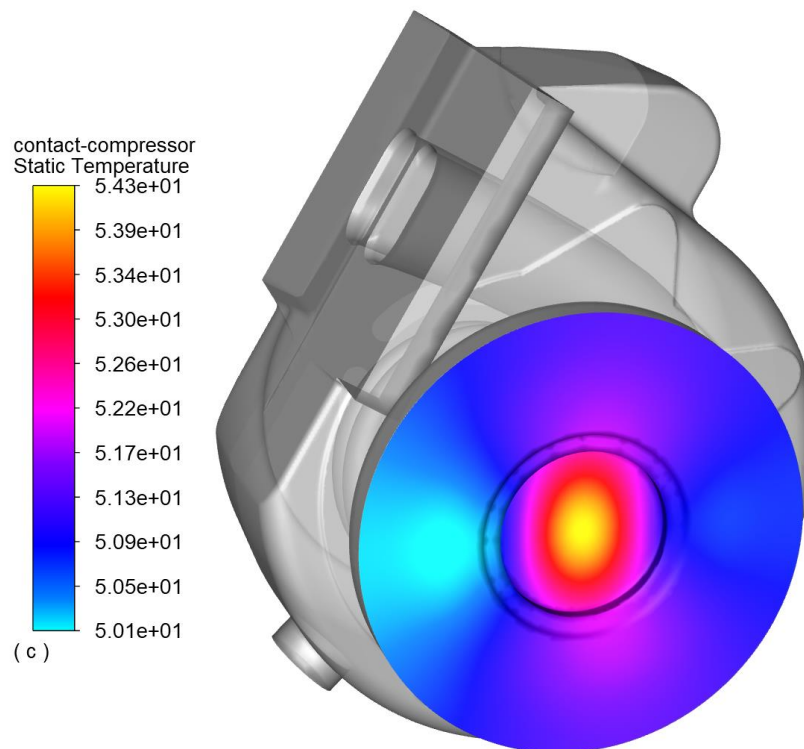
Obr. 41 Pozice maximální teploty kontaktních ploch se spaliny



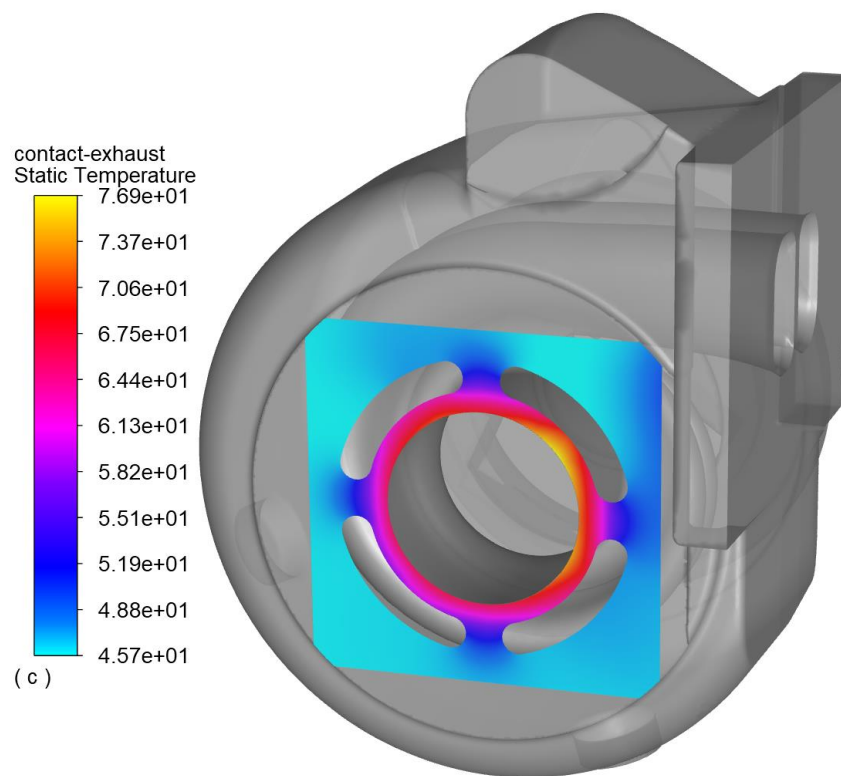
Obr. 42 Teplotní pole kolem ložisek v rovině řezu ložiskovou skříní



Obr. 43 Teplotní pole na kontaktní ploše turbínové skříně s hlavou válců



Obr. 44 Teplotní pole na kontaktní ploše ložiskové skříně s kompresorovou částí



Obr. 45 Teplotní pole na kontaktní ploše turbínové skříně s výfukovým potrubím