



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

# ANALÝZA KONSTRUKCE TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ Z HLEDISKA ÚNIKU TEPLA

ANALYSIS OF THE TURBINE HOUSING DESIGN IN TERMS OF HEAT LEAKAGE

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Diakov

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Radek Vlach, Ph.D.

BRNO 2022



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	<b>Bc. Jakub Diakov</b>
Studijní program:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Studijní obor:	Inženýrská mechanika
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Radek Vlach, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2021/22

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

## **Analýza konstrukce turbínové skříně z hlediska úniku tepla**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Jedná se o téma DP z firmy Garrett (dříve Honeywell – turbo). Cílem práce je na základě dodaných podkladů o proudění spalin přes turbodmychadlo posoudit minimalizaci úniku tepla přes stěny turbínové skříně. Je třeba posoudit současný stav a navrhnout nové řešení, které by snížilo únik tepla s ohledem na pevnost a možnosti technologie výroby turbínové skříně. Jde o komplexní posouzení zahrnující tepelné a pevnostní hledisko s ohledem na technologii výroby.

### **Cíle diplomové práce:**

1. Rešerše dané problematiky
2. Rozbor výsledků CFD analýzy proudění spalin uvnitř turbínové skříně – analýza využití výsledků jako okrajové podmínky pro tepelnou analýzu
3. Vázaná tepelně–strukturální analýza turbínové skříně.
4. Posouzení použitelnosti topologické optimalizace s cílem minimalizovat únik tepla při zachování požadovaných pevnostních parametrů.
5. Analýza dosažených výsledků

### **Seznam doporučené literatury:**

ZIENKIEWICZ, O.C., TAYLOR, R.L.: The Finite Element Method. Butterworth Heinemann, London, 2000

BATHE K.-J.: Finite Element Procedures. Prentice Hall, 1996

YUNUS, A.; TURNER, H.; CIMBALA, J.M.: Fundamental of Thermal-fluid Sciences. 3rd edition. McGraw Hill: Anstralia & New Zeland, 2008.

VLACH, R.: Tepelné procesy v mechatronických soustavách. Skripta. VUT Brno, 2009.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

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

# Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá posouzením použitelnosti topologické optimalizace programu Ansys Workbench v kombinaci s termo-mechanickou únavou a nelineárním modelem materiálu turbínové skříně. V první části práce je provedena rešerše, která slouží k pochopení a teoretickému podložení praktické části. V rešeršní části je nejprve odůvodněn hlavní cíl práce, kterým je snížení úniku tepla z výfukových plynů, z důvodu dřívějšího zpracování spalin a nižší produkce emisí. V druhé kapitole rešerše je rozebrána konstrukce a funkce turbodmychadla z hlediska geometrie komponent, jejich výroby a použití. Následující kapitola se zabývá rozbohem energetické a teplotní bilance turbodmychadla. V této kapitole jsou uvedena zásadní zjednodušení výpočetního problému, která jsou uplatněna v praktickém příkladu. V kapitole je dále rozebrána termo-mechanická únava, rozdělení oblastí únavy a přístupy pro predikci životnosti. Poslední kapitola rešeršní části se zabývá vybranými výpočetními oblastmi a jejich teoretickým základem. Je zde rozebrána analýza mechaniky tekutin a vybrané metody topologické optimalizace, které jsou dostupné ve zvoleném výpočetním programu. Na rešeršní část navazuje praktická část, ve které je řešen multifyzikální příklad optimalizace turbínové skříně z hlediska úniku tepla, která je vystavena termo-mechanické únavě. Praktická část, složená z několika kroků, vychází z analýzy proudění CFD, která je použita k získání teplotní podmínky pro výpočet transientní teplotní analýzy. Z vázané transientní teplotní analýzy je použito prostorové teplotní pole, které v důsledku roztažnosti materiálu způsobuje nehomogenní napjatost na turbínové skříně. Samostatná kapitola praktické části je věnována použitelnosti topologické optimalizace na odlišné typy úloh. Součástí této kapitoly je navržení metodiky pro stanovení napěťového omezení zvoleného typu topologické optimalizace. Předposlední kapitola v praktické části je věnována topologické optimalizaci turbínové skříně na základě předchozí deformačně napěťové analýzy a stanoveného omezení. V poslední kapitole je po úpravách geometrie provedena validace optimalizovaného tvaru skříně. Validace je provedena z hlediska ustálené teploty výstupních spalin, rychlosti ohřevu optimalizované geometrie a porovnání životnosti z hlediska termo-mechanické únavy. Na konci práce jsou navrženy a diskutovány závěry, prostor pro zlepšení a možné navázání v dalším výzkumu.

## Klíčová slova

Turbodmychadlo, topologická optimalizace, termo-mechanická únava, metoda konečných prvků, výpočetní dynamika tekutin, sdružený přestup tepla, predikce únavové životnosti.

# Abstract

This diploma thesis deals with the judgment of usability of the topology optimisation of the Ansys Workbench program combined with thermo-mechanical fatigue and the non-linear material model of a turbine housing. The first part of the thesis includes research which serves for the purpose of understanding and for theoretical support of the practical part. The research part of the thesis at first gives reasons for the choice of the main aim of the thesis. The main aim of the thesis is the decrease of heat leak from the exhaust fumes due to the reason of the sooner combustion products processing and lower emissions production. The second chapter of the research analyses the construction and function of a turbocharger from the perspective of the geometry of the components and also from the perspective of the production and use of the components. The following chapter deals with the analysis of the energetic and thermal balance of the turbocharger. This chapter mentions the fundamental simplifications of the calculation problem and these simplifications are applied in the practical example. Next, the chapter analyses the thermo-mechanical fatigue, classification of the areas of fatigue and it also analyses the approaches used for the life expectancy predictions. The chapter of the research part deals with the selected areas of calculation and their theoretical basis. The last chapter analyses the fluid mechanics and the selected methods of the topology optimisation which are available in the selected calculation program. After the research part of the thesis, there follows the practical part which discusses a multiphysical example of the turbine housing optimisation from the perspective of heat leak and of the turbine housing being exposed to the thermo-mechanical fatigue. The practical part which is composed of several steps is based on the CFD analysis and this analysis is used for the purpose of gaining thermal conditions in order to calculate the transient thermal analysis. Out of the outcomes of the coupled transient thermal analysis, there is used the spatial temperature field which as a result of the expansivity of the material causes non-homogenous stress on the turbine housing. The practical part has an individual chapter dedicated to the usability of the topological optimisation in different types of tasks. One of the parts of this chapter includes is a suggestion of the methodology for determination of voltage limitation for the selected type of topological optimisation. The penultimate chapter in the practical part is dedicated to the topological optimisation of the turbine housing on the basis of the preceding voltage analysis and determined limitation. The last chapter includes performed validation of the optimised shape of the housing after the geometry is adjusted. The validation is performed from the perspective of steady state temperature of the output combustion products, of speed of heating of the optimised geometry and from the perspective of the comparison of the life expectancy determined in the thermo-mechanical fatigue. At the end of thesis, there are included conclusions discussed and suggested, scope for improvement and possibilities for continuation of further research.

## Keywords

Turbocharger, topology optimization, thermo-mechanical fatigue, finite element method, computational fluid dynamics, conjugate heat transfer, fatigue life prediction.

## **Bibliografická citace**

DIAKOV, Jakub. *Analýza konstrukce turbínové skříně z hlediska úniku tepla*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139760>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Radek Vlach.





# Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu doc. Ing. Radku Vlachovi, Ph.D. za hodnotné rady a poznámky týkající se vypracování této diplomové práce a také za aktivní jednání v průběhu konzultací. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Petrovi Škarovi, který zastupoval společnost Garrett Motion, za poskytnutí všech potřebných podkladů nezbytných k vypracování práce.

Tímto děkuji i rodině za podporu během celého studia.

# Prohlášení o původnosti této práce

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma *Analýza konstrukce turbínové skříně z hlediska úniku tepla* vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Radka Vlacha, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

Brno, 19.05.2022

.....

Bc. Jakub Diakov



# Obsah

<b>1. Úvod a motivace řešení problému</b>	<b>13</b>
<b>2. Experimentální podložení motivace práce</b>	<b>14</b>
2.1. Komponenty výfukového systému EAT .....	15
2.2. Princip katalyzátoru a pracovní teploty .....	16
2.3. Konstrukční inovace a typy řešení .....	17
2.4. Snížení teplotních ztrát .....	18
<b>3. Rozbor turbodmychadla</b>	<b>19</b>
3.1. Základní princip a konstrukce turbodmychadla .....	19
3.2. Geometrie turbínové skříně .....	22
3.3. VNT technologie.....	23
3.4. Proudění v turbínové skříni .....	23
<b>4. Energetická bilance turbodmychadla</b>	<b>26</b>
4.1. Teplotní bilance turbodmychadla .....	27
4.2. Teplotní bilance turbínové skříně a základní typy přestupu tepla.....	28
4.3. Termo-mechanická únava TMF.....	31
<b>5. Použité výpočetní oblasti</b>	<b>33</b>
5.1. CFD analýza.....	33
5.1.1. Rovnice odvozené ze zákona zachování hmotnosti .....	34
5.1.2. Rovnice odvozené ze zákona zachování hybnosti.....	35
5.1.3. Rovnice odvozené ze zákona zachování energie.....	36
5.1.4. Metoda konečných objemů a modelování proudění v blízkosti stěny.....	38
5.2. Topologická optimalizace v prostředí Ansys.....	40
5.2.1. Strukturální optimalizace.....	40
5.2.2. Metody topologické optimalizace prostředí Ansys .....	41
5.2.3. Metoda SIMP .....	41
5.2.4. Metoda Level Set .....	43
<b>6. Praktická část</b>	<b>46</b>
6.1. Zadání úlohy a geometrie .....	46
6.2. CFD analýza proudění a přestupu tepla.....	47
6.2.1. Výsledky CFD simulace .....	52
6.3. Teplotní analýza turbínové skříně .....	56
6.4. Deformačně napjatostní analýza turbínové skříně .....	61
6.4.1. Rozbor napětí a deformace turbínové skříně.....	62
6.4.2. Definování omezení topologické optimalizace na základě TMF .....	67
6.4.3. Linearizace deformačně napjatostní analýzy .....	74
6.5. Topologické optimalizace programu Ansys.....	75
6.5.1. Příprava geometrie pro TO .....	76

6.5.2.	Nastavení a vyhodnocení topologické optimalizace .....	77
6.6.	Tvorba nové geometrie turbínové skříně .....	81
6.7.	Verifikace nové geometrie turbínové skříně .....	82
6.7.1.	Porovnání teplot spalin v CFD .....	83
6.7.2.	Porovnání zahřívání skříně .....	84
6.7.3.	TMF a porovnání životnosti .....	85
<b>7.</b>	<b>Diskuse</b>	<b>89</b>
<b>8.</b>	<b>Závěr</b>	<b>91</b>
<b>9.</b>	<b>Workflow výpočetní části</b>	<b>92</b>
<b>10.</b>	<b>Seznam použitých zdrojů</b>	<b>93</b>
<b>11.</b>	<b>Seznam obrázků</b>	<b>97</b>
<b>12.</b>	<b>Seznam tabulek a grafů</b>	<b>99</b>
<b>13.</b>	<b>Seznam použitých symbolů a zkratek</b>	<b>100</b>

# 1. Úvod a motivace řešení problému

Se stále se zpřisňujícími nároky emisních norem EU je požadavek přijít s co nejlepším a nejefektivnějším řešením zpracování výfukových plynů spalovacích motorů tak, aby byla produkce škodlivých látek co nejmenší. Se změnou měření emisí v podobě RDE, která se více blíží reálnému stylu jízdy, je třeba provést konstrukční inovace na výfukovém systému tak, aby byly výfukové plyny zpracovávány co nejlépe v co nejširším časovém intervalu měření. Nabízí se hned několik variant řešení problému lepšího zpracování výfukových spalin. Tato práce byla vypracována ve spolupráci s firmou Garrett Motion, která se zabývá konstrukcí turbodmychadel, a proto je praktická část zaměřena na jednu konkrétní variantu řešení tohoto problému. Touto variantou je úprava geometrie části turbodmychadla tak, aby nová geometrie nepřímo napomáhala procesům zpracování výfukových plynů.

Nové emisní normy Eura 6 omezují maximální výši škodlivých spalin o několik procent a zároveň zpřisňují podmínky, za kterých může být tento maximální limit emisí naměřen. Na základě měření produkce emisí v průběhu testů je třeba zaměřit se na místa, kde je produkce emisí největší. Tak je tomu například po nastartování motoru. Je tedy cílem snížit produkci emisí v průběhu měření hned od počátku. Výfukové spaliny jsou však plně zpracovávány až v pozdější části měření, z důvodů nízké počáteční teploty systémových komponent. Motivací je tak snížit čas potřebný k zahřátí, a tím připravenosti komponent výfukového systému, pomocí upravení geometrie turbodmychadla.

Pokud bude dříve dosaženo vyšší teploty spalin za turbodmychadlem, a tím dřívějšího zahřátí komponent výfukového systému na pracovní teplotu, bude tak dosaženo dřívějšího zpracování výfukových plynů. Hlavním cílem bude tedy zvýšit rychlost zahřátí části turbodmychadla, čímž by došlo k dřívějšímu zpracování výfukových plynů po nastartování motoru. Toho může být dosaženo více způsoby, ať už aktivními nebo pasivními. Práce se zaměřuje na pasivní způsob dřívějšího zahřátí, kterým je snížení hmoty částí turbodmychadla, díky čemuž bude odebráno menší množství tepla ze spalin.

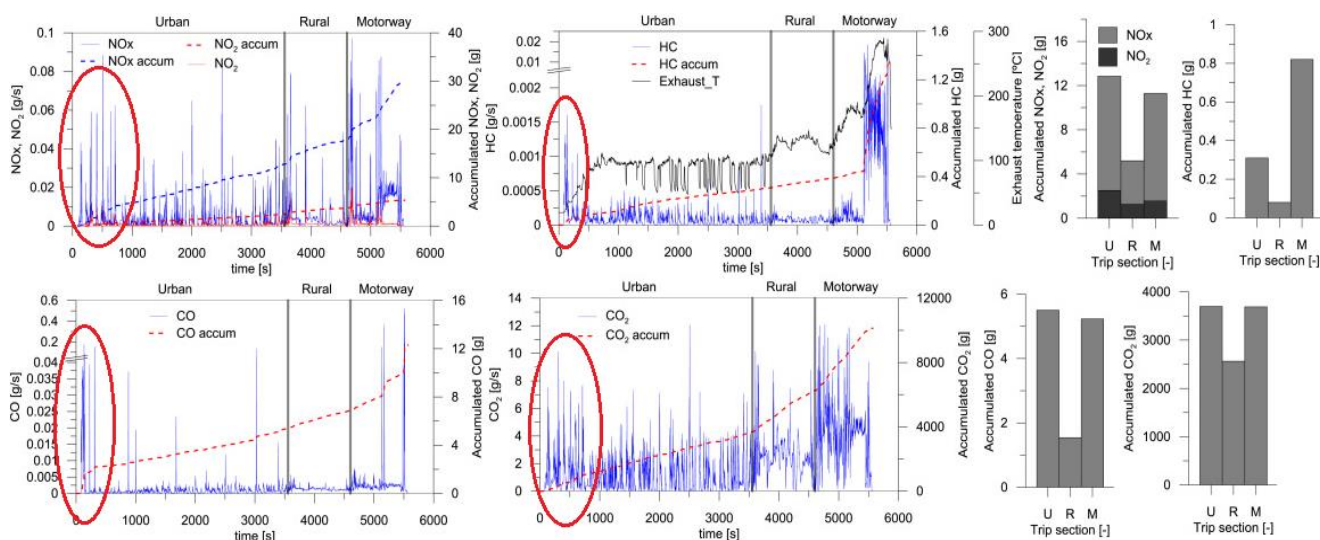
Turbodmychadlo je nejčastěji druhou komponentou výfukového systému spalovacích motorů. Jeho hlavní funkcí je přeplynovat motor vzduchem, díky čemuž dochází ke spalování obohacené směsi. Spalováním obohacené směsi dochází ke zvýšení výkonu motoru a teploty výfukových plynů, což vede ke snížení spotřeby paliva a produkce emisí. Vysoké teploty spalin vytváří nehomogenní teplotní pole na turbodmychadle o maximálních teplotách až 800 °C. Turbodmychadlo je pak těmito teplotám vystaveno v cyklicky se opakujícím zatížení mezi startem a maximálním zatížením motoru. Spolu s konstrukcí a tepelnou roztažností materiálu turbodmychadla dochází při zatížení k plastickému namáhání. Může tedy dojít k termomechanické únavě (TMF) některé ze součástí turbodmychadla, nejčastěji turbínové skříně, která je vystavena nejvyšším teplotám. TMF je způsobena třemi hlavními mechanismy poškození a to únavou, creepem a oxidací. Numerická predikce TMF je relativně nová, ale v poslední době rychle se rozvíjející metoda určení životnosti komponent vystavených vysokým teplotám. Spolu s topologickou optimalizací, díky které je možné snížit hmotnost při zachování mechanických vlastností součásti, získáváme efektivní nástroj při navrhování nových, odolnějších a lehčích geometrií. Obě oblasti, jak TMF, tak topologická optimalizace, jsou relativně nové a je zde velký prostor pro další vývoj a vylepšení.

## 2. Experimentální podložení motivace práce

Pro další efektivní snižování emisí v přísnějších podmínkách normy Eura 6 je třeba vyjít z experimentální jízdy automobilem. U naměřených dat je potřeba se zaměřit na intervaly se zvýšenou produkcí emisí a těm se snažit předejít, nebo je alespoň zmírnit. Na základě tohoto poznatku je založen cíl práce.

V experimentu byly zaznamenávány okamžité a kumulované plynné emise CO, CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub>, NO<sub>2</sub> v závislosti na čase měření. Jejich hodnoty jsou vyneseny v následujícím grafu č. 2.1. spolu s teplotou výfuku (pravděpodobně měřenou v oblasti konce výfukového systému, proto teplota výfuku dosahuje ve většině měření pouze 100 °C). Z grafu č. 2.1. je patrné, že největší množství vyprodukovaných emisí NO<sub>x</sub> se nachází právě v intervalu měření v městské části (prvních 3500 sekund měření). V městské části se nejvyšší hodnoty nachází na začátku měření, tedy v intervalu po studeném startu (prvních přibližně 300 vteřin měření). To stejné platí pro emise HC a CO, které byly taktéž v největší míře naměřeny na začátku městské fáze po studeném startu (kromě nárůstu emisí HC v úseku dálnice v čase přibližně 5200 sekund, kdy došlo k regeneraci filtru pevných částic DPF). Tyto vysoké naměřené hodnoty byly způsobeny jak nízkou aktivitou diesellového oxidačního katalyzátoru (DOC), tak zachytného katalyzátoru (LNT) v důsledku jejich nízké teploty (samozřejmě i nízkou teplotou SCR katalyzátoru). Jakákoli akcelerace v tomto intervalu po studeném startu bude produkovat výrazně větší množství plynných emisí, které nebudou efektivně zpracovány výfukovým systémem kvůli nízké teplotě jeho komponent [1].

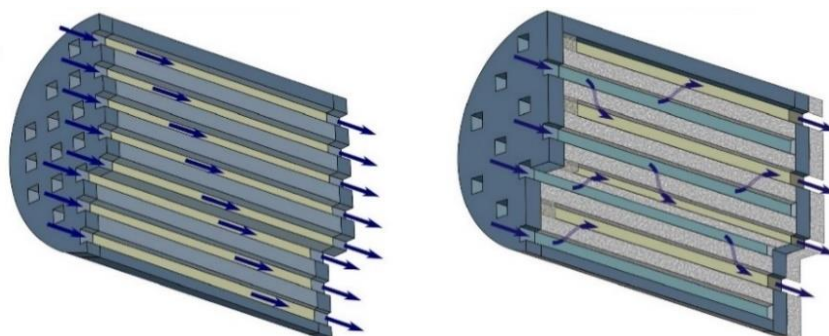
V pravé části grafu č. 2.1. jsou součty jednotlivých emisí ve všech úsecích měření. Až na emise HC, ovlivněné regenerací DPF, je patrné, že většina emisí byla akumulována v prvním úseku měření, tedy v městské části. Spolu s okamžitým průběhem emisí vynesným vlevo lze odvodit, že na tomto vysokém součtu emisí v prvním úseku měření má velký podíl produkce emisí právě na začátku tohoto úseku měření (prvních 300 sekund po studeném startu) [1].



Graf 2.1. Okamžité (vlevo) a akumulované (vpravo) emise NO<sub>x</sub>, NO<sub>2</sub>, HC, CO a CO<sub>2</sub> [1].

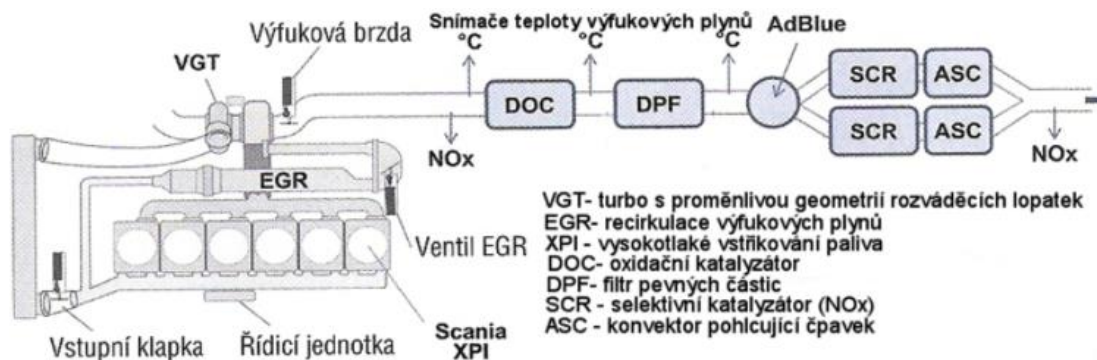
## 2.1. Komponenty výfukového systému EAT

System následné úpravy výfukových plynů (EAT) lze rozdělit na dva průtokové monolity podle podstaty průtoku – skrz kanálky monolitu v komponentě (flow through monolith FTM) a skrze stěny monolitu uvnitř komponenty (wall flow monolith WFM). Konstrukce FTM je znázorněna na následujícím obrázku č. 2.1. (vlevo) a jedná se typicky o katalyzátory různého typu, sloužící k regulaci plynných škodlivých emisí. K regulaci emisí pevných částic jsou používány filtry pevných částic (DPF), které mají konstrukci typu WFM. Rozdíl mezi FTM a WFM je v tom, že konstrukce kanálků uvnitř filtru pevných částic (WFM) je na koncích spojena, na rozdíl od průchozích kanálků uvnitř katalyzátoru (FTM). U WFM se tak pevné částice hromadí v porézní stěně mezi kanálky během proudění výfukových spalin skrze stěny filtru pevných částic. Naopak u FTM reagují částice výfukových plynů při vysokých teplotách s katalytickým povlakem stěn kanálků a dochází tak oxidaci nebo redukci emisí uvnitř katalyzátorů [2].



Obr. 2.1. Flow through monolith FTM (vlevo), Wall flow monolith WFM (vpravo) [2].

Kromě výše zmíněných komponent výfukového systému v podobě katalyzátorů a filtru pevných částic, je design výfukového systému složen z dalších součástí, které přispívají svojí konstrukcí a vlastnostmi k problematice s emisemi. Na cestě od motoru se nejdříve nachází výfukové sběrné potrubí, které je připevněno přímo k motoru stejným počtem trubek, jaký je počet válců motoru. Trubky se pak sbíhají do jednoho výfukového svodu, čím je zaručen odvod spalin. Schéma takového výfukového systému je znázorněno na následujícím obrázku č. 2.2. [3]. Některé výfukové systémy mohou být opatřeny EGR ventilem umístěným na výfukovém svodu, který umožňuje recirkulaci spalin. Dále po směru od motoru je pak umístěno turbodmychadlo, které se nachází před některou z komponent následné úpravy výfukových plynů. Za turbodmychadlem následují katalyzátory a filtr pevných částic v různém pořadí podle výrobce.



Obr. 2.2. Schéma výfukového systému pro následné úpravy výfukových plynů Scania 440/480, splňující emisní normy Euro 6 [3].

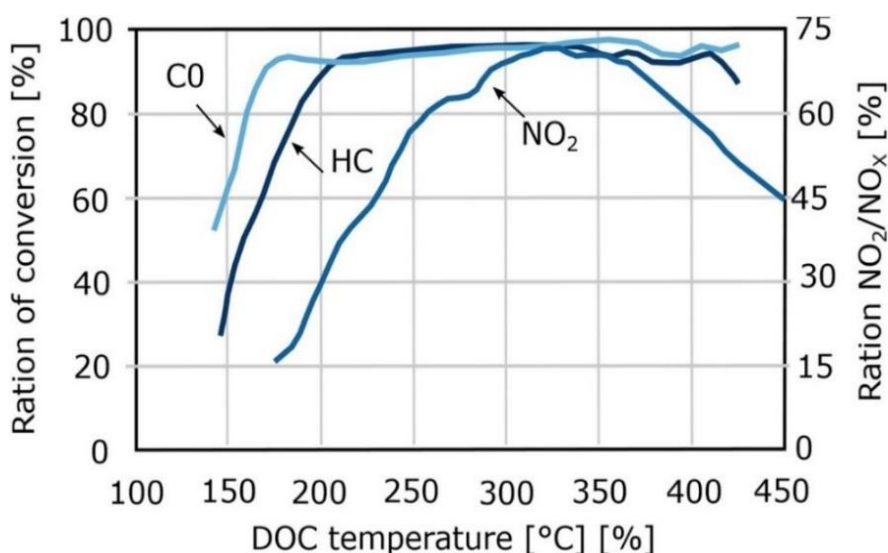
Právě sběrné potrubí a turbodmychadlo svojí polohou a konstrukcí nejvíc ovlivňují nástup funkce komponent následné úpravy výfukových plynů. Při výstupu výfukových plynů z komory motoru odebírají teplo za spalín, a zpomalují tak nástup funkce katalyzátorů. Množství odvedeného tepla závisí na jejich konstrukci, rozměrech a hmotě, která je schopna teplo akumulovat. Proto byl vznesen požadavek na úpravu konstrukce turbínové skříně turbodmychadla, která by byla schopna odvádět co nejméně tepla z výfukových spalín.

## 2.2. Princip katalyzátoru a pracovní teploty

Jako podložení tématu práce optimalizace úniku tepla z turbínové skříně turbodmychadla slouží výsledek měření emisí RDE, kde byla největší produkce emisí v prvních 300 sekundách po startu. To je vysvětleno v této kapitole principy katalyzátoru a jeho účinností v závislosti na jeho teplotě.

Základní typem katalyzátoru, kterým jsou vybavena všechna moderní diesellová vozidla, je diesellový oxidační katalyzátor (DOC). Název vypovídá o funkci katalyzátoru, kterou je oxidace několika nežádoucích emisí výfukových plynů na produkty v podobě  $\text{CO}_2$  a  $\text{NO}_2$ . Oxidace v DOC katalyzátoru probíhá ve speciální konstrukci v podobě kanálkové výplně uvnitř skříně katalyzátoru. Kanálky jsou potaženy ušlechtilými kovy jako je platina nebo paládium, na jejichž typu (a jejich množství) závisí míra konverze emisí.

Chemické reakce se začnou v DOC katalyzátoru projevovat až, když dosáhne katalyzátor určité teploty, v tomto případě okolo 200-250 °C. Proto je téměř u všech automobilů DOC katalyzátor umístěn hned za výstupem z turbodmychadla, čím je dosaženo jeho rychlého zahřátí a minimálních teplotních ztrát ze spalín v oblasti před katalyzátorem. Výkon DOC katalyzátoru je tedy přímo závislý na jeho teplotě, jak je znázorněno v dalším grafu č. 2.2., kde je vynesena míra konverze emisí CO, HC a generování  $\text{NO}_2$  v závislosti na teplotě katalyzátoru. Jak je patrné míra konverze emisí je do 130 °C v podstatě nulová, pak nastává teplotní interval, ve kterém se začínají uplatňovat chemické reakce a až nad 200 °C funguje katalyzátor na svůj maximální výkon [4].



Graf 2.2. Míra konverze emisí CO, HC a  $\text{NO}_2$  v závislosti na teplotě DOC katalyzátoru [4].

Na stejném principu fungují i ostatní katalyzátory, jen se mění podstata chemických reakcí, které závisí na katalytickém povlaku kanálku uvnitř katalyzátoru. Od podstaty chemických reakcí se pak odvíjí také pracovní teplota katalyzátoru viz. následující tabulka č. 2.1. [4, 5, 6, 7, 8, 9].



Typ katalyzátoru/filtr pevných částic	Teplota prvních reakcí	Pracovní teplota maximální účinnosti
DOC	130 °C	200 °C
SCR	200 °C	430 °C – 500 °C
ASC	225 °C	350 °C
LNT/NSR/NSC	115 °C – 150 °C	350 °C
DPF	<ul style="list-style-type: none"> <li>• regenerace 500 °C</li> <li>• oxidace 350 °C</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• regenerace 700 °C</li> <li>• oxidace 550 °C</li> </ul>

Tab. 2.1. Pracovní teploty katalyzátoru a filtru pevných částic [4, 5, 6, 7, 8, 9].

## 2.3. Konstrukční inovace a typy řešení

Hlavní informací, která vyplývá z tabulky č. 2.1., je, že jednotlivé komponenty (katalyzátory DOC, SCR, ASC, NSC/NSR/NSC a filtry pevných částic DPF) se začnou aktivně podílet na zpracování emisí až od dosažení svých pracovních teplot. Do té doby dosahují hodnoty produkovaných emisí svých maximálních hodnot (v poměru k zatížení motoru). Proto je hlavním cílem u moderních vozidel dosažení pracovních teplot komponent následné úpravy výfukových plynů v co nejkratším intervalu a nad touto teplotou zůstat po celou dobu běhu motoru.

Rychlejšího dosažení pracovních teplot jednotlivých komponent lze dosáhnout několika technologiemi a postupy implementovanými do výfukového systému. Používané teoretické přístupy lze zpočátku rozdělit následovně [10]:

- Zvýšení entalpie výfukových plynů – zvýšení teploty, anebo průtoku výfukových plynů
- Zvýšení teploty výfukových plynů – využíváno spíše pro udržení teploty katalyzátoru, nebo k regeneraci
- Snížení tepelných ztrát výfukových plynů – snížení hmotnosti ohřivaného materiálu, izolace, obtoky chladiče

K dosažení těchto teoretických přístupů se využívají aktivní nebo pasivní opatření. Ta jsou ve formě řízení toku výfukových plynů, nebo dodatečných systémových součástí přidána do systému EAT. O různých typech těchto úprav a jejich rozřazení pojednává následující tabulka č. 2.2. [10].

Když pomineme ze zmíněné tabulky aktivní opatření založené na motoru, která se přímo netýkají svojí polohou výfukového systému, nebo jde pouze o pomocí ECU řízené vlastnosti motoru, tak se jako slibné technologie ke snížení emisí studených startů jeví elektrické vyhřívání katalyzátorů, rozložení a umístění katalyzátorů blízko motoru a co nejnižší tepelná kapacita (při zachování stejného materiálu jde o hmotnost) dílů před katalyzátory. Izolace je výhodná hlavně při udržování teploty katalyzátorů a dílů výfukového systému od chvíle, kdy dojde k jejich zahřátí. Při nízkých teplotách v intervalu zahřívání nemá izolace moc vysokou účinnost.

Typ opatření		Možnost implementace
Aktivní – založené na motoru	Zvýšené výfukové ztráty	<ul style="list-style-type: none"> <li>• zpoždění časování vstřikování</li> <li>• dodatečné vstřikování</li> <li>• předčasné otevření výfukového ventilu</li> </ul>
	Snížení AFR (poměr vzduchu a paliva)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• deaktivace válce</li> <li>• zavření klapky sání</li> </ul>
	Zvýšená spotřeba paliva motoru	<ul style="list-style-type: none"> <li>• zvýšení volnoběžných otáček motoru</li> <li>• uzavření lopatek VGT, anebo klapky výfuku</li> </ul>
	Redistribuce tepla	<ul style="list-style-type: none"> <li>• obtoky chladiče</li> <li>• obtok turbodmychadla</li> </ul>
Aktivní – založené na výfukovém systému		<ul style="list-style-type: none"> <li>• elektrický ohřivač katalyzátorů</li> <li>• katalytický ohřivač (DOC)</li> </ul>
Pasivní		<ul style="list-style-type: none"> <li>• umístění katalyzátoru blízko motoru</li> <li>• izolace (dvoustěnné trubky)</li> <li>• <b>nízká tepelná kapacita komponent</b></li> <li>• ředění vzduchem</li> </ul>

Tab. 2.2. Typy opatření a jejich použití pro rychlejšího dosažení pracovních teplot EAT [10].

## 2.4. Snížení teplotních ztrát

Zásadním faktorem při pasivním opatření je množství ohřivaného materiálu umístěného před komponenty výfukového systému, které se aktivně podílí na úpravách spalin. Stěžejní místa jsou tak výfukové potrubí na svodu z komor motoru, které ústí do turbodmychadla a turbodmychadlo samotné. Pokud pomineme úpravu tloušťky stěn trubek, tak největší součástí se schopností odebrat nejvíce tepla před katalyzátory, je právě turbodmychadlo. V turbodmychadlu odchází ze spalin největší množství tepla, a proto bez ohledu na jiná opatření za turbodmychadlem (EHC, umístění katalyzátorů) je požadavek na co nejmenší množství ohřivaného materiálu, při zachování pevnostních charakteristik turbodmychadla.

Proudící spaliny turbodmychadlem odevzdávají podíl své energie na roztočení turbínového kola a mechanické ztráty s tímto procesem spjaté. Dále odevzdávají část tepelné energie, která je akumulována ve stěně turbínové skříně. Množství akumulovaného tepla ve skříně závisí na množství hmoty skříně, která je schopna teplo pojmout. Zároveň začne probíhat další výměna tepla ve formě přestupu tepla do okolí turbínové skříně, které začne mít po určité době nižší teplotu než samotná turbínová skříň. Snížením ohřivaného objemu skříně se sníží množství odebraného tepla ze spalin a urychlí se tak proces zahřívání dalších komponent výfukového systému.

Snížováním ohřivaného objemu turbínové skříně však klesají její mechanické vlastnosti. Je tedy třeba najít optimální místa, kde je možné materiál odebrat tak, aby se u turbínové skříně zachovaly požadované mechanické vlastnosti při všech typech namáhání. Zároveň musí být zaručena vyrobiteľnosť odlitku skříně. Výsledná geometrie tak musí splňovat minimální parametry výrobního procesu.

### 3. Rozbor turbodmychadla

Cílem této kapitoly je vysvětlení základních principů a funkce turbodmychadla. V kapitole je nejprve rozebráno využití turbodmychadla v případě spalovacích motorů, jeho funkce přeplňování a konstrukce jak jako celku, tak jeho jednotlivých komponent. Následuje vysvětlení tvaru geometrie turbínové skříně a jednotlivých typů tvaru navádění výfukových spalin. K shrnutí konstrukce turbínové skříně je přidáno vysvětlení funkce VNT technologie. Závěrem je shrnuto proudění spalin uvnitř voluty turbínové skříně, od kterého se odvíjí její tvar.

Druhá část kapitoly se věnuje rozboru energetické a teplotní bilance turbodmychadla jako celku a dále pouze turbínové skříně v rámci zavedených zjednodušení. V této části jsou popsány základní typy přestupu tepla v rámci teplotního namáhání turbodmychadla. Na závěr kapitoly je popsána termo-mechanická únava, které je turbínová skříň vystavena.

#### 3.1. Základní princip a konstrukce turbodmychadla

Hlavní funkcí turbodmychadla je co nejvíce zvýšit výkon a točivý moment motoru. Jedná se o mechanické zařízení, které je poháněno pomocí dodávané energie z výfukových spalin u motorů s vnitřním spalováním. Část této energie, která odpovídá až 30-35% celkové energie spalování paliva, je využita k roztočení radiální turbíny, spojené s kompresorovým kolem. Tím začne kompresorová část nasávat vzduch a takzvaně přeplňovat motor, což znamená dodání většího množství vzduchu do válce pomocí zvýšeného plnicího tlaku  $p_{pl}$ . Účinnost turbodmychadla se pohybuje okolo 45-55 %, což znamená, že je přibližně 13-17 % energie z paliva rekuperována a vrácena zpět do motoru ve formě stlačeného vzduchu. S rostoucím plnicím tlakem ve válci motoru roste i výkon motoru, a to i za stejného nebo nižšího množství vstříkovaného paliva. To je popsáno rovnicí pro výpočet efektivního výkonu spalovacího motoru  $P_e$  [11]:

$$P_e = i_m V_H p_e \frac{n_m}{\tau_m} \quad (3.1)$$

Kde  $i_m$  je rovno počtu válců motoru,  $V_H$  je zdvihovým objem válce,  $n_m$  jsou otáčky motoru,  $\tau_m$  je otáčkový činitel motoru (taktnost motoru), a  $p_e$  je střední efektivní tlak na ve válci. Střední efektivní tlak, který je tedy přímo úměrný výkonu motoru, závisí na množství přeplňovaného vzduchu s palivem. To je popsáno následujícím vztahem pro výpočet  $p_e$  [11]:

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_d \eta_i \eta_m \quad (3.2)$$

Kde podíl výhřevnosti paliva  $H_u$  s teoretickým směšovacím poměrem  $\sigma_t$  jsou pro dané palivo konstantní, zatímco součin hustoty plnicího vzduchu  $\rho_{pl}$  s převrácenou hodnotou spalovacího součinitele přebytku vzduchu  $\lambda_z$  a s účinností mechanickou  $\eta_m$ , indikovanou  $\eta_i$  a dopravní  $\eta_d$  jsou přímo závislé na velikosti plnicího tlaku  $p_{pl}$  (a nepřímo na teplotě plnicího vzduchu  $T_{pl}$ ). Odtud je zřejmé, že zvýšení plnicího tlaku  $p_{pl}$  turbodmychadlem přímo ovlivní zvýšení celkového výkonu motoru [11].

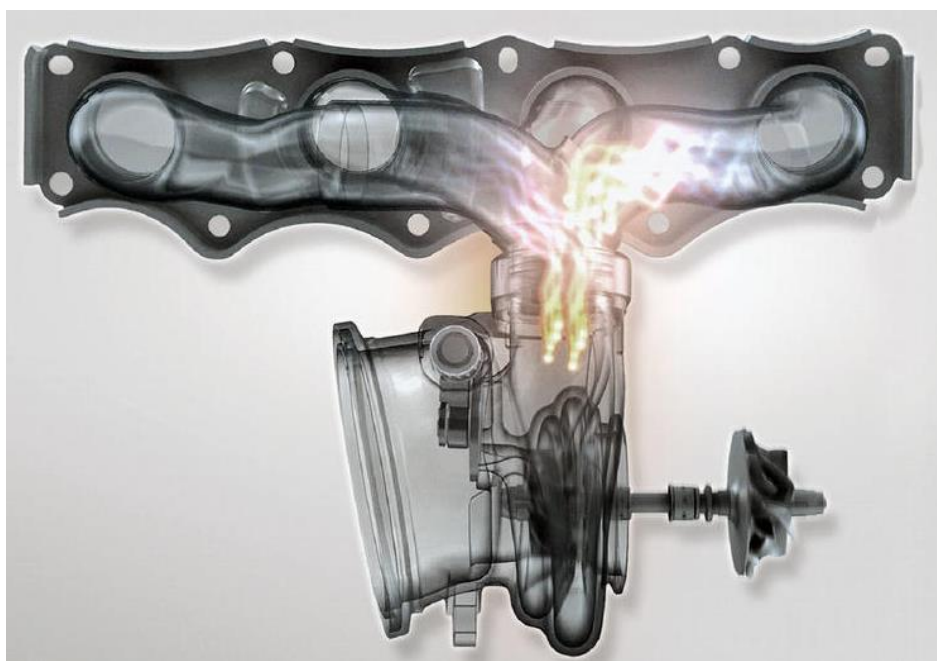
Kromě zvýšení výkonu motoru má turbodmychadlo i jiné pozitivní dopady na provoz vozidla, jako jsou:

- snížení některých složek emisí při hoření nadbytku kyslíku za vyšších teplot a tlaků
- možné snížení množství spalovaného paliva

- možné zmenšení motorového prostoru (downsizing)
- snížení hmotnosti motoru, lepší průběh točivého momentu

Před popsáním konstrukce samotného turbodmychadla je vhodné popsat sběrné potrubí, ke kterému je turbodmychadlo připojeno.

K využití energie spalin je třeba spaliny s minimálními ztrátami, vznikající třením spalin o stěny potrubí, dopravit do turbodmychadla. K tomu slouží sběrné potrubí, viz obr. č. 3.1., které je stejným počtem svodů, jaký je počet válců motoru, připojeno k motoru. Jednotlivé svody se pak sbíhají v jedno vyústění s přírubou, na kterém je nasazeno turbodmychadlo. Vzhledem k maximálním teplotám na výstupu z motoru na jednotlivých vstupech sběrného potrubí, kdy je vždy v danou chvíli jen jeden aktivní, je sběrné potrubí tepelně nejvíc namáhanou komponentou výfukového systému. Sběrné potrubí se vyrábí ve dvou typech, a to odléváním z litiny, nebo svařováním ocelových trubek [12].



Obr. 3.1. Sběrné potrubí s turbínovou skříňí a rotorem turbodmychadla [12].

Ke sběrnému potrubí je na přírubu pomocí šroubů připevněno turbodmychadlo. Konstrukce turbodmychadla je složena ze tří hlavních částí, a to v podobě kompresorové, turbínové a ložiskové skříňě. V těchto částech jsou uložena oběžná kola turbíny a kompresoru, která jsou spojena hřídelí, viz následující obrázek č. 3.2. Turbodmychadlo je přírubou na kompresorové skříňi připojeno ke sběrnému potrubí, čím je zaručen přísun spalin z motoru do turbodmychadla.

Turbínová skříň je tak zatížena vysokou teplotou a tlakem z výfukových spalin, a proto je masivnější než zbylé komponenty turbodmychadla. Z tohoto důvodu je turbínová skříň převážně vyrobena z litiny (nikl-chromové slitiny), která je schopna odolat teplotám až 1000°C. V turbínové skříňi je uloženo turbínové kolo, na které jsou díky tvaru turbínové skříňě v podobě voluty přiváděny spaliny z motoru. Ty mohou být přiváděny přímo na turbínové kolo, nebo mohou procházet přes VNT technologii změny geometrie lopatek. Některé turbínové skříňe jsou opatřeny obtokovým ventilem (tzv. waste gate), který umožňuje odvod části výfukových plynů mimo lopatky turbínového kola při dalším navyšování množství výfukových plynů (než na které je turbodmychadlo dimenzováno).

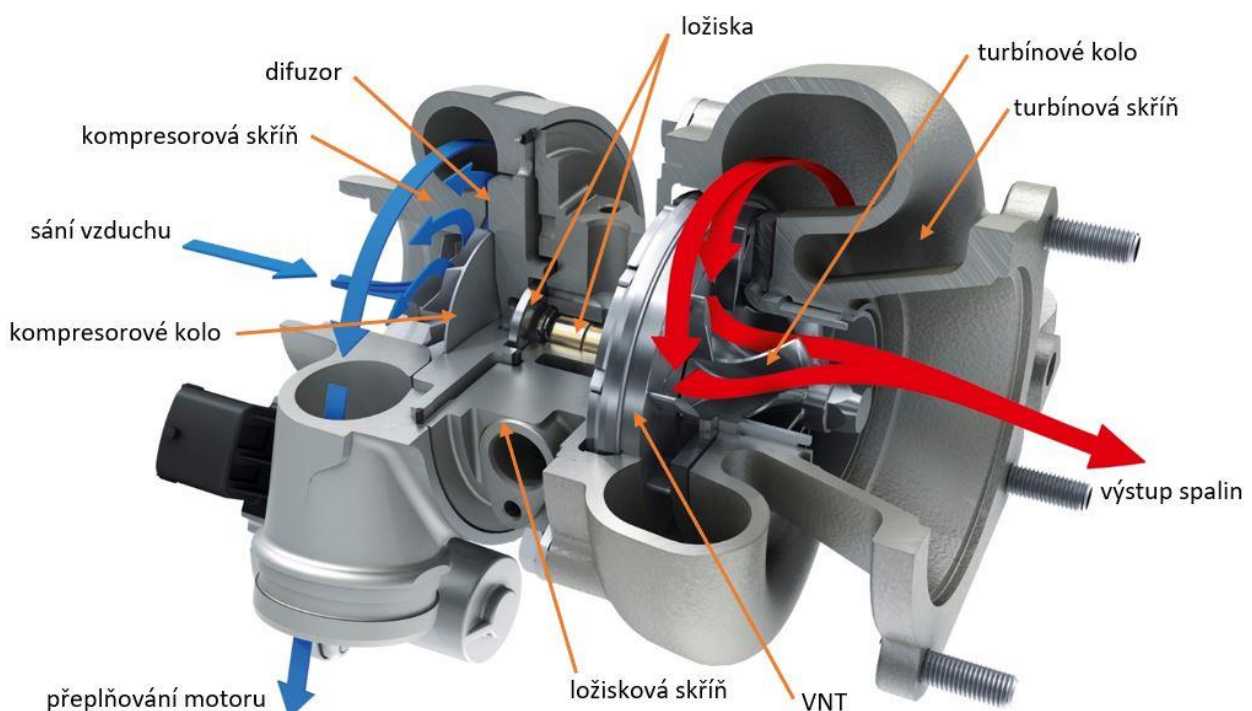
Turbínové kolo je ve většině případů pevně spojeno s hřídelí, která přenáší kroutící moment na kompresorové kolo. To je na hřídeli zajištěno maticí. Takto konstruovaný rotor turbodmychadla dosahuje vysokých obvodových rychlostí a turbínové kolo je navíc vystaveno vysokým teplotám. Z tohoto důvodu se turbínové kolo vyrábí metodou odlévání vytavitelného modelu, který zaručuje vysokou přesnost, z žárupevných superslitin chromu a niklu, odolávajícím teplotám až 1000 °C.

Spojovací hřídel se odlévá společně s turbínovým kolem, nebo pokud jde o ocelovou hřídel, tak je k turbínovému kolu následně připojena třecím svařováním [13].

Hřídel spojující oběžná kola je uložena v prostřední ložiskové skříni turbodmychadla. Uložení je realizováno pomocí kluzných, nebo kuličkových ložisek v radiálním i axiálním směru. Do ložiskové skříně je přiváděn olej k mazání ložisek a chlazení. Vstupy hřídele na stranách obou oběžných kol musí být dobře utěsněny, aby nedocházelo k úniku oleje, nebo do spalín do ložiskové skříně. K tomu se nejčastěji využívá labyrintové těsnění.

Na druhé straně ložiskové skříně je opět přes přírubu připojena kompresorová skříň. Jedná se o radiální kompresor, kde je pomocí kompresorového kola nasáván vzduch na jeho vstupu. Ten je pak urychlen v radiálním směru a stlačen difuzorem, kde se jeho kinetická energie změní na tlakovou. Stlačený vzduch je pak přes volutu kompresorové skříně usměrněn do výstupu z kompresoru, a následným potrubím dopraven do motoru. Kompresorová skříň nemusí odolávat takovým teplotám jako turbínová, a proto je převážně vyrobena z hliníkových slitin.

K nasávání vzduchu na kompresorové straně turbodmychadla slouží kompresorové kolo, spojené s turbínou. V kompresorové části nedosahuje vzduch takový teplot, a je tedy možné vyrábět kompresorová kola odléváním nebo obráběním slitin hliníku, nebo titanu.



Obr. 3.2. Popis konstrukce turbodmychadla s technologií VNT a vyznačení průtoku spalín a vzduchu [14].

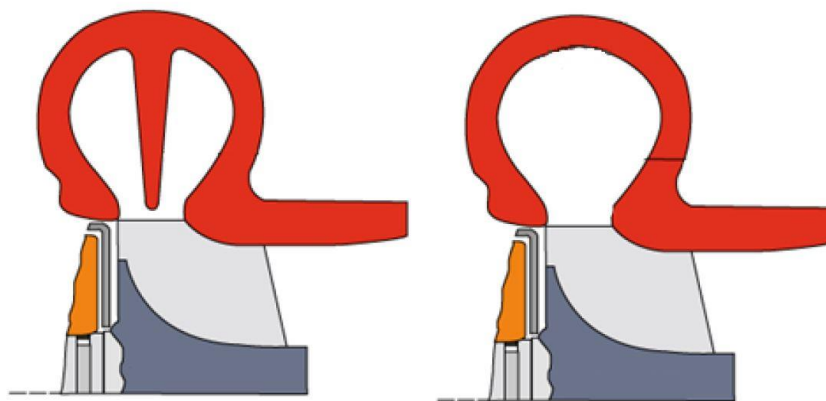
## 3.2. Geometrie turbínové skříně

Úkolem turbínové skříně spolu s turbínovým kolem je zajistit odvod tepelné a kinetické energie ze spalín a následně ji přeměnit na rotaci rotoru turbodmychadla. Tento proces přeměny energie se skládá ze tří kroků, kdy jako první dochází ke vstupu spalín do turbínové skříně, ty jsou dále nasměrovány na turbínové kolo průchodem volutou, které na závěr roztáčí při svém výstupu z turbodmychadla. Na vstupu před turbodmychadlem (tzv. inlet flow) dosahují spaliny vysoké kinetické energie a teploty (760 °C až 1100 °C podle typu motoru). Vstup ústí do voluty turbínové skříně (inlet), kde jsou výfukové plyny geometrií voluty co nejlépe nasměrovány na lopatky turbínového kola. Na závěr dochází k přeměně jejich energie a tím je roztáčeno turbínové kolo, přičemž je zároveň změněn směr toku spalín z radiálního proudění směrem k lopatkám na axiální proudění směrem k výstupu z turbínové skříně turbodmychadla (outlet).

Základním rozdělením konstrukce turbínové skříně (tzv. housing) pro radiální turbíny podle tvaru průřezu je rozdělení na turbínové skříně nedělené a dělené, viz. obr. č. 3.3. Třetím doplňujícím druhem k základnímu rozdělení je pak turbínová skříň vybavená VNT technologií změny geometrie lopatek pro variabilní usměrnění toku spalín na turbínové kolo.

Dělená turbínová skříň se skládá ze dvou paralelních volut uložených v axiálním směru. Tato konstrukce je náročnější na výrobu, ale má oproti nedělené turbínové skříně několik výhod. Mezi ty patří lepší nasměrování výfukových plynů na oběžné kolo, díky čemu dochází k lepšímu využití jejich energie a lepší účinnosti turbodmychadla. Hlavní výhodou je, že dělená turbínová skříň dokáže kromě tepelné a kinetické energie spalín využít také jejich pulzací, vznikajících v důsledku rozdílného času zapalování jednotlivých válců. Svody spalín jsou spojeny po dvou, vždy tak, aby se v jedné větvi nacházel jeden válec v době výfuku (tedy jsou spojeny v jedné větvi svody 1. a 4. a v druhé větvi svody 2. a 3. válce při sekvenci zapalování 1-3-4-2). Dochází tak k nedestruktivní interferenci pulzací při vstupu na lopatky turbínového kola a tím je využití plynů účinnější. V nižších otáčkách je tato konstrukce turbínové skříně účinnější.

Nedělená turbínová skříň se skládá pouze z jedné voluty, do které jsou přiváděny spaliny ze všech válců motoru a jedná se tak o konstantní tlakové využití pouze tepelné a kinetické energie spalín. Tlakové impulzy jsou navzájem rušeny a dochází tak k přeměně neúplné expanze na kinetickou energii a dále na teplo, čímž je zvyšován objem plynů v důsledku jejich teplotní expanze. Dosahuje tedy nižší pracovní účinnosti, ale je jednodušší na výrobu a dosahuje obecně větší životnosti a nižších nároků na výrobu, včetně ceny. Nedělená skříň (single scroll) se tak používá pro motory se spíše konstantními otáčkami a zatížením, lze však regulovat technologií VNT [13].



Obr. 3.3. Dělená (vlevo) a nedělená (vpravo) turbínová skříň pro radiální oběžné kolo [15].

### 3.3. VNT technologie

Oba typy turbínové skříně lze doplnit o technologii VNT. Jedná se o mechanismus natačení předřazených rozváděcích lopatek oběžnému kolu, pomocí kterých lze měnit úhel a rychlost dopadání výfukových plynů na lopatky turbíny, viz následující obrázek č. 3.4. Tímto způsobem lze regulovat plnicí tlak v celém rozsahu provozních otáček. VNT systém vychází z rovnice kontinuity, kde čím více je přiškrcen průtok, tím více se zvýší rychlost proudění spalin. Toho lze efektivně využít v nižších otáčkách motoru, kdy je množství výfukových plynů méně. Lopatky VNT se při nižších otáčkách nastaví do orientace, ve které zmenší průtokovou oblast mezi jednotlivými lopatkami, a výfukové plyny tak získají větší rychlost. Ve vyšších otáčkách motoru, kdy je výfukových plynů více, se naopak lopatky VNT natočí více do směru středu turbíny, čímž se průtoková oblast zvětší. Tímto způsobem jsou výfukové plyny urychlovány a regulovány v nízkých a vysokých otáčkách motoru a je tak dosaženo konstantnějšího průběhu otáček rotoru turbodmyhadla během náběhu na výkonnostně optimální otáčky motoru.

VNT technologie je alternativou k obtokovému ventilu (wastegate), který slouží k přepuštění nadměrného množství spalin mimo funkční zónu turbodmyhadla okolo turbíny, aby nedošlo k jejímu poškození. Jedná se o komplikovanější a dražší technologii, než je obtokový ventil, která má však značné výhody, co se týká výkonu. Pomocí VNT technologie je možné regulovat proudění spalin v celém rozsahu otáček motoru, díky čemuž je značně snížena prodleva odezvy turbodmyhadla, a to až 2x v porovnání s turbodmyhadlem bez VNT technologie. Díky lepšímu využití turbodmyhadla ve všech otáčkách motoru dochází ke snížení emisí a spotřeby paliva [13].



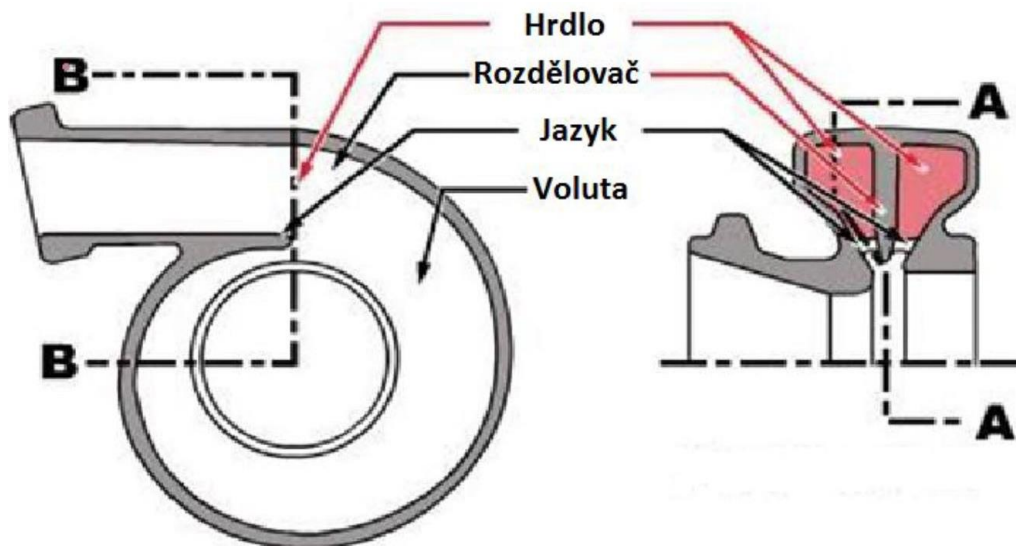
Obr. 3.4. Konstrukce VNT technologie a natočení lopatek. [13].

### 3.4. Proudění v turbínové skříně

Samotná turbínová skříně je svým tvarem navržena tak, aby splňovala nejen zástavbové možnosti pro turbínové kolo, přírubu přívodu a odvodu výfukových plynů, VNT technologii nebo obtokový ventil, ale také aby svými tvarovými a mechanickými vlastnostmi splňovala požadavky na efektivní průtok spalin a teplotní a tlakové zatížení. Tak kromě správného navržení tloušťky stěn v jednotlivých částech turbínové skříně je důležitý také její vnitřní tvar. Tomu se říká voluta a je navržena tak, aby docházelo k optimálnímu nasměrování výfukových

plynů na turbínové kolo. Jedná se o radiální spirálovou část skříně, kterou proudí spaliny od jejího začátku (inletu) až jsou postupně všechny dopraveny na turbínové kolo. Její tvar je z hlediska proudění velmi důležitý a je navržen tak, aby došlo k optimalizaci proudění výfukových plynů a využití jejich energie při roztáčení turbíny.

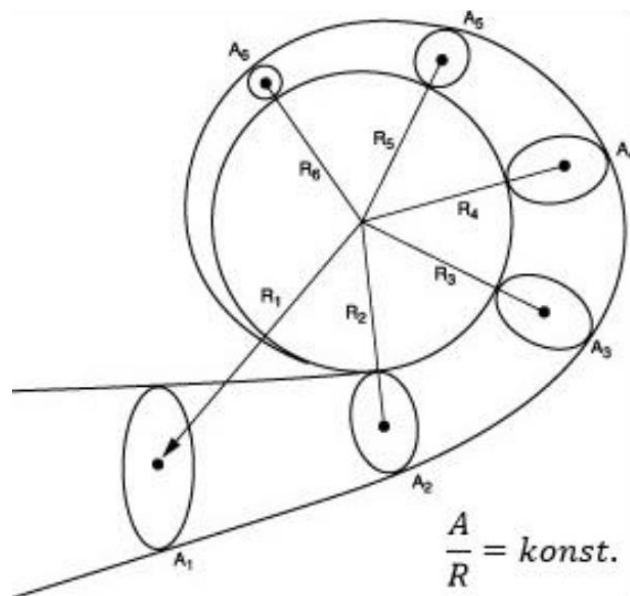
Voluta turbínové skříně se skládá z několika částí, viz následující obrázek č. 3.5., které postupně usměrňují výfukové plyny v radiálním směru. Na vstupu do voluty se nachází vstupní část (první rovný úsek za vstupem do turbodmychadla – inletem), která pouze přivádí výfukové plyny do voluty. Poslední částí je vyústění, kterým jsou v axiálním směru výfukové plyny dopraveny do výfukového potrubí poté, co projdou přes turbínové kolo. Samotná voluta ve tvaru spirály obsahuje rozdělovací část mezi vstupní částí a koncem voluty, tzv. jazyk, který odděluje vtokovou část plynů od konce voluty. Tloušťka stěn okolo voluty odpovídá teplotnímu a tlakovému zatížení od plynů uvnitř. Správné rozložení je zde velmi důležité, jelikož se nejedná pouze o konstantní zatížení, ale cyklické namáhání skříně v rozsahu vysokých teplot (až 1000 °C) a tlaků, jak v krátkých intervalech akcelerace automobilu, tak v delších intervalech mezi dlouhým konstantním zatížením při jízdě a vypnutým motorem. Především cyklická únava při rozpínání a smršťování turbínové skříně hraje velkou roli při pevnostních výpočtech parametrů turbínové skříně [15].



Obr. 3.5. Řez volutou dělené turbínové skříně [15].

Geometrie tvaru vnitřních stěn voluty se odvíjí od takzvaného  $A/R$  poměru. Jedná se o poměr průtokové plochy v kolmém řezu voluty, kde je takto vzniklá plocha  $A$  vzdálena od osy turbodmychadla o daný poloměr  $R$ , viz obrázek č. 3.6. Tento poměr by měl být pro ideální proudění a využití energie plynů pro každý pomyslný řez voluty konstantní. Vstupní část a voluta přivádí plyny v radiálním směru, kdy největšího využití kinetické energie plynů dochází při jejich tangenciálním dopadu na lopatky turbínového kola.  $A/R$  poměr značí, že pokud se bude zvětšovat průtoková plocha  $A$ , tak budou plyny proudit pomaleji a nebudou dosahovat takové kinetické energie. Naopak pokud bude menší plocha  $A$ , budou plyny proudit rychleji, kdy zároveň s větším poloměrem  $R$  budou plyny působit svojí silou ještě na větším rameni a bude tak turbínovému kolu udělen větší točivý moment. Rozměry voluty dané poměrem  $A/R$  tedy přímo ovlivňují výkon turbodmychadla [13].



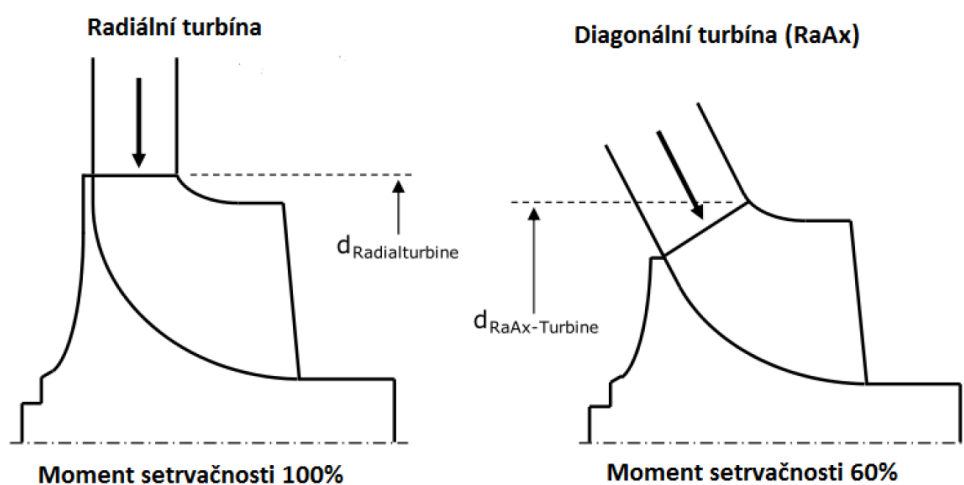


Obr. 3.6. A/R poměr voluty turbínové skříně [13].

V poslední řadě ovlivňuje konstrukci turbínové skříně směr náběhu plynů na oběžné kolo. Podle úhlu náběhu plynů na turbínové kolo rozlišujeme radiální turbínu, kdy jsou plyny přiváděny po úhlem  $90^\circ$  k ose rotace rotoru, a diagonální turbínu, kdy jsou plyny přiváděny pod menším úhlem než  $90^\circ$ , viz obr. č. 3.7. Hlavní výhodou takto konstruované diagonální turbíny je její stejná, nebo lepší účinnost v porovnání s radiální v širším rozsahu otáček motoru. To je způsobeno snížením momentu setrvačnosti turbínového kola až o 40 %, při zachování stejného výkonu. Toho je dosaženo rozdílným tvarem lopatek diagonální turbíny a tím zmenšením jejího průměru. Snížení průměru je zásadní pro moment setrvačnosti podle rovnice, kde  $I$  značí polární moment setrvačnosti turbínového kola,  $m$  je hmotnost turbínového kola a  $R$  je jeho poloměr [15].

$$I = m \cdot R^2 \quad (3.3)$$

Použití diagonální turbíny tak přináší další možnosti, jako je modelování expanze plynů na lopatkách turbínového kola v závislosti na náběhovém úhlu, což přináší lepší využití proudění plynů a jejich energie. Dále se zmenšením průměru turbínového kola diagonální turbíny dochází ke snížení momentu setrvačnosti a také turbínová skříň může být menší, díky čemu je využito méně materiálu, který by odebíral teplo z plynů [15].

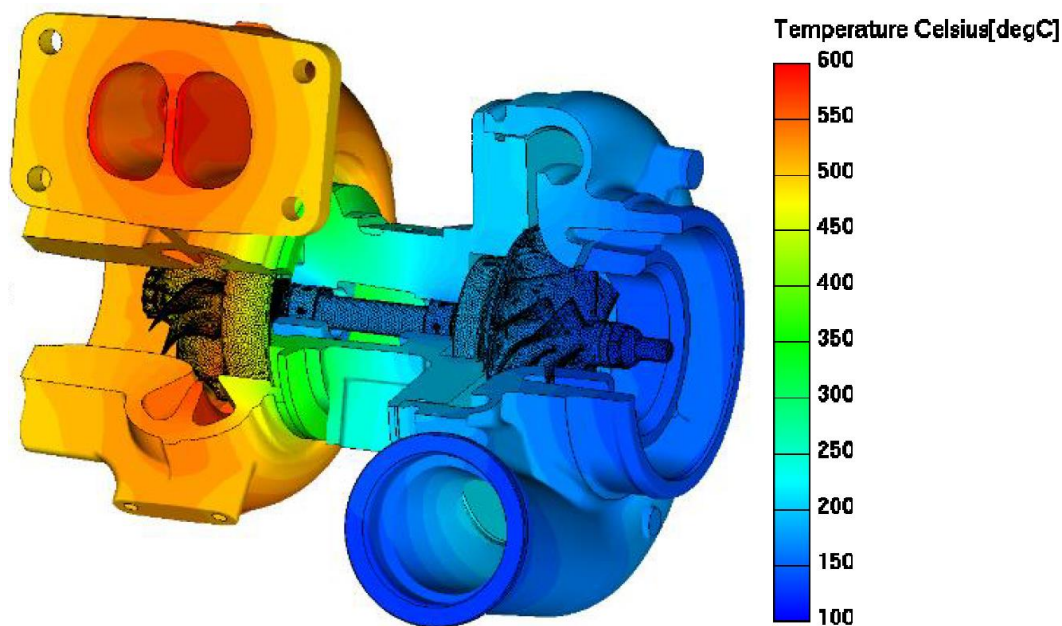


Obr. 3.7. Porovnání geometrie radiální (vlevo) a diagonální (vpravo) turbíny [15].

## 4. Energetická bilance turbodmyhadla

Pro porozumění celkového problému přenosu energie v turbodmyhadle je třeba si celý problém rozebrat do jednotlivých energetických složek, jejichž sečtením dostáváme energetickou bilanci. Jedná se o komplexní multifyzikální problém vzhledem k dějům, které na turbodmyhadle probíhají. Na jedné straně turbodmyhadla se projeví značné tepelné přenosy od horkých spalin vstupujících do turbínové skříně. Na druhé straně díky odevzdané mechanické práci nasává a stlačuje kompresor vzduch z okolí v kompresorové skříně. A zároveň mezi turbínou a kompresorem v ložiskové skříně dochází k chlazení olejem a tření v ložiskách. Na všech částech probíhají základní typy přenosu tepla do okolí, ale zároveň i mezi jednotlivými částmi turbodmyhadla a plynů.

Před vymezením problému na turbínovou skřín a zavedení některých zjednodušení je třeba znázornit energetické přenosy v celém turbodmyhadle, jak je znázorněno na následujícím obrázku č. 4.2. Vzhledem k rozložení teplot na turbodmyhadle (viz. obr. č. 4.1.), kde je dosaženo nejvyšších teplot na turbínové části a nejnižší teploty jsou na druhé straně na kompresorové části, bude probíhat přestup tepla směrem ke kompresorové části. Dále bude probíhat přestup tepla do okolí, odevzdání mechanické práce spalin na roztáčení turbíny a některé další ztráty jako například tření [16].



Obr. 4.1. Rozložení prostorového teplotního pole na turbodmyhadle [16].

Uvažujme tedy turbínovou část za nejteplejší, potom bude probíhat přestup tepla konvekcí z turbínové skříně do střední (ložiskové) skříně  $Q_T$ . Zároveň bude probíhat přestup tepla konvekcí a zářením z turbínové skříně do okolí  $(Q_{nc} + Q_{rad})_T$ . Další částí jsou mechanické ztráty v turbínové části v podobě mechanického výkonu přenesené na turbínové kolo, označené jako  $P_T$  [17].

Ve střední (ložiskové) části probíhají obdobné procesy jako v turbínové části. Zde se od zmíněného dodaného tepla z turbínové části  $Q_T$  část přenáší na chladicí olej, označeno jako  $Q_H$ , a další část dál do kompresorové části, označeno jako  $Q_C$ . Poslední složkou přenosu tepla ve střední části je přestup tepla do okolí konvekcí a zářením, zde označené jako  $(Q_{nc} + Q_{rad})_{CC}$ . Kromě přestupů tepla dochází ve střední části k odevzdání části mechanického výkonu z hřídele

třením v ložiskách, označeným jako  $P_F$ . Zbytek mechanického výkonu je dopraven hřídelí na kompresorové kolo v podobě  $P_C$  [17].

V kompresorové části budou opět probíhat tepelné přestupy do okolí konvekcí a radiací v podobě  $(Q_{nc} + Q_{rad})_C$ . Energetickou bilanci pro turbínovou a kompresorovou část lze tedy zapsat v následujícím tvaru [17].

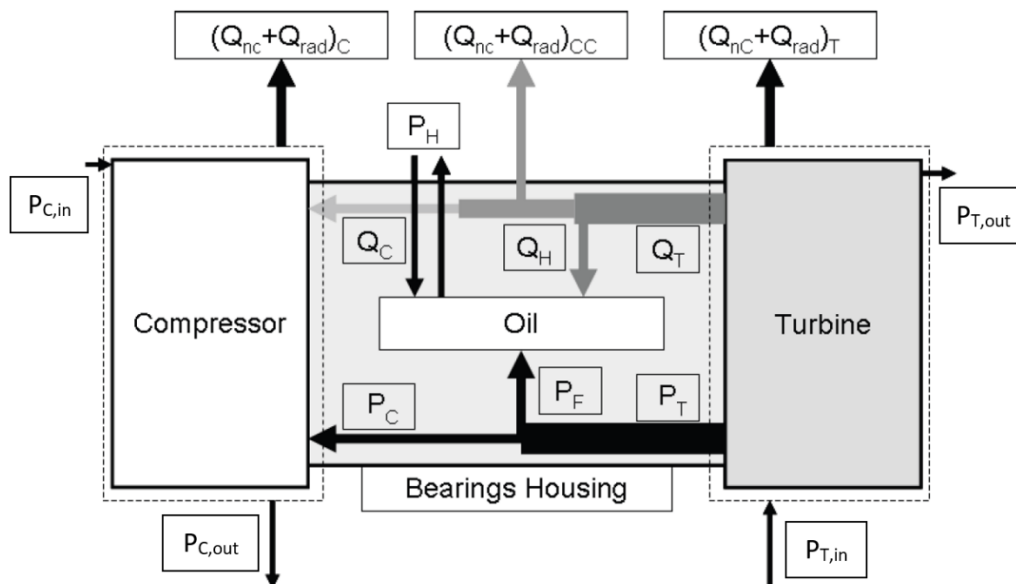
$$P_{T,out} = P_{T,in} - P_T - Q_T - (Q_{nc} + Q_{rad})_T \quad (4.1)$$

$$P_{C,out} = P_{C,in} + P_C + Q_C - (Q_{nc} + Q_{rad})_C \quad (4.2)$$

Kde  $P_{T,in}$ ,  $P_{T,out}$ ,  $P_{C,out}$ ,  $P_{C,in}$  označují vstupující (in) a vystupující (out) celkový výkon na vstupu a výstupu z kompresorové skříně a turbínové skříně. Celkový výkon je dán dvěma složkami, kterými jsou jeho kinetická a tepelná část. Celkový výkon na vstupu i výstupu (lišit se bude pouze jejich velikost) lze vyjádřit jako:

$$P_{cekový} = \frac{1}{2} \dot{m} v^2 + c_m \dot{m} T \quad (4.3)$$

Kde  $\dot{m}$  označuje hmotnostní tok v daném místě, který je roven součinu průtoku a hustoty,  $v$  označuje rychlost proudění,  $c_m$  označuje hmotnostní tepelnou kapacitu a  $T$  značí teplotu plynu.



Obr. 4.2. Energetické bilance turbodmychadla [17].

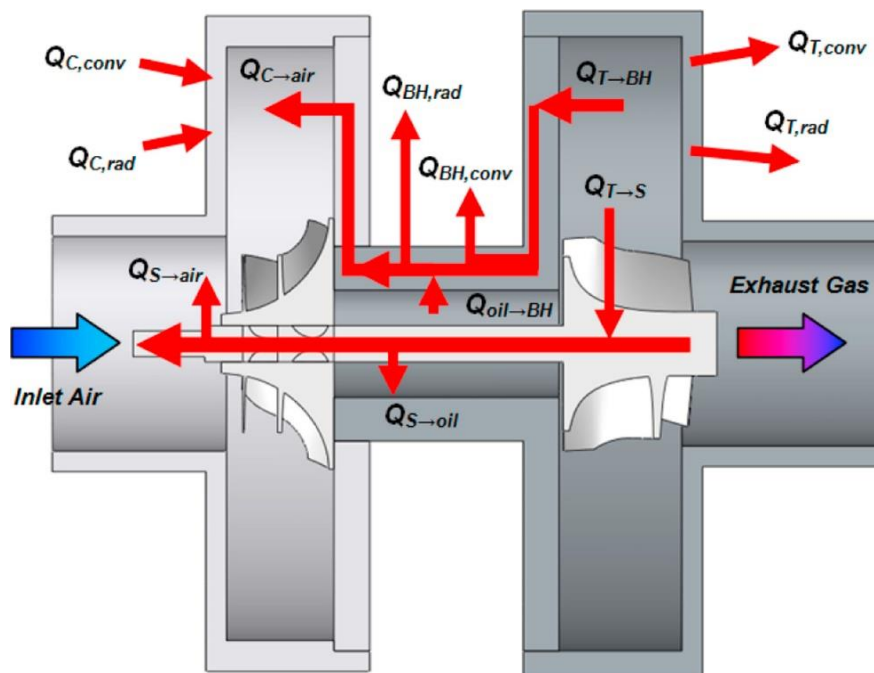
## 4.1. Teplotní bilance turbodmychadla

Jelikož neznáme parametry pro výpočet mechanické práce přenášené na hřídel přes turbínové kolo, tak se problém zjednodušuje na tepelné přenosy energie. Jedná se tedy pouze o teplo dodané ze spalin vstupujících do turbínové skříně. Na následujícím obrázku č. 4.3. je energetická bilance zjednodušena na teplotní bilanci turbodmychadla. Dále jsou uvažovány tedy pouze přestupy tepla ze spalin na jednotlivé další části turbodmychadla [18].

Nejprve probíhá přestup tepla nucenou konvekcí ze spalin v turbínové části do turbínové skříně a dále do ložiskové skříně  $Q_{T \rightarrow BH}$ . Ze spalin je teplo přenášeno také do turbínového kola  $Q_{T \rightarrow S}$ . Z turbínové skříně pak dochází k výměně tepla s okolím v podobě konvekce  $Q_{T,conv}$  a radiace  $Q_{T,rad}$ . Zbytek tepla odnáší spaliny z turbínové skříně, na kterých se to projeví poklesem teploty o velikosti odevzdané energie [18].

Ve střední (ložiskové) části dochází k přestupu tepla ze zahřáté hřídele spojené s turbínovým kolem na chladicí olej  $Q_{S \rightarrow oil}$ . Olej je zároveň ohříván přestupem tepla ze stěny ložiskové skříně nucenou konvekcí  $Q_{oil \rightarrow BH}$ . Opět zde dochází, stejně jako u turbínové skříně, k přestupu tepla do okolí konvekcí  $Q_{BH,conv}$  a radiací  $Q_{BH,rad}$ . Poslední složkou přenosu tepla je teplo odevzdané kompresorové skříní, které bude dále přeneseno na nasávaný vzduch kompresorem  $Q_{C \rightarrow air}$  [18].

Nasávaný vzduch v kompresorové části je ohříván přestupem tepla z hřídele a kompresorového kola  $Q_{S \rightarrow air}$  a kompresorovou skříní v podobě nucené konvekce  $Q_{C \rightarrow air}$ , přirozené konvekce  $Q_{C,conv}$  a radiace  $Q_{C,rad}$ . Kompresorová skříně je tak tedy naopak ochlazována. Zde už jsou směry  $Q_{C,conv}$  a  $Q_{C,rad}$  (a  $Q_{S \rightarrow air}$ ) orientovány podle skutečných přestupů tepla. Kompresorová skříně je totiž kromě tepla vedeného přes ložiskovou skříně ohřívána také teplem vyzařovaným z turbínové skříně (a také teplem vyzařovaným blokem motoru). Ve skutečnosti je tak nasávaný vzduch opravdu ohříván kompresorovou skříní. Tak je tomu až do vyšších otáček kompresoru se vzduchem, kdy je vzduch stlačováním zahříván podstatně více, než je tomu u nižších otáček. Při vyšších otáčkách tedy může naopak nasávaný vzduch ohřívát kompresorovou skříně, která bude vyzařovat teplo do okolí a odvádět teplo do ložiskové skříně [18].

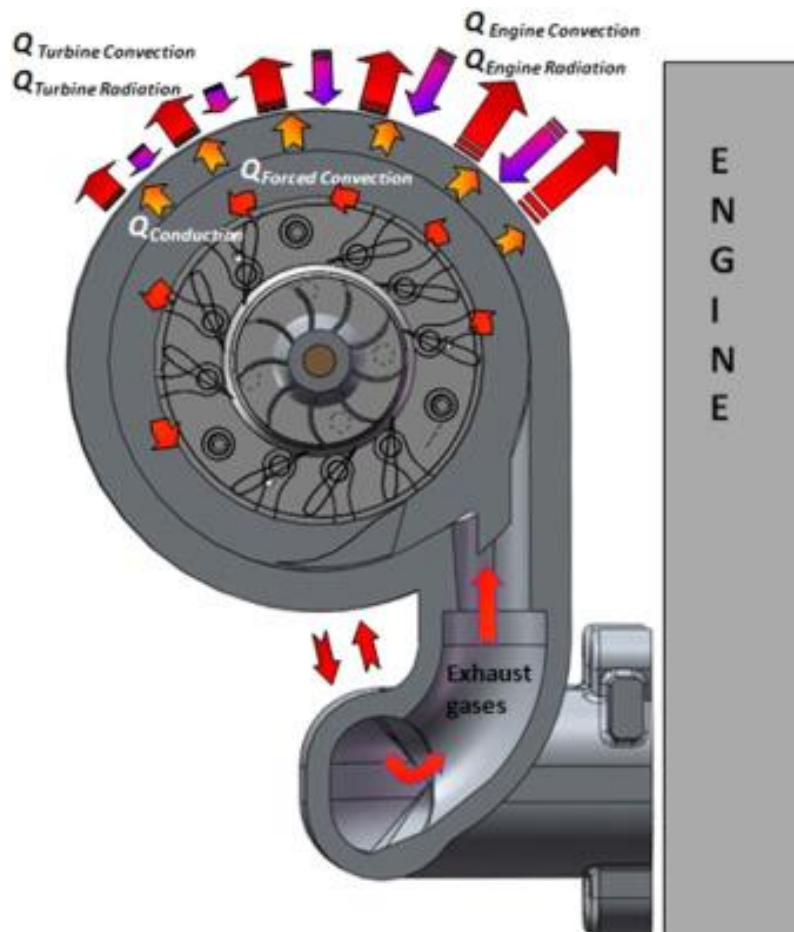


Obr. 4.3. Teplotní bilance turbodmychadla [18].

## 4.2. Teplotní bilance turbínové skříně a základní typy přestupu tepla

Vzhledem k povaze úlohy a oblasti řešeného problému lze model zjednodušit pouze na turbínovou skříně spolu s přírubovou částí ložiskové skříně. Úlohu lze takto zjednodušit na základě předpokladu, že nejvíce tepla je přeneseno přestupem do turbínové skříně a přírubové stěny ložiskové skříně. Teplota ložiskové skříně od příruby u turbínové skříně směrem ke kompresoru relativně prudce klesá. S uvažováním tvaru ložiskové skříně a jejího připojení k turbínové skříně, nebude mít její střední část (a vše směrem ke kompresoru včetně) výrazný vliv na teplotu a napjatost na turbínové skříně.

Turbínová skříň s přestupy tepla je znázorněna na následujícím obrázku č. 4.4. Spaliny o vysokých teplotách vstupují ze spodní strany z přívodního potrubí. Jako první je teplo přenášeno nucenou konvekcí mezi plynem a vnitřní stěnou turbínové skříňe, zde označenou jako  $Q_{Forced\ Convection}$ . Teplo přenesené na vnitřní stěnu turbínové skříňe prostupuje materiálem směrem k vnější stěně skříňe ( $Q_{Conduction}$ ). Tímto procesem dojde k zahřátí na vysoké teploty celé turbínové skříňe včetně její vnější stěny. Zde pak dochází k šíření tepla konvekcí  $Q_{Turbine\ convection}$  a radiací  $Q_{Turbine\ radiation}$  do okolí. Na obrázku je turbínová skříň umístěna v blízkosti bloku motoru, který také dosahuje vysokých teplot, a proto je na turbínové skříni teplo přijímáno v podobě konvekce  $Q_{Engine\ convection}$  a záření  $Q_{Engine\ radiation}$  od bloku motoru. Na obrázku není vidět přestup tepla konvekcí z turbínové skříňe do ložiskové skříňe  $Q_{Bearinghousing\ convection}$  [18].



Obr. 4.4. Přestup tepla na turbínové skříni [18].

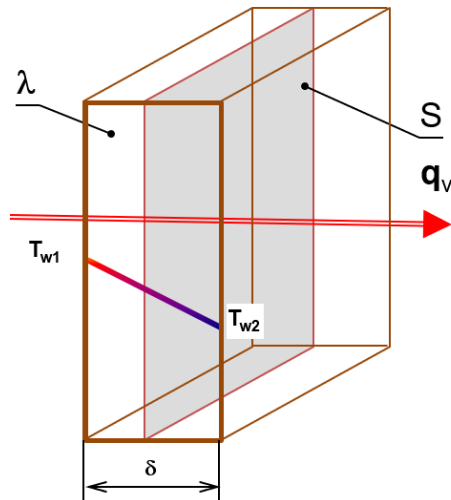
Umístění turbínové skříňe v blízkosti motoru zde bylo zvoleno proto, aby byly obecně znázorněny všechny možné typy přestupů tepla. V případě řešeného problému nemáme informaci o poloze turbodmyhadla vůči bloku motoru a proto konvekci  $Q_{Engine\ convection}$  a záření  $Q_{Engine\ radiation}$  od motoru neuvažujeme.

Na turbínové skříni jsou uplatněny všechny základní typy přestupu tepla, mezi které patří přenos tepla vedením (kondukcí), prouděním (konvekce přirozená a nucená) a zářením (radiací). Ty se řídí základními vztahy termodynamiky.

Přenos tepla vedením lze vyjádřit pomocí Fourierova zákona, zapsaného v následující rovnici. Zde bude přestup tepla uplatněn pro dopočet teploty vnější stěny turbínové skříňe, potřebné k následujícím výpočtům přestupu tepla do okolí konvekcí a zářením. Tepelný tok

(výkon)  $q_v$  je vyjádřen jako podíl měrné tepelné vodivosti  $\lambda$  a tloušťky stěny  $\delta$  materiálu, kterým teplo prostupuje. Tento podíl je vynásoben plochou stěny  $S$  a rozdílem teplot na vnitřní stěně  $T_{w1}$  a vnější stěně  $T_{w2}$ . Znázornění přestupu tepla vedením je vyobrazeno na následujícím obrázku č. 4.5 [19].

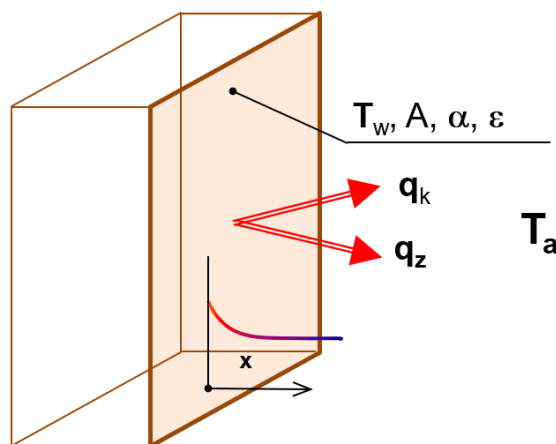
$$q_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot S \cdot (T_{w1} - T_{w2}) \quad (4.4)$$



Obr. 4.5. Přenos tepla vedením [19].

Druhým tepelným procesem přenosu tepla, který je na turbínové skříni uplatněn, je přenos tepla konvekcí. Jedná se zde o nucenou konvekci a přirozenou konvekci. Rozdíl mezi přirozenou a nucenou konvekcí je v tom, že u nucené konvekce se médium, kterým je materiál ohříván (nebo ochlazován), pohybuje a dochází tak k jeho rychlejší výměně v okolí druhého materiálu. Médium se tak nestačí dostatečně ochladit (nebo ohřát) od druhého materiálu, než ho nahradí nový objem média. Dochází tak k rychlejšímu ohřevu, nebo ochlazení, než u přirozené konvekce. Nucená konvekce probíhá například u větrákem ochlazovaného povrchu, který na povrch fouká stále nový vzduch. Konvekce (ať už nucená, nebo přirozená) se řídí Newtonovým ochlazovacím zákonem, popsáným v následující rovnici. Tepelný tok konvekcí lze vyjádřit jako součin součinitele přestupu tepla  $\alpha_k$ , plochy ohříváného (ochlazovaného) materiálu  $S$  a rozdílu teploty stěny v kontaktu s okolím  $T_w$  a teploty okolí  $T_a$ . Přestup tepla konvekcí a zářením z povrchu tělesa do okolí je znázorněn na obrázku č. 4.6. [19].

$$q_k = \alpha_k \cdot S \cdot (T_w - T_a) \quad (4.5)$$



Obr. 4.6. Přestup tepla konvekcí a zářením [19].

Posledním tepelným procesem uplatněným na turbínové skříni je přenos tepla zářením. K sálení tepla dochází vyzařováním elektromagnetických vln do okolí. Tento proces je popsán Stefan–Boltzmannovým zákonem, uvedeným v následující rovnici. Jedná se o součin emisivity materiálu  $\varepsilon$ , Stefan-Boltzmannovy konstanty  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ , vyzařovací plochy  $S$  a rozdílu čtvrtých mocnin teploty vyzařovací stěny  $T_w$  a teploty okolí  $T_a$ . Při dosazování teploty ve stupních Celsia je nutné převést teplotu na stupně Kelvina, proto jsou v závorkách přičteny rozdíly mezi teplotními stupnicemi (+273).

$$q_z = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot ((T_w + 273)^4 - (T_a + 273)^4) \quad (4.6)$$

Pro odstranění emisivity ze vztahu lze Stefan–Boltzmannův zákon převést do tvaru, ve kterém se vyskytuje součinitel přestupu tepla zářením  $\alpha_z$ , který lze vyjádřit následujícím vztahem.

$$\alpha_z = \varepsilon \cdot \sigma \cdot ((T_w + 273)^2 + (T_a + 273)^2) \cdot ((T_w + 273) + (T_a + 273)) \quad (4.7)$$

Přestup tepla zářením za použití součinitele přestupu tepla zářením  $\alpha_z$  lze poté zapsat vztahem:

$$q_z = \alpha_z \cdot S \cdot (T_w - T_a) \quad (4.8)$$

Pro celkový přenos tepla z povrchu lze sloučit vztahy pro přenos tepla konvekcí a pro přenos tepla zářením do jednoho, zapsaného v následující rovnici. Kde součinitel přestupu tepla  $\alpha$  je roven součtu součinitelů přestupu tepla konvekcí a zářením  $\alpha = \alpha_k + \alpha_z$ .

$$q_p = \alpha \cdot S \cdot (T_w - T_a) \quad (4.9)$$

Teplotní bilance turbínové skříně lze vyjádřit následujícím vztahem za využití tepelných toků jako:

$$P_{inlet} - Q_{Forced\ convection} - Q_{Turbine\ convection} - Q_{Turbine\ radiation} - Q_{Bearinghous\ convention} = P_{outlet} \quad (4.10)$$

Ve které lze za jednotlivé členy konvekce, radiace, vstupujícího tepelného výkonu  $P_{inlet}$  a vystupujícího tepelného výkonu  $P_{outlet}$  dosadit následující vztahy:

$$P_{inlet} = c_m \dot{m} T_{in} \quad (4.11)$$

$$P_{outlet} = c_m \dot{m} T_{out} \quad (4.12)$$

$$Q_{Forced\ convection} = \alpha A (T_{w,in} - T_{gas}) \quad (4.13)$$

$$Q_{Turbine\ convection} = \alpha A (T_{w,out} - T_{out}) \quad (4.14)$$

$$Q_{Turbine\ radiation} = \varepsilon \sigma A (T_{w,out}^4 - T_{out}^4) \quad (4.15)$$

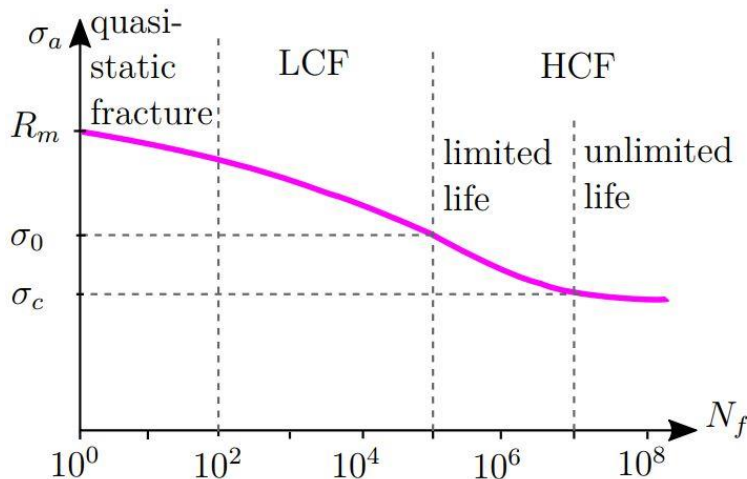
$$Q_{Bearinghous\ convention} = k A (T_T - T_{CC}) \quad (4.16)$$

Kde  $T_{w,in}$  značí teplotu vnitřní stěny turbínové skříně,  $T_{gas}$  značí teplotu proudícího plynu,  $T_{w,out}$  značí teplotu vnější stěny turbínové skříně,  $T_{out}$  značí teplotu okolí,  $k$  značí prostupovou vodivost mezi turbínovou skříní a ložiskovou skříní,  $T_T$  značí teplotu turbínové skříně v místě kontaktu mezi skříněmi a  $T_{CC}$  značí teplotu ložiskové skříně v místě kontaktu.

### 4.3. Termo-mechanická únava TMF

K poruše součásti může dojít jejím okamžitým přetížením, nebo akumulací poškození. Tento kumulativní typ poruchy označujeme jako únava. Porucha způsobená únavou je závislá jak na okamžitém zatížení, tak na historii zatěžování součásti. K poškození vlivem únavy dochází v případě vystavení součásti opakovanému, nebo proměnlivému zatížení, při kterém dochází k nevratným změnám v materiálu a kumulaci poškození. Ke konci únavové životnosti dochází

ke vzniku prasklin a může dojít až k lomu součásti. Únavovou životnost rozdělujeme do tří skupin podle počtů cyklů do lomu, a to na nízkocyklovou oblast (LCF), vysokocyklovou oblast (HCF) a kvazistatický lom. Rozdělení do těchto oblastí je znázorněno na následujícím obrázku č. 4.7. pomocí S-N křivky, která udává závislost mezi amplitudou napětí a počtem cyklů do lomu [20].



Obr. 4.7. Rozdělení oblastí únavy na S-N křivce [20].

Kde  $\sigma_a$  značí amplitudu napětí,  $R_m$  značí mez pevnosti,  $\sigma_0$  značí mez kluzu a  $\sigma_c$  značí mez únavy.  $N_f$  na vodorovné ose značí počet cyklů do lomu.

Oblast vysokocyklové únavy nesouvisí ani tak s plasticitou, která se objevuje pouze v blízkosti materiálových vad, jako s vibracemi součásti. Jedná se o nižší zatížení, které nemusí dosahovat ani meze kluzu. Ve většině životnosti součásti dochází pouze k pozvolné iniciaci trhliny. Oblast vysokocyklové únavy dále rozdělujeme na omezenou a neomezenou životnost. Pro oblast omezené životnosti vysokocyklové únavy se používá v případě určování životnosti teorie akumulace poškození, označována jako Palmgren-Minerova hypotéza. Pro oblast vysokocyklové únavy je možné použít jak S-N napěťovou křivku, tak E-N deformační křivku životnosti [20].

V případě nízkocyklové únavy dochází k lomu v důsledku cyklické plastické deformace. Zatížení mohou přesáhnout i mez kluzu a k lomu dochází dříve než v případě vysokocyklové únavy. Překročením meze kluzu dochází ke vzniku plastických zón v místech vrubů, které vedou k poruše. Jako hranice mezi nízkocyklovou a vysokocyklovou únavou je považováno  $10^5$  až  $10^6$  cyklů. V případě termo-mechanické únavy je součást vystavena cyklickým změnám teploty a mechanickému zatížení. Na součásti s okrajovými vazbami dochází při TMF ke vzniku lokálních plastických zón, na základě čehož řadíme TMF do nízkocyklové únavy. Predikce životnosti je v případě TMF prováděna za užití deformačních přístupů, stejně jako je zvykem vyhodnocovat nízkocyklovou únavu [20].

Únava je jedním ze tří mechanismů, které mají vliv na poruchu součásti. Dalšími mechanismy poškození jsou creep a oxidace. Vlivem okolních podmínek dochází na povrchu součásti k oxidaci, což může vést až k nukleaci trhliny. V případě creepu (tečení) dochází ke vzniku plastické deformace při konstantním zatížení za vysokých teplot. Cílem této práce není detailní rozbor únavových porušení, a proto do vyhodnocení životnosti nebude vliv oxidace a creepu zahrnut. Kvalifikace TMF do LCF slouží ke zvolení vhodného přístupu k vyhodnocování životnosti turbínové skříně, kterým je deformační přístup [20].



## 5. Použité výpočetní oblasti

K řešení multifyzikálního problému, jako je ohřev turbínové skříně na úkor ochlazení spalin proudících skrze skříně a vzniku napjatosti z důvodu teplotní roztažnosti materiálu skříně, bude zapotřebí provést několik výpočetních analýz. Tyto analýzy založené na různých fyzikálních podstatách na sebe postupně navazují při hledání optimálního tvaru turbínové skříně s využitím menšího množství materiálu. V následujících kapitolách jsou popsány teoretické základy pro jednotlivé analýzy, z nichž se vycházelo při hledání nové geometrie turbínové skříně. Jedná se o fluidní analýzu proudění spalin uvnitř turbínové skříně s přestupem tepla. Na tuto analýzu navazuje napjatostní analýza, jejímž výstupem je rozložení napjatosti na skříně způsobené roztažností materiálu a dalšími podmínkami. Nadstavbou napjatostní analýzy je řízená topologická optimalizace programu Ansys, ze které na základě zvolených parametrů vystupuje nová geometrie turbínové skříně. Ta je třeba ověřit opět ve fluidní analýze pro nové rozložení teplot a dále převést do nové napjatostní analýzy pro ověření zachování mechanických vlastností.

### 5.1. CFD analýza

CFD (Computation Fluid Dynamics) neboli výpočtová dynamika tekutin slouží k modelování a výpočtům systémů, které zahrnují fluidní doménu, proudění tekutin, anebo přenos tepla a další fyzikální jevy jako například chemické reakce. Výpočty CFD jsou založeny na parciálních diferenciálních rovnicích pod názvem Navier-Stokesovy rovnice. Jedná se o rovnice pro popis přenosu hmotnosti, tepla a hybnosti, ke kterým však neexistuje ve většině případů analytické řešení a lze je tak řešit pouze numericky. Jde o matematické vyjádření fyzikálních zákonů zachování za určitých předpokladů [21].

- Tekutinu lze v modelu považovat za spojité kontinuum
- U proudění makroskopických rozměrů lze zanedbat molekulární pohyb látky a vzájemné ovlivňování elementů v důsledku jednotlivých molekul
- Proudění a fyzikální děje tekutin lze popsat pomocí makroskopických veličin, kterými jsou tlak, hustota, teplota, rychlost a jejich parciální derivace

Navier-Stokesovy rovnice pro jednotlivé fyzikální veličiny se u CFD definují na elementárních objemech, které dohromady tvoří objem zkoumané domény. Povrch elementu je tvořen několika stěnami, ke kterým jsou vyjádřeny rovnice pro hustotu  $\rho(x, y, z, t)$ , teplotu  $T(x, y, z, t)$ , tlak  $p(x, y, z, t)$  a vektor rychlosti  $\mathbf{u}(x, y, z, t)$  jako funkce času a prostoru [21].

Numerické metody, které se používají k nalezení přibližného řešení Navier-Stokesových rovnic mohou být založeny na dvou přístupech podle zkoumané oblasti. Tyto dva typy se nazývají Lagrangeův a Eulerovský přístup. Zatímco Lagrangeův přístup je založen na sledování pohybu částic tekutiny a výpočtem změny jejich vlastností, tak v praxi se více používá Eulerovský přístup. U tohoto přístupu jsou definovány vztahy pro určité množství elementů nacházejících se v neměnné oblasti definované okrajem domény (stěna potrubí atd.). Definiční vztahy jsou obecně založeny na rychlosti změny určité vlastnosti  $\phi$  (hybnost, energie) vztažené na jednotku objemu. Lze zapsat rychlost změny  $\phi$  jako funkci  $\frac{D\phi}{Dt}$  a hustoty  $\rho$  jako [21]:

$$\rho \cdot \frac{D\phi}{Dt} = \rho \left( \frac{\partial \phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad} \phi \right) \quad (5.1)$$

Obecně platí pro kteroukoli vlastnost  $\phi$  vztah:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \frac{D\phi}{Dt} \quad (5.2)$$

Na základě obecného vztahu lze definovat vztahy pro jednotlivé veličiny, kterými jsou hmotnost, hybnost v jednotlivých směrech a energie viz. následující tabulka č. 5.1. [21].

hmotnost	$m$	$\rho \frac{D}{Dt}$	$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u})$
hybnost směr x	$u$	$\rho \frac{Du}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u\mathbf{u})$
hybnost směr y	$v$	$\rho \frac{Dv}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v\mathbf{u})$
hybnost směr z	$w$	$\rho \frac{Dw}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w\mathbf{u})$
energie	$E$	$\rho \frac{DE}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E\mathbf{u})$

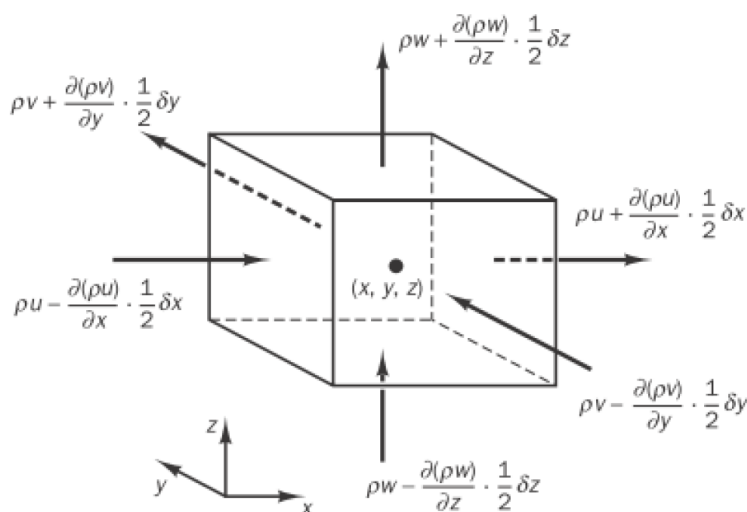
Tab. 5.1. Složky rovnic fyzikálních zákonů zachování jednotlivých veličin [21].

### 5.1.1. Rovnice odvozené ze zákona zachování hmotnosti

Zákon zachování hmotnosti pro jednotlivé elementy domény vychází ze zápisu rovnováhy jejich hmotnosti. Tento zápis lze formulovat jako nárůst hmotnosti elementu, který je roven výslednému hmotnostnímu toku do daného elementu. Zapsáno následujícím vztahem, kde  $\rho$  značí hustotu a  $t$  čas [21].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} (\delta x \delta y \delta z) \quad (5.3)$$

Na dalším obrázku č. 5.1. je znázorněn hmotnostní tok skrze jednotlivé stěny elementu, který je funkcí hustoty  $\rho$ , plochy jednotlivých stěn elementu a rychlosti proudění ve směru normály na jednotlivé stěny elementu. Hmotnostní tok lze vyjádřit následující rovnicí, kterou lze upravit vydělením celého výrazu objemem daného elementu  $\delta x \delta y \delta z$  a převedením členů na jednu stranu, čím dosáhneme zjednodušeného zápisu [21].



Obr. 5.1. Hmotnostní tok napříč elementárním objemem [22].

$$\begin{aligned}
& \left( \rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left( \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \\
& + \left( \rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \left( \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z \\
& + \left( \rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \\
& - \left( \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y = \frac{\partial \rho}{\partial t} (\delta x \delta y \delta z)
\end{aligned} \tag{5.4}$$

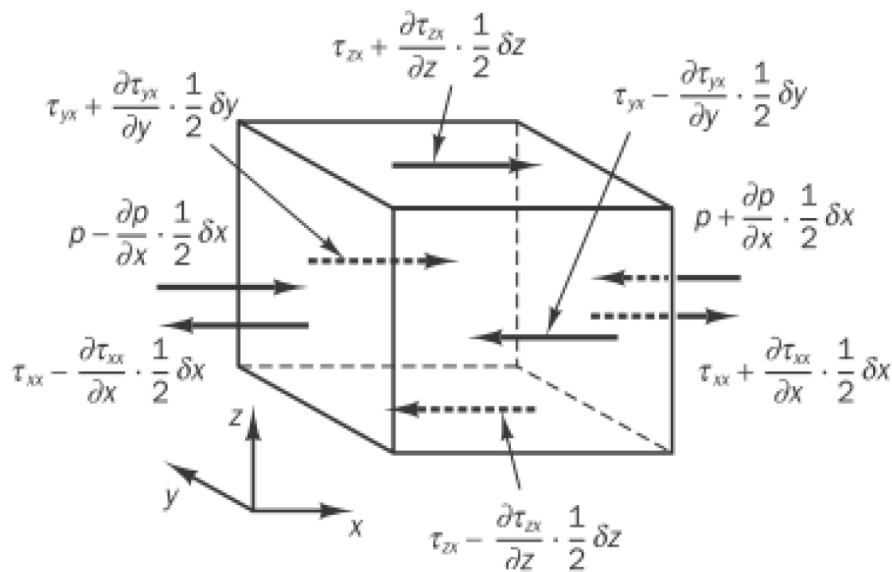
Po vydělení výrazu objemem daného elementu  $\delta x \delta y \delta z$  a převedení na jednu stranu dostáváme výsledný výraz, který se nazývá rovnice kontinuity. Rovnice kontinuity definuje zákon zachování hmotnosti pro nestlačitelnou tekutinu [21].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \tag{5.5}$$

Kde  $\frac{\partial \rho}{\partial t}$  značí míru změny hustoty v čase a  $\nabla \cdot (\rho \mathbf{u})$  značí konvektivní člen neboli výsledný hmotnostní tok napříč elementem [21].

### 5.1.2. Rovnice odvozené ze zákona zachování hybnosti

Rovnice odvozené ze zákona zachování hybnosti vychází z druhého Newtonova zákona, který popisuje změnu hybnosti částice za jednotku času jako rovnu součtu sil, které na tuto částici působí. Hodnota změny hybnosti v jednotlivých směrech vzhledem k danému objemu je popsána vztahy pro hybnost v jednotlivých směrech v tabulce č. 5.1. Na druhé straně rovnice nám vystupuje suma sil, které na elementární těleso působí. Jedná se o síly povrchové (tlakové, viskózní a gravitační) a molekulové (odstředivá, Coriolisova a elektromagnetická), které se zahrnují do složek hybnosti. Na následujícím obrázku č. 5.2. jsou znázorněny povrchové síly na elementárním tělese ve směru osy x, způsobené působením tlaku a složkami viskózního napětí v daném směru  $\tau_{xx}$ ,  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{zx}$ . Obdobně tomu je i v ostatních směrech jednotlivých os y a z [21].



Obr. 5.2. Složky napětí ve směru osy x [22].

Výsledná síla působící na povrch elementárního tělesa ve směru osy  $x$  je dána součtem jednotlivých složek sil, vzniklých od povrchového napětí ve směru této osy. Výsledná síla je tedy funkcí povrchového napětí a plochy, na niž povrchové napětí působí, a lze ji zapsat následujícím vztahem [21].

$$\begin{aligned}
& \left[ \left( p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left( \tau_{xx} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z \\
& + \left[ - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) + \left( \tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z \\
& - \left( \tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z + \left( \tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z \\
& - \left( \tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y + \left( \tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \\
& = \left( - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \right) \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \delta x \delta y \delta z
\end{aligned} \tag{5.6}$$

Výsledný součet jednotlivých složek sil lze vydělit objemem  $\delta x \delta y \delta z$ , čímž obdržíme výsledný vztah pro povrchovou sílu působící na elementární těleso ve směru osy  $x$  [21].

$$\frac{\partial(-p + \partial \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \tag{5.7}$$

Doplněním předchozího vztahu, který představuje pravou stranu rovnice zachování hybnosti ve směru osy  $x$ , o molekulové síly  $S_{Mx}$  definované zdrojem hybnosti, dostáváme výslednou podobu vztahu pro zachování hybnosti. Změna hodnoty hybnosti je dána velikostí výsledné síly, která na danou částici působí, viz následující vztah [21].

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \partial \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \tag{5.8}$$

Obdobně lze vyjádřit vztahy pro změnu hybnosti i ve zbylých směrech  $y$  a  $z$  [21].

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial(-p + \partial \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \tag{5.9}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial(-p + \partial \tau_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + S_{Mz} \tag{5.10}$$

### 5.1.3. Rovnice odvozené ze zákona zachování energie

Posledním odvozením rovnic používaných u výpočtů CFD je rovnice vyjadřující zachování energie. Rovnice zachování energie je odvozena z prvního zákona termodynamiky. Ten lze vyjádřit jako množství nárůstu energie elementu, které je rovno součtu celkového navýšení tepla přijatého elementem a celkové práce daným elementem vykonané [21].

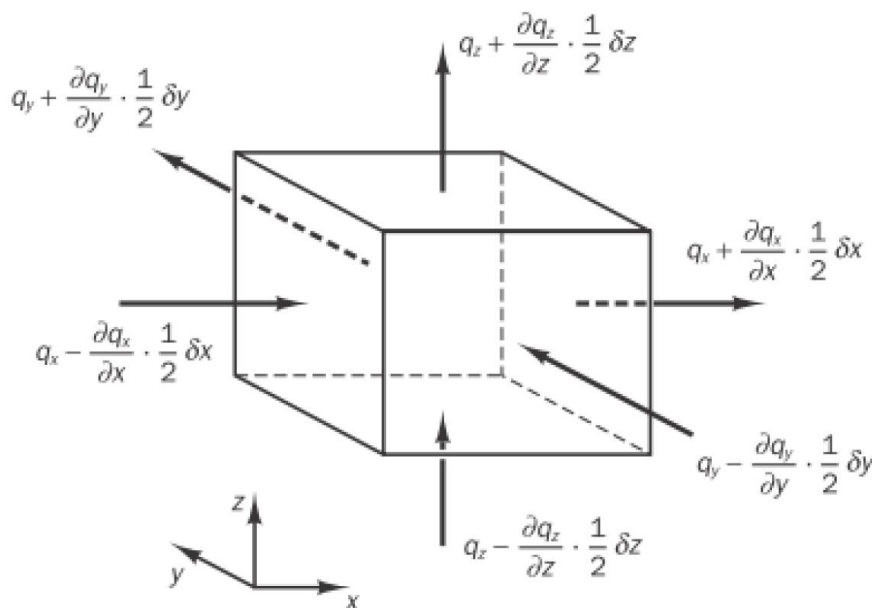
Intenzitu práce, kterou vykonají povrchové síly působící na element tekutiny, lze vyjádřit pomocí součtu stejných vztahů jako v předchozí kapitole (5.8), (5.9), (5.10) (bez molekulové síly  $S_M$ ), vynásobených rychlostními složkami v jednotlivých směrech. Tento roznásobený součet lze zapsat následujícím vztahem [21].

$$\begin{aligned}
[-\nabla \cdot (\mathbf{pu})] + & \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yy})}{\partial y} \right. \\
& \left. + \frac{\partial(u\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zz})}{\partial z} \right]
\end{aligned} \tag{5.11}$$

Kde člen obsahující tlaky  $-\nabla \cdot (\mathbf{p}\mathbf{u})$  je roven:

$$-\nabla \cdot (\mathbf{p}\mathbf{u}) = -\frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} \quad (5.12)$$

Dalším členem, který v rovnici zachování energie vystupuje, je navýšení tepla, které element přijme. Tomu se děje díky tepelným tokům skrze stěny elementu, znázorněnými na následujícím obrázku č. 5.3. [21].



Obr. 5.3. Tepelný tok v jednotlivých směrech na elementárním objemu [21].

Celkové množství přijatého tepla elementem je definováno jako rozdíl mezi teplem přijatým a teplem odevzdaným na navzájem rovnoběžných stěnách. To je pro směr rovnoběžný s osou  $x$  vyjádřeno následujícím vztahem [21].

$$\left[ \left( q_x - \frac{\partial q_x}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left( q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z = -\frac{\partial q_x}{\partial x} \delta x \delta y \delta z \quad (5.13)$$

Analogicky lze vztah pro přijaté teplo definovat ve zbylých směrech, viz následující vztahy pro směr  $y$  a  $z$  [21].

$$-\frac{\partial q_y}{\partial y} \delta x \delta y \delta z \quad (5.14)$$

$$-\frac{\partial q_z}{\partial z} \delta x \delta y \delta z \quad (5.15)$$

Celkové teplo přijaté elementárním objemem skrze její stěny je vyjádřeno následujícím vztahem jako součet rovnice (5.13), (5.14), (5.15), vydělené objemem elementu  $\delta x \delta y \delta z$  [21].

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -\nabla \cdot \mathbf{q} \quad (5.16)$$

Kde lze jednotlivé tepelné toky podle směru k lokálnímu gradientu podle Fourierova zákona zapsat jako [21]:

$$q_x = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial x}, q_y = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial y}, q_z = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \quad (5.17)$$

Kde  $k$  představuje součinitel tepelné vodivosti. Za využití Fourierova zákona a součinitele tepelné vodivosti lze vztah (5.16) zapsat následovně [21].

$$-\nabla \cdot \mathbf{q} = \nabla \cdot (\mathbf{k} \cdot \text{grad } T) \quad (5.18)$$

Postupně vyjádřené členy rovnice zachování energie lze nyní dosadit a vyjádřit tak vztah pro změnu nárůstu energie elementu. Ten je dán součtem intenzity práce vykonané povrchovými silami, které působí na elementární prvek, s celkovým přijatým teplem skrze stěny elementu a s účinkem změny potenciální energie ze zdroje, zde označeným jako  $S_E$ . Výsledná rovnice má následující tvar [21].

$$\begin{aligned} \rho \frac{DE}{Dt} = & [-\nabla \cdot (\rho \mathbf{u})] \\ & + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yy})}{\partial y} \right. \\ & + \left. \frac{\partial(u\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zz})}{\partial z} \right] \\ & + \nabla \cdot (\mathbf{k} \cdot \text{grad } T) + S_E \end{aligned} \quad (5.19)$$

#### 5.1.4. Metoda konečných objemů a modelování proudění v blízkosti stěny

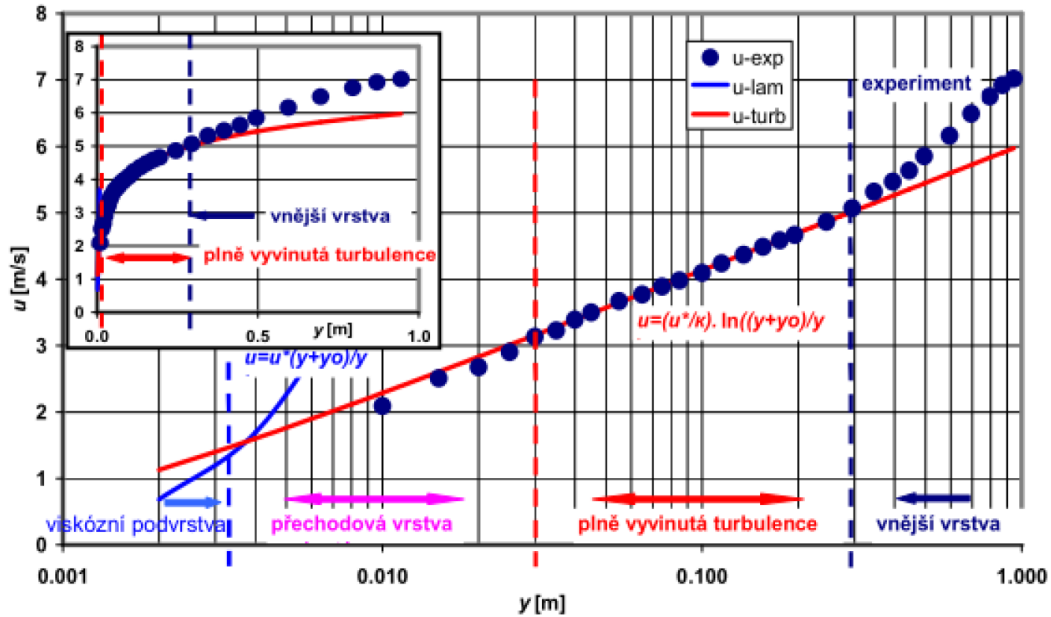
CFD je pojem pro numerickou techniku určenou k řešení problémů týkajících se proudění tekutin pomocí velkého množství rozdílných metod. Zahrnuje algoritmy pro výpočet proudění, turbulence, přenosu tepla a dalších. Obecně řečeno se jedná o numerické řešení Navier-Stokesových rovnic. CFX je označení softwaru, který se využívá k řešení CFD problematiky a je zaměřen na určitou problematiku. V případě CFX je touto problematikou modelování proudění v turbínových strojích, při kterém se více používá než ostatní softwary [21].

Program Ansys CFX, ve kterém je část diplomové práce zpracována, je založen na metodě konečných objemů. Metoda funguje na principu rozdělení modelované oblasti na velké množství malých podoblastí, které jsou označovány jako kontrolní objemy. Dříve zmíněné rovnice jsou použity a pro jednotlivé diskretizované kontrolní objemy a řešeny iterativně pro každý zvlášť. Výsledkem iterací je přibližná hodnota zkoumaných proměnných v určitých bodech oblasti. Nevýhodou této metody je její citlivost na kvalitu konečnoprvkové sítě, kde výskyt nevhodných (příliš skosených) tvarů elementárních objemů může způsobit problém s konvergencí úlohy. Metodu konečných objemů lze matematicky popsat vztahem [21].

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint Q dV + \iint F dA = 0 \quad (5.20)$$

Kde  $Q$  označuje vektor proměnných,  $F$  vektor proudění,  $V$  objem elementární buňky a  $A$  plochu elementární buňky [21].

Velmi důležitou oblastí při modelování proudění je oblast v těsné blízkosti stěny domény. Tato oblast, resp. její vyplnění konečnými objemy, nejvíce ovlivňuje kvalitu výsledků numerického řešení. V této oblasti, označované jako mezní vrstva, se nachází největší gradient změny zkoumaných veličin. Mezní vrstvu lze rozdělit na vnější a vnitřní oblast, viz. následující graf č. 5.1. [21].



Graf 5.1. Rozdělení mezní vrstvy do vnější a vnitřní oblasti [23].

Jak vyplývá z grafu č. 5.1., tak vnitřní vrstva tvoří přibližně 10-20% celkové tloušťky mezní vrstvy a skládá se z viskózní podvrstvy, přechodové vrstvy a vrstvy s plně vyvinutou turbulencí. Uvnitř vnitřní oblasti lze smykové napětí považovat za téměř konstantní, jehož hodnota je rovna smykovému napětí stěny domény  $\tau_w$ . V oblasti viskózní vrstvy lze odvodit integrací následujícího vztahu, za předpokladu nulové střední rychlosti  $U$  na stěně domény, lineární závislost mezi střední rychlostí proudění a vzdáleností od stěny domény [21].

$$\tau(y) = \mu \frac{\partial U}{\partial y} = \tau_w \quad (5.21)$$

Na druhé straně vnitřní oblasti mezní vrstvy se nachází oblast s plně vyvinutou turbulencí, ve které lze vztah mezi rychlostí proudění a vzdáleností od stěny domény definovat pomocí následující rovnice [21].

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(E \cdot y^+) \quad (5.22)$$

Kde opět uvažujeme, že smykové napětí má přibližně stejnou hodnotu jako smykové napětí stěny domény  $\tau_w$  a bezrozměrné veličiny  $u^+$  a  $y^+$  jsou dány následujícími vztahy. Ve vztahu  $\kappa$  značí Karmánovu konstantu rovnou  $\kappa = 0,41$  a  $E$  je empirická konstanta  $E = 9,81$  [21].

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.23)$$

Kde  $u_\tau$  značí třecí rychlost,  $U$  značí střední rychlost proudění tekutiny a  $y$  značí vzdálenost bodu, ve kterém určíme rychlost proudění od stěny domény [21].

Ze vztahu pro oblast s plně vyvinutou turbulencí je zřejmé, že nárůst rychlosti bude mít logaritmický průběh. Mezi lineární viskózní vrstvou a logaritmickou vrstvou s plně vyvinutou turbulencí tak vzniká prostřední přechodová vrstva, která na obě vrstvy plynule navazuje velikostí rychlosti proudění. V této přechodové vrstvě se na rychlost proudění podílí jak molekulární viskozita  $\mu$  tak i turbulence [21].

Pro popis rychlosti proudění ve vnější oblasti se používá následující vztah, ve kterém dominují setrvačné síly nad viskozitou [21].

$$\frac{U_{max} - U}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (5.24)$$

Kde  $\delta$  značí tloušťku mezní vrstvy.

Řešení podmínek proudění v blízkosti stěny lze modelovat dvěma způsoby. Prvním způsobem je použití stěnové funkce. Tato metoda je rychlejší na výpočet a lze pomocí ní počítat střední rychlost proudění pomocí logaritmické rovnice, teplotu domén, nebo turbulentní veličiny. Druhým způsobem je modelování proudění v blízkosti stěny. U této metody je požadavek na velmi jemnou konečnoprvkovou síť v blízkosti stěny, a to především ve směru normály na stěnu. Tato metoda umožňuje počítat s turbulentním modelem SST, který byl využit při modelování proudění v této práci. Nevýhodou druhého způsobu je vyšší výpočetní čas [21].

## 5.2. Topologická optimalizace v prostředí Ansys

U složitých tvarů konstrukcí a objemových 3D těles je nalezení optimálního tvaru složitý problém. Částečně lze tento problém řešit určitými znalostmi základních výpočtů rozložení napětí a konstrukčním cítěním, ale to jen v případě jednodušších úloh. U složitějších geometrií je topologická optimalizace velmi silný nástroj pro nalezení optimálního tvaru s požadovanými vlastnostmi, kterými může být požadovaná hmotnost, nebo tuhost. Do procesu tvorby optimální geometrie jsou zahrnuty určité parametry, kterým se hledaný tvar musí přizpůsobit. Tyto parametry mohou být vnější zatížení, okrajové podmínky a vazby, nebo nároky na výrobu. Výsledné geometrie jsou typické svými zajímavými tvary, připomínající přírodní systémy [24].



Obr. 5.4. Ukázka nové geometrie získané topologickou optimalizací [25].

### 5.2.1. Strukturální optimalizace

Pod pojmem strukturální optimalizace je označen proces, který má za cíl nalézt optimální rozložení materiálu v určitých hranicích návrhového prostoru tak, aby proběhla minimalizace optimalizovaného parametru a zároveň aby geometrie splňovala funkčnost při aplikovaném zatížení. Mezi parametry, které lze optimalizovat, patří hmotnost, objem, deformace, napětí nebo poddajnost. Tyto parametry nelze v procesu optimalizace použít všechny zároveň, jelikož by optimalizace pro jednotlivé z nich probíhaly proti druhému parametru. Na začátku je tedy



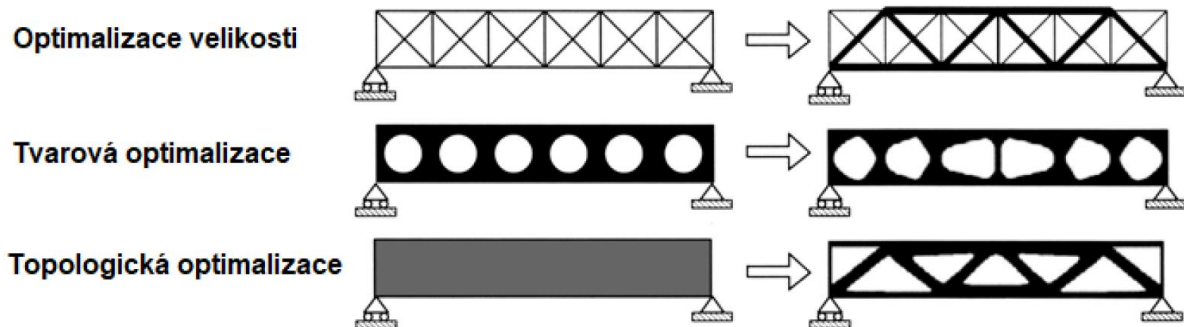
třeba definovat optimalizovaný parametr, ke kterému je možno doplnit další omezující parametr. Tak je tomu například u optimalizace hmotnosti až do určitého omezujícího napětí [24].

Strukturální optimalizace zastřešuje různé druhy optimalizací, řešené pomocí různých optimalizačních metod. Strukturální optimalizaci můžeme rozdělit na tři kategorie, kterými jsou optimalizace velikosti, optimalizace tvaru a topologická optimalizace [24].

Optimalizace velikosti je základní metoda, u které známe dopředu obrys výsledné geometrie, ale nevíme, která místa jsou pro správnou funkci soustavy důležitá a jaké mají mít rozměry. Pomocí optimalizace velikosti je u některých důležitých nosníků upraven jejich průřez (viz. obrázek č. 5.5.), nebo u karoserie automobilu jsou ztenčeny její plechové díly při zachovaném tvaru ve zbylých dvou směrech [24].

Tvarová optimalizace vychází z tvarů povrchu, popřípadě umístění bodů krajů nosníků, které pak optimalizuje. Během optimalizace dochází k jinému rozložení materiálu, který je však řízen původní geometrií. Například díry v plechu pro odlehčení jsou zachovány, jen se změnil jejich tvar v daném místě [24].

Poslední kategorií je topologická optimalizace, která je kombinací tvarové a velikostní optimalizace. Topologická optimalizace může jak měnit velikost a umístění materiálu, tak také může materiál na požadovaných místech odebírat. Výsledkem je celkové zlepšení vlastností, které jsou předem určeny pomocí parametru. Toho je v praxi nejčastěji dosaženo pomocí eliminace buněk reálného materiálu, čímž vzniká materiál virtuální. Na začátku optimalizace je prostor optimalizované geometrie vyplněn materiálem reálným s označením buňky číslem 1 a eliminací vzniká materiál virtuální s označením buněk číslem 0, tedy tyto buňky zaniknou. Tato metoda optimalizace je označována jako SIMP [24].



Obr. 5.5. Kategorie strukturální optimalizace [24, 26].

## 5.2.2. Metody topologické optimalizace prostředí Ansys

Existuje velké množství optimalizačních metod, založených na různých výpočetních algoritmech, které jsou vhodné pro jednotlivé typy úloh. Pro úlohy různého typu, jako například sestava nosníků, 2D úlohy, 3D úlohy, nebo úlohy podle typu výroby, existuje vždy vhodnější metoda. Tato diplomová práce se zabývá 3D optimalizační úlohou v prostředí Ansys, a proto budou rozebrány pouze optimalizační metody tohoto výpočetního programu.

### 5.2.3. Metoda SIMP

Základní a nejvíce rozšířenou metodou, která je obsažena v programu Ansys, je metoda SIMP („Solid Isotropic Material with Penalization“), nebo taky metoda hustoty (jak je označena v prostředí Ansys). Tuto metodu lze popsat jako pevný izotropní materiál s penalizací a byla

formulována už v roce 1989 M. P. Bendsoem. Jedná se o nejjednodušší optimalizační metodu z důvodu, že je u ní použita pouze jedna proměnná  $\rho_e$ , která je přiřazena každému prvku a značí jeho pomyslnou hustotu. Hodnota této virtuální hustoty  $\rho_e$  se pohybuje v intervalu  $\langle \rho_{min}, \rho_{max} \rangle$ , kde  $\rho_{min}$  nabývá obvykle hodnoty  $10^{-3}$  a  $\rho_{max}$  je rovno 1. Za využití virtuální hustoty můžeme modul pružnosti zapsat jako [24]:

$$E = \rho_e^p \cdot E_e^0 \quad (5.25)$$

Kde  $p$  označuje penalizační faktor a  $E_e^0$  je původní modul pružnosti. Penalizační faktor má za úkol penalizovat hodnoty  $\rho_e$ , čímž dochází k ostřejšímu rozlišení mezi reálným a virtuálním (eliminovaným) materiálem. Pro definitivní rozlišení mezi reálným a virtuálním materiálem (resp. hustotou buňky) je třeba dosadit za hodnotu penalizačního faktoru alespoň  $p = 3$ , nebo víc. Proces, který je zobrazen na následujícím obrázku č. 5.6., probíhá iteračně, kdy se nejprve dosadí za hodnotu penalizačního faktoru  $p = 1$  a až v dalších iteracích se tato hodnota zvyšuje. Tomu se děje, dokud není dosaženo v jednotlivých buňkách hodnot  $\rho_{min}$  a  $\rho_{max}$ . Tím dojde k eliminaci nadbytečných buněk a vytvoří se optimalizovaný tvar geometrie. Popsaný proces lze matematicky vyjádřit pomocí následujícího vztahu, kde je optimalizovaným parametrem poddajnost dané geometrie [24].

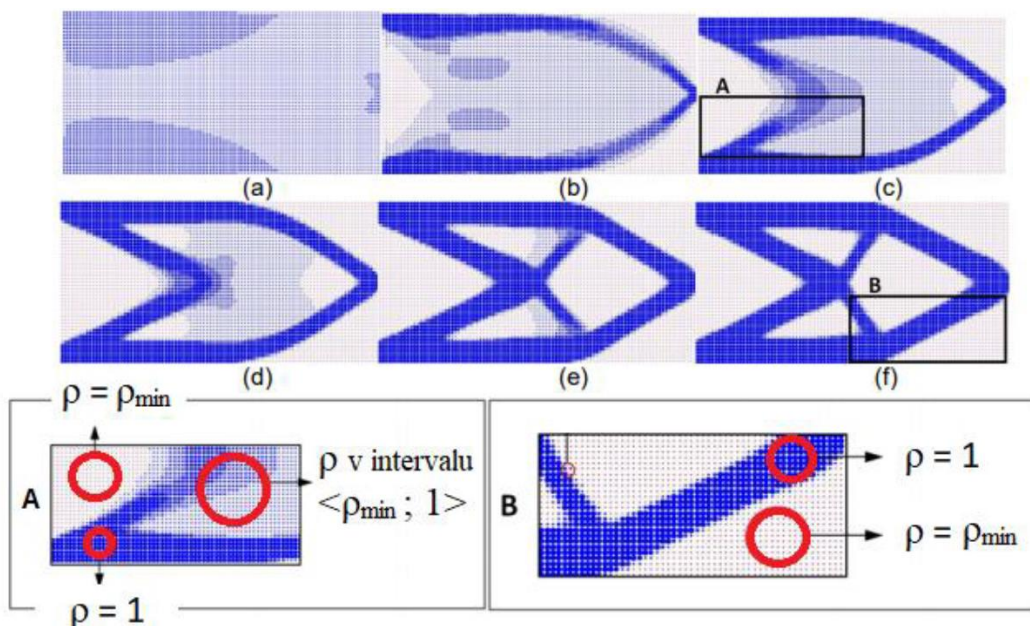
$$\min C(\rho_e) = \{\mathbf{F}\}^T(\mathbf{u})$$

Za podmínek:

$$\left( \sum_{e=1}^N \rho_e^p \mathbf{K}_e \right) \{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (5.26)$$

$$\left( \sum_{e=1}^N \rho_e v_e \right) \leq V_S$$

Kde  $C$  značí poddajnost geometrie,  $V_S$  značí maximální objem prvku,  $N$  značí počet konečných prvků, na které je geometrie rozdělena,  $v_e$  značí objem e-tého prvku,  $\mathbf{K}_e$  značí matici tuhosti e-tého prvku,  $\mathbf{u}$  značí matici posuvů a  $\mathbf{F}$  značí matici zatížení. Tento proces je zobrazen na následujícím obrázku, kdy z původní geometrie, v tomto případě rovné desky na levé straně vetknuté a na druhé uprostřed zatížené, vznikne geometrie připomínající prutovou soustavu o různých tloušťkách prutů [24].



Obr. 5.6. Proces optimalizace vetknuté desky pomocí metody SIMP [24, 27].

Výhodou této metody je její výpočetní rychlost z důvodu jejího jednoduchého optimalizačního algoritmu bez nutnosti přesítování konečnoprvkové sítě. Nevýhoda je v tom, že tato metoda je velmi citlivá na kvalitu sítě a definování okrajových podmínek. Při špatné kvalitě sítě může v důsledku algoritmu eliminace materiálu odstranit velkou část původní geometrie, která je obsažena v jedné buňce, ale zároveň by bylo potřeba zachovat třeba jen její část. Z tohoto důvodu může docházet k nespojitým tvarům, dutinám, nebo osamoceným oblastem, které vznikly touto chybou. Zároveň výsledná geometrie není hladká, ale její povrch je tvořen osekanou hranicí odstraněných elementů, což v případě hrubé sítě může být opět problém s definováním nové geometrie.

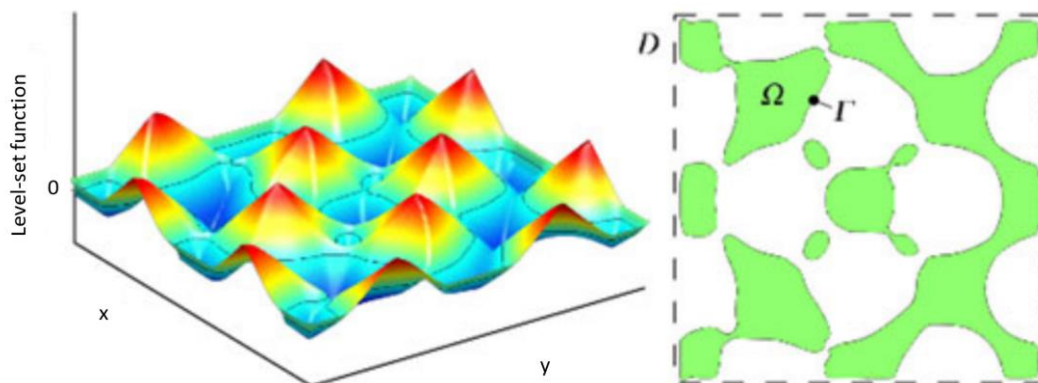
## 5.2.4. Metoda Level Set

Novější metoda, která předchází nedostatkům metody SIMP a je obsažena v programu Ansys, je metoda s názvem Level Set method – LSM. Metoda je náročnější, co se týká výpočetního času a její matematické formulace, ale dosahuje se za jejího využití výsledků s hladším povrchem.

Metoda LSM vychází, na rozdíl od metody SIMP, z generujícího rozhraní mezi materiálem a okolím pomocí implicitního výrazu. Základem metody LSM je vyjádření adaptivního povrchu geometrie pomocí hraniční množiny v jednotlivých úrovních (levels – izo-rovinách), která je dána vícerozměrovou funkcí. Druhým krokem je pak sledování deformace hraniční množiny geometrie podle deformace řídicí funkce. Tato řídicí funkce, většinou označována jako  $\phi$ , je tak využita k definování hranice geometrie a její změny v rámci topologické optimalizace [28].

Pomocí zadání implicitní funkce  $\phi(x)$  lze stanovit hranici, která rozděluje materiál  $\Omega$  od okolí pomocí hranice  $\Gamma$ , kde  $x$  je bod uvnitř domény materiálu geometrie, viz následující obrázek č. 5.7. Tato implicitní funkce splňuje [28, 29]:

$$\begin{aligned} \phi(x) &\geq 0 \dots x \in \Omega^+ \text{ (materiál – } \Omega) \\ \phi(x) &= 0 \dots x \in \partial\Omega \text{ (hranice – } \Gamma) \\ \phi(x) &< 0 \dots x \in \Omega^- \text{ (okolí)} \end{aligned} \quad (5.27)$$

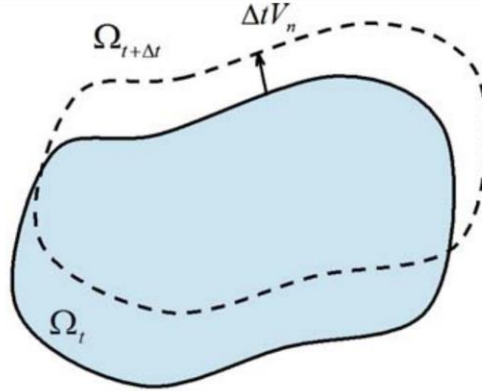


Obr. 5.7. Nastavení úrovně implicitní funkce (vlevo), vykreslení oblasti materiálu pomocí implicitní funkce (vpravo) [29].

Hranice  $\Gamma$  je aktualizována podle změny iteračně optimalizované řídicí funkce v dané úrovně (izo) hladině. Implicitní funkce je iteračně optimalizována, podle následující rovnice [28].

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + V_n |\nabla \phi| = 0 \quad (5.28)$$

Kde  $V_n$  je rychlost pohybu hranice  $\Gamma$  ve směru normály na tuto hranici a  $t$  je fiktivní časový krok, přes který je řídicí funkce optimalizována [30].



Obr. 5.8. Rychlost posuv hranice ve fiktivním čase [30].

Matematický popis úpravy řídicí funkce podle iteračních kroků a citlivostní analýzy je relativně komplexní problém a vzhledem k tomu, že jeho nastavení nelze v prostředí Ansys měnit, nebude zde odůvodněn. Ve zkratce se jedná o iterační posouvání hranice materiálu v jednotlivých izo-vrstvách podle řídicí funkce. Optimalizaci geometrie lze zapsat jako [31]:

$$\begin{aligned} \text{minimalizovat: } J(u, \phi) &= \int_{\Omega} F(u) \times H(\phi) \times d\Omega \\ \text{s ohledem na: } \alpha(u, v, \phi) &= L(v, \phi) \\ u|_{\Gamma_d} &= u_0, \forall v \in U \\ V &= \int_{\Omega} H(\phi) \times d\Omega \leq V_{max} \end{aligned} \quad (5.29)$$

Kde z energetického hlediska je  $\alpha(u, v, \phi)$  definováno jako [31]:

$$\begin{aligned} \alpha(u, v, \phi) &= \int_{\Omega} E_{ijkl} \times \varepsilon_{ij}(u) \times \varepsilon_{kl}(v) \times H(\phi) \times d\Omega \\ L(u, \phi) &= \int_{\Omega} p \times v \times H(\phi) \times d\Omega + \int_{\Gamma} \tau \times v \times \delta(\phi) \times |\nabla\phi| \times d\Gamma \\ V(\phi) &= \int_{\Omega} H(\phi) \times d\Omega \end{aligned} \quad (5.30)$$

Kde  $\delta(\phi)$  je Dirichletova funkce,  $F(u)$  je objem struktury definovaný pomocí řídicí funkce,  $u$  je pole posuvů dané prostorem  $U$ ,  $H(\phi)$  je Heavisideova funkce,  $v$  je pole objemu v prostoru  $V$ ,  $E_{ijkl}$  je elastický tenzor,  $\varepsilon_{ij}$  a  $\varepsilon_{kl}$  jsou tenzory protažení,  $p$  jsou posuvy,  $u_0$  je předepsaný posuv,  $L(v, \phi)$  je lineární zatížení,  $V(\phi)$  je objem geometrie,  $\tau$  okrajový tah,  $\Omega$  značí navrhovaný prostor,  $\Gamma$  je částečně navrhovaný prostor a  $\Gamma_d$  je částečná hranice [31].

Slovně lze vyjádřit matematický zápis pod rovnicí (6.5) jako: minimalizuj objem struktury definovaný řídicí funkcí tak, aby stále platila podmínka, že předepsaný (původní posuv) bude odpovídat aplikovanému zatížení a výsledný objem bude menší než původní.

Zásadní rozdíl mezi metodou LSM a SIMP je v možnosti využití adaptabilní sítě. Zatímco u SIMP metody je optimalizační řešič odkázán na pevnou počáteční síť, ze které elementy pouze odebírá a její tvar nelze měnit, tak v případě LSM lze využít přesíťování. V prvním případě u pevné sítě funguje metoda LSM podobně jako metoda SIMP, kdy s posouvající se hranicí jsou buňky za hranicí eliminovány. Tento přístup je označován jako

Eulerovský. Využívá se zde Heavisideova (rozmazávací) funkce, která přiřazuje hodnotu virtuální hustoty v okolí hranice materiálu a podle ní eliminuje procentuálně elementy. Výsledný povrch by měl však být hladší než v případě metody SIMP, z důvodu odebírání elementů podle posunu spojité hranice. Hranice má určitou hladkost vzhledem k její návaznosti na řídicí funkci, na rozdíl od metody hustot, kdy eliminované buňky nejsou mezi sebou v žádné relaci a mohou tak vznikat nevhodné tvary. Druhý přístup je označován jako Lagrangeovský, kdy dochází k dynamické adaptaci sítě. Tento přístup má dva typy založené na typu změny sítě. Prvním typem je adaptivní zjemnění sítě (AMR) tak, aby síť lépe popisovala vývin hranice  $\Gamma$ . Druhým typem je adaptivní pohyblivá síť (AMM), která globálně posouvá uzly sítě v celé oblasti [32].

## 6. Praktická část

Druhá část diplomové práce se věnuje praktické využitelnosti topologické optimalizace, zaměřené na řešení specifického problému minimalizace úniku tepla z výfukových spalín. Optimalizace je aplikována na zadanou geometrii turbínové skříně, která je vystavena TMF od proudících plynů o teplotách až 760°C. V rámci praktické části je navržena metodika, na základě které lze topologická optimalizace aplikovat na řešený problém v rámci libovolné geometrie, která splňuje základní požadavky této metodiky. Praktická část vychází z CFD a transienční teplotní analýzy. Z těchto analýz jsou použity výsledné teplotní a tlakové stavy, které jsou dále mapovány jako okrajové podmínky v deformačně napěťových analýzách. Pomocí těchto strukturálních analýz je možné popsat chování turbínové skříně spolu s určením kritických míst, na která se dále bude vztahovat omezující podmínka použitá v topologické optimalizaci. Optimalizovanou geometrii je třeba ověřit z několika hledisek, jelikož topologické optimalizace má svá omezení. Nová geometrie je ověřena z hlediska rychlosti zahřívání, maximálních a středních hodnot teploty ustálených stavů výfukových plynů a z hlediska životnosti. Výstupem praktické části je nově navržená metodika optimalizace geometrie vystavené TMF s cílem snížit únik tepla z procházejících spalín a optimalizovaná geometrie zadané turbínové skříně.

### 6.1. Zadání úlohy a geometrie

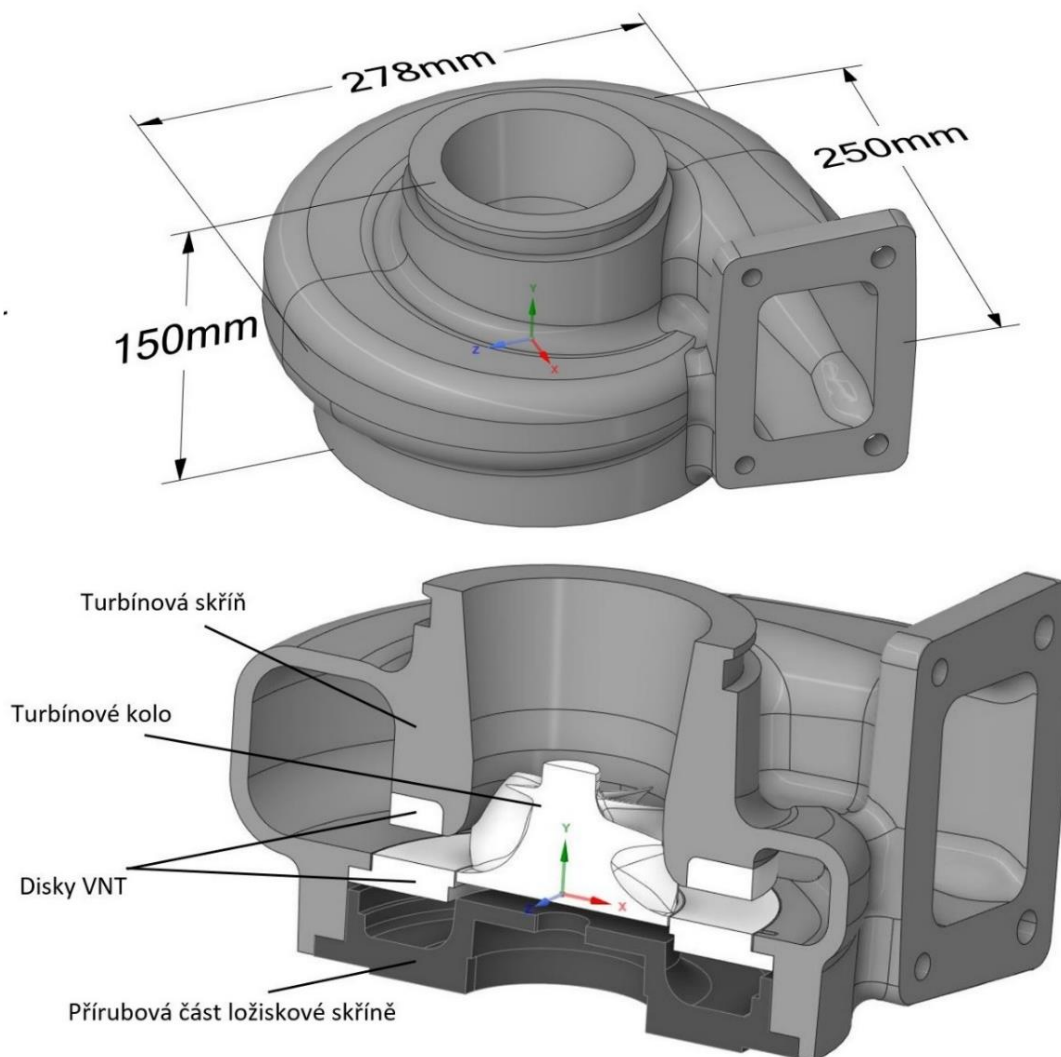
Model zadané geometrie byl vytvořen v programu Catia V5 a následně předán od zadavatele ve formátu step. pro další úpravu. Jednalo se o celé turbodmychadlo se všemi součástmi, ze kterého byly dále použity pouze některé komponenty, které se podílí na dané problematice.

Z původní geometrie byla ponechána beze změny turbínová skříň. Z ložiskové skříně byla odebrána většina její geometrie a ponechána pouze příruba s místem chlazení. Tato změna geometrie byla provedena za účelem snížení počtu elementů jednotlivých analýz. Odstranění velké části geometrie bylo možné provést na základě znalosti rozložení teploty na ložiskové (střední) skříni, kdy největších teplot je dosahováno právě na její přírubě u turbínové skříně. Přírubová část se zároveň jako jediná z ložiskové skříně podílí na změnách napjatosti na turbínové skříni. Dále byly zjednodušeny disky VNT mechanismu a rozváděcí lopatky byly odstraněny. Odstranění VNT lopatek by se projevilo pouze tlakovou ztrátou vzhledem k jejich velikosti a umístění. Rozložení teploty by to však ovlivnilo jen minimálně. Takto nachystaná geometrie, zobrazená na následujícím obrázku č. 6.1., bude dále využita v následných analýzách.

Cílem práce je snížit únik tepla ze spalín při počátečním zahřívání turbodmychadla po studeném startu. Teplo, které je turbínová skříň schopna přijmout je přímo úměrné její hmotnosti podle následujícího vztahu.

$$Q = mc(T_{spalin} - T_{skříň}) \quad (6.1)$$

Se snížením hmotnosti může dojít k většímu mechanickému namáhání a poškození součásti. K nalezení míst s přebytkem materiálu a jeho vhodného odebrání bude použit nástroj strukturální optimalizace programu Ansys. Aby bylo možné použít optimalizaci za účelem snížení hmotnosti materiálu, je třeba nejdříve určit zatížení turbínové skříně. V tomto případě se jedná o zatížení teplotní a tlakové, vyvolané přestupem tepla z proudících spalín. Před napjatostní analýzou, která slouží jako vstup do strukturální optimalizace, je tedy nutné provést analýzu proudění a teplotní analýzu pro zjištění rozložení teplot na turbínové skříni. Jednotlivé kroky budou rozebrány v následujících kapitolách.

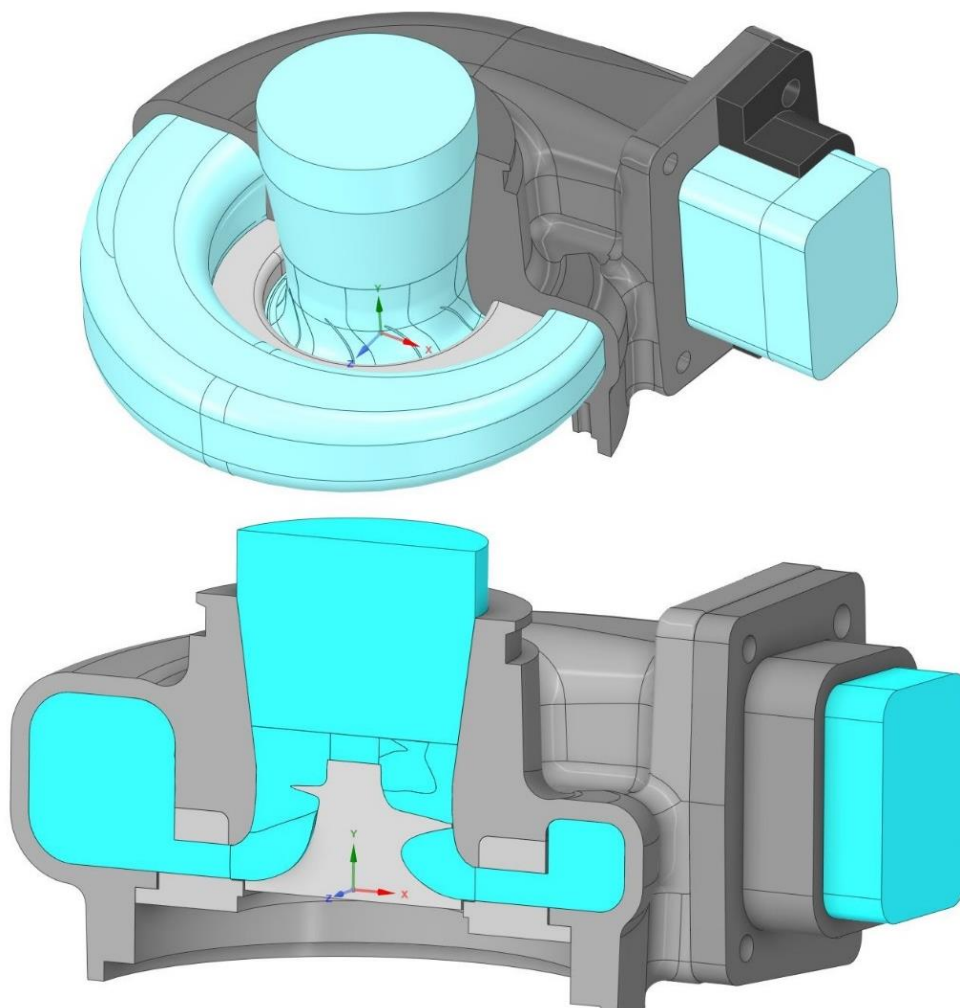


Obr. 6.1. Model geometrie analyzované turbínové skříně a komponent.

## 6.2. CFD analýza proudění a přestupu tepla

Spolu s geometrií byly zadány okrajové podmínky, definující průtok spalin a okolní prostředí turbodmychadla. K výpočtu teplotní okrajové podmínky byla proto zvolena CFD simulace v ustáleném stavu. CFD simulace byla provedena v softwaru CFX obsaženém v programu Ansys, který je upřednostňován u lopatkových strojů. Cílem simulace proudění a přestupu tepla je získat rozložení teploty a koeficientu přestupu tepla HTC na vnitřní stěně turbínové skříně. Tyto dvě veličiny bude dále použity jako okrajová podmínka pro transienční teplotní úlohu.

Zadaná geometrie obsahuje pouze solid komponenty, a proto bylo nejprve potřeba získat vnitřní objem, viz následující obrázek č. 6.2. Vnitřní objem bylo následně nutné rozdělit na tři části z důvodu rotující domény okolo turbínového kola. V průběhu práce bylo nutné vytvořit část svodového potrubí a zahrnout jej do CFD analýzy pro následné zjištění rozložení teplot i na něm. To bylo učiněno z důvodu realizace vazeb v následné napjatostní analýze. Geometrie pro CFD analýzu je tak složena z turbínové skříně, části svodového potrubí, dvou disků VNT a jednotlivých sekcí fluidní domény.



Obr. 6.2. Vytvoření fluidní domény turbínové skříně.

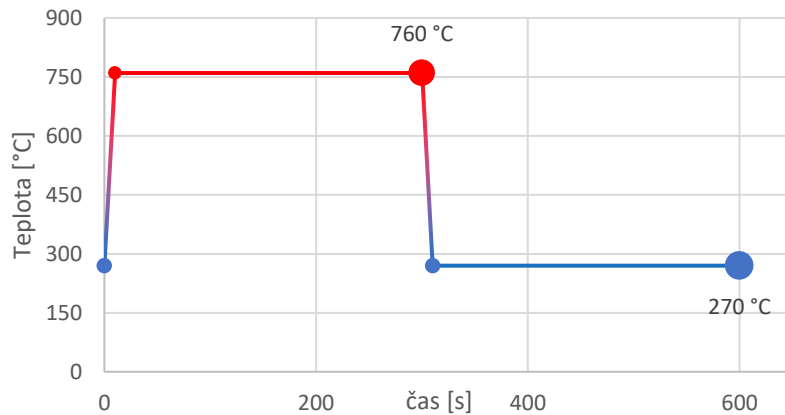
Simulace proudění spalin a přestupu tepla byla provedena pro dva ustálené stavy, jejichž výsledky budou dále použity v transientní teplotní analýze. Jedná se o stavy, které odpovídají maximu zahřívací fáze a minimu ochlazovací fáze, jejichž parametry jsou vyneseny v následující tabulce č. 6.1. Údaje z tabulky byly použity pro definování okrajových podmínek na vstupu (inletu) a výstupu (outletu) a pro definování okolního prostředí a rotace turbíny. Jedná se o teploty na vstupu  $T_{inlet}$ , hmotnostní toky na vstupu  $\dot{m}_{in}$ , tlaky na výstupu  $P_{out}$ , rychlosti otáček turbínového kola (resp. fluidní domény vytvořené okolo něj), teplotu okolí turbodmychadla  $T_{amb}$  a koeficient přestupu tepla do okolí  $HTC_{amb}$ . Hodnoty těchto veličin byly konzultovány a předány od zadavatele této práce pana Ing. Petra Škary, který zde zastupuje Garrett Motion.

Stav:	Ohřev	Ochlazování
$T_{inlet}$	760 °C	270 °C
$P_{out}$	99,4 kPa	99,4 kPa
$\dot{m}_{in}$	496 g/s	215 g/s
<i>Turbo speed</i>	100000 rpm	65000 rpm
$T_{amb}$	50 °C	50 °C
$HTC_{amb}$	50 W/m <sup>2</sup> C	50 W/m <sup>2</sup> C

Tab. 6.1. Okrajové podmínky proudění spalin.



Hodnoty pro zadání okrajových podmínek z tabulky č. 6.1. odpovídají zvýrazněným bodům v následujícím grafu č. 6.1. Tento graf č. 6.1. představuje maximální a minimální teploty spalin, které mohou vstupovat do turbodmychadla, s nimiž se pojí zbytek hodnot z tabulky č. 6.1. Jejich dosažení ve skutečnosti nebude v takovém čase, jaký udává graf, ale pravděpodobně později. Výsledky z ustálené CFD analýzy slouží ke stanovení zkušební zátěžného cyklu, se kterým je pak dále počítáno v dalších analýzách a na který jsou upraveny nároky, jako například životnost. Pro stanovení skutečných hodnot rozložení teplot v určitých časech by bylo třeba provést transientní CFD analýzu, což by bylo značně časově náročnější. Z tohoto důvodu se zavádí zkušební zátěžný cyklus, který provádí transientní teplotní analýzu mezi výsledky z ustálené CFD analýzy a značně tak šetří čas.

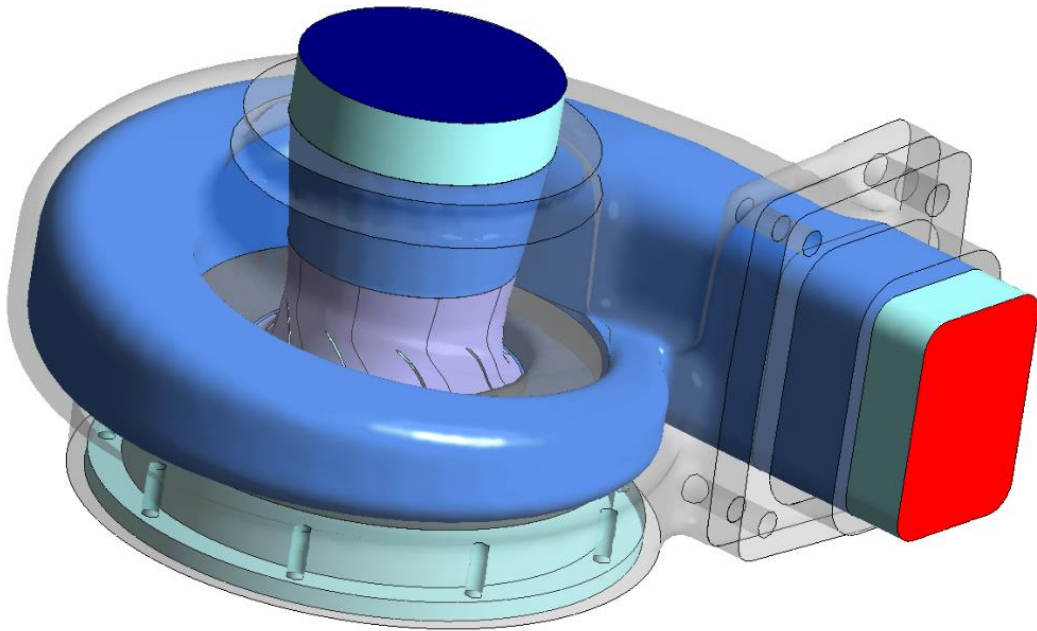


Graf 6.1. Výchozí stavy pro ustálenou CFD analýzu.

Kromě okrajových podmínek byla dále definována rozhraní mezi jednotlivými komponenty sestavy. Vzhledem k povaze úlohy se jedná o CHT (conjugate heat transfer) modelování přenosu tepla, které popisuje přestup tepla nucenou konvekcí mezi proudící fluidní doménou a statickou solid doménou (skříň). Na každém tělese musí být všem stěnám přiřazen typ rozhraní, nebo okrajová podmínka. To je znázorněno na následujícím obrázku č. 6.3., kde jsou vyznačeny jednotlivé použité typy rozhraní a okrajové podmínky. Kromě zadaných okrajových podmínek na inlet, outlet a vnější stěnu turbínové skříň, jsou zde znázorněny plochy, které vymezují rozhraní mezi jednotlivými tělesy. Rozhraní je vždy dáno dvěma shodnými plochami na tělesech, které jsou v kontaktu. Následující tabulka č. 6.2. uvádí typy rozhraní a okrajových podmínek, které byly použity v CFD analýze. Mezi fluidní a pevnou doménou bylo umístěno GGI (General Grid Interface) rozhraní, které umožňuje přenos tepla. Obdobně bylo GGI rozhraní umístěno mezi pevné domény v kontaktu (VNT disk – skříň, svodové potrubí – skříň). Inlet byl prodloužen, aby se v náběhu rozvinulo dynamické proudění a vytvořil se rychlostní profil napříč průřezem. Stejně tak outlet byl prodloužen, aby se předešlo problémům s konvergencí, které může způsobovat zpětné proudění způsobené vířením za turbínovým kolem. Na takto vzniklé stěny byla umístěna okrajová podmínka zamezující únik tepla (adiabatic). Jedná se o běžné úpravy fluidní domény, které napomáhají konvergenci úlohy.

Název	Označení	Definice
Inlet		$\dot{m}_{in}, T_{inlet}$
Outlet		$P_{out}$
Vnější stěna		$T_{amb}, HTC_{amb}$
Fluid-Solid		Tepelný tok
Fluid-Solid rotace		Tepelný tok, <i>Frozen rotor</i>
Solid-Solid		Tepelný tok
Adiabatic		Adiabatic

Tab. 6.2. Označení rozhraní CFD modelu a definice.



Obr. 6.3. CFD model – rozhraní mezi tělesy.

Kromě předepsání rychlosti rotace fluidní domény okolo turbínového kola, je také třeba definovat rozhraní mezi rotující částí a stacionárními komponenty. Pro popis rozhraní mezi rotující doménou a stacionárními stěnami byla zvolena možnost *Frozen rotor*. Jedná se o nastavení u analýz s rotující částí, které zkracuje dobu simulace oproti analýze se skutečnou rotací. *Frozen rotor* se narozdíl od simulace s klasickou rotací neotáčí, jednotlivé důsledky rotace, jako například momenty, jsou však přenášeny do toku fluidní domény. Tento typ simulace je užitečný pro rychlejší simulaci, bez nutnosti aktualizovat polohu rotující sítě.

Globálně byly jednotlivé stěny turbínové skříně a svodového potrubí považovány za hladké a nepočítalo se tak s jejich drsností. Byla zvolena transportní rovnice pro celkovou energii, která se používá při rychlostech proudění nad 0,2 Machova čísla. Rychlost proudění na vstupu do turbodmychadla lze snadno spočítat následujícím přepočtem z hmotnostního toku vstupní plochou a hustoty vzduchu pro danou teplotu jako:

$$Q = \frac{\dot{m}_{in}}{\rho} = \frac{0,496}{0,32} = 1,55 \quad (6.2)$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1,55}{0,06 * 0,08} = 322,9 \text{ ms}^{-1} \quad (6.3)$$

Tato transportní rovnice pro celkovou energii započítává také kinetickou energii a stlačitelnost, narozdíl od transportní rovnice pro tepelnou energii, která s kinetickou energií nepočítá. Vzhledem k rychlostem na vstupu do turbodmychadla a vyšším rychlostem, kterých proudící plyn dosahuje ve zúženém prostoru okolo turbínového kola, je třeba zahrnout do výpočtu kinetickou energii. Rovnice pro celkovou energii je popsána následujícím vztahem:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(\mathbf{U} \tau) + \mathbf{U} S_M + S_E \quad (6.4)$$

Kde  $\rho$  značí hustotu,  $t$  značí čas,  $p$  značí tlak,  $\lambda$  značí teplotní vodivost,  $T$  značí teplotu,  $\tau$  značí smykové napětí,  $\mathbf{U}$  značí vektor rychlosti zapsaný jako  $U(x, y, z)$ ,  $S_M$  značí zdroj hybnosti,  $S_E$  značí zdroj energie a  $h_{tot}$  značí celkovou entalpii, která lze vyjádřit vztahem:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (6.5)$$

Simulace byla provedena za využití SST modelu turbulence. Jedná se o dvourovnicový model výpočtu vířivé viskozity, který kombinuje model k- $\epsilon$  a k- $\omega$ . Model k- $\epsilon$  je vhodný pro predikci proudění v oblastech vzdálených od stěny (bulk flow), zatímco model k- $\omega$  je vhodný pro popis chování proudění v blízkosti stěny. Model SST počítá turbulentní vířivou viskozitu  $\mu_T$  z turbulentní kinetické energie  $k_T$  a turbulentní frekvence  $\omega_T$  podle následujícího vztahu:

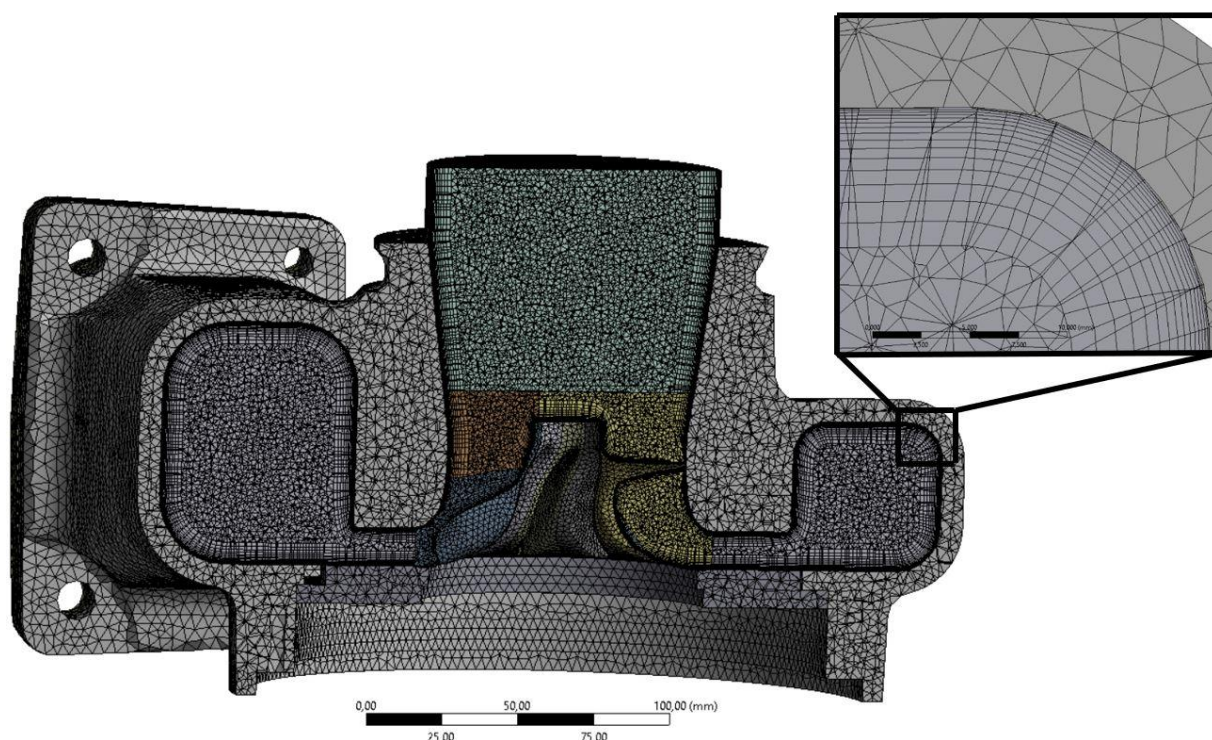
$$\mu_T = \rho \frac{k_T}{\omega_T} \quad (6.6)$$

Jednotlivým doménám byly přiřazeny odpovídající typy materiálů. Turbínové skříně a části svodového potrubí byly přiřazeny materiálové charakteristiky odpovídající tvárné litině s kuličkovým grafitem. Diskům VNT byl přiřazen materiál ocel. Fluidní doména v modelu reprezentuje výfukové spaliny, které se ve skutečnosti skládají z plynů a z pevných částic. Zde bylo provedeno zjednodušení a bylo počítáno s materiálovými vlastnostmi vzduchu pro dané teploty, bez výskytu pevných částic, které byly zanedbány. Chyba způsobená zanedbáním spalin by neměla přesáhnout 2 % [33]. Jednotlivé materiálové charakteristiky pro fluidní doménu byly převzaty z [33] a jsou uvedeny v následující tabulce č. 6.3. spolu s materiálovými charakteristikami pro litinu a ocel.

Plyn	760 °C	270 °C
Hustota $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	0,32	0,66
Entalpie $h$ [ $kJ \cdot kg^{-1}$ ]	1070	525
Entropie $s$ [ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]	8,2	7,43
Tepelná kapacita $c_p$ [ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]	1,15	1,035
Viskozita $\mu \cdot 10^{-4}$ [ $Pa \cdot s^{-1}$ ]	0,44	0,277
Tepelná vodivost $k$ [ $W \cdot m^{-1} \cdot C^{-1}$ ]	0,07	0,042
Molární hmotnost $M$ [ $kg \cdot kmol^{-1}$ ]	28,96	28,96
Litina		
Hustota $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	7000	
Tepelná kapacita $c_p$ [ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]	515	
Tepelná vodivost $k$ [ $W \cdot m^{-1} \cdot C^{-1}$ ]	23	
Ocel		
Hustota $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	7850	
Tepelná kapacita $c_p$ [ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]	510	
Tepelná vodivost $k$ [ $W \cdot m^{-1} \cdot C^{-1}$ ]	55	

Tab. 6.3. Materiálové charakteristiky CFD modelu [33].

Výsledky CFD simulací obecně a jejich konvergence velmi závisí na kvalitě konečnoprvkové sítě. Kvalita elementů, a především jejich zkosení, značně ovlivňuje přesnost modelování proudění. Zásadní roli hraje zjemnění sítě v místě mezní vrstvy. Pro výpočet CFD byla použita síť s počtem 3018674 elementů. Jedná se kompromis mezi hrubou a jemnou sítí z důvodu přijatelného výpočetního času, který ve výsledku trval necelých 20 hodin pro jednu simulaci. Na solid části byly použity elementy o velikosti 3 mm, zatímco na fluid domény byly použity elementy o velikosti 2 až 3 mm podle místa domény. Na fluidní domény byla zároveň použita inflační/mezní vrstva s nejmenším prvkem o tloušťce 0,1 mm a gradientem růstu 1,2. Celkem bylo použito 15 elementů na šířku inflační vrstvy. Výsledná konečnoprvková síť je znázorněna na následujícím obrázku č. 6.4. spolu s detailem na inflační vrstvu.

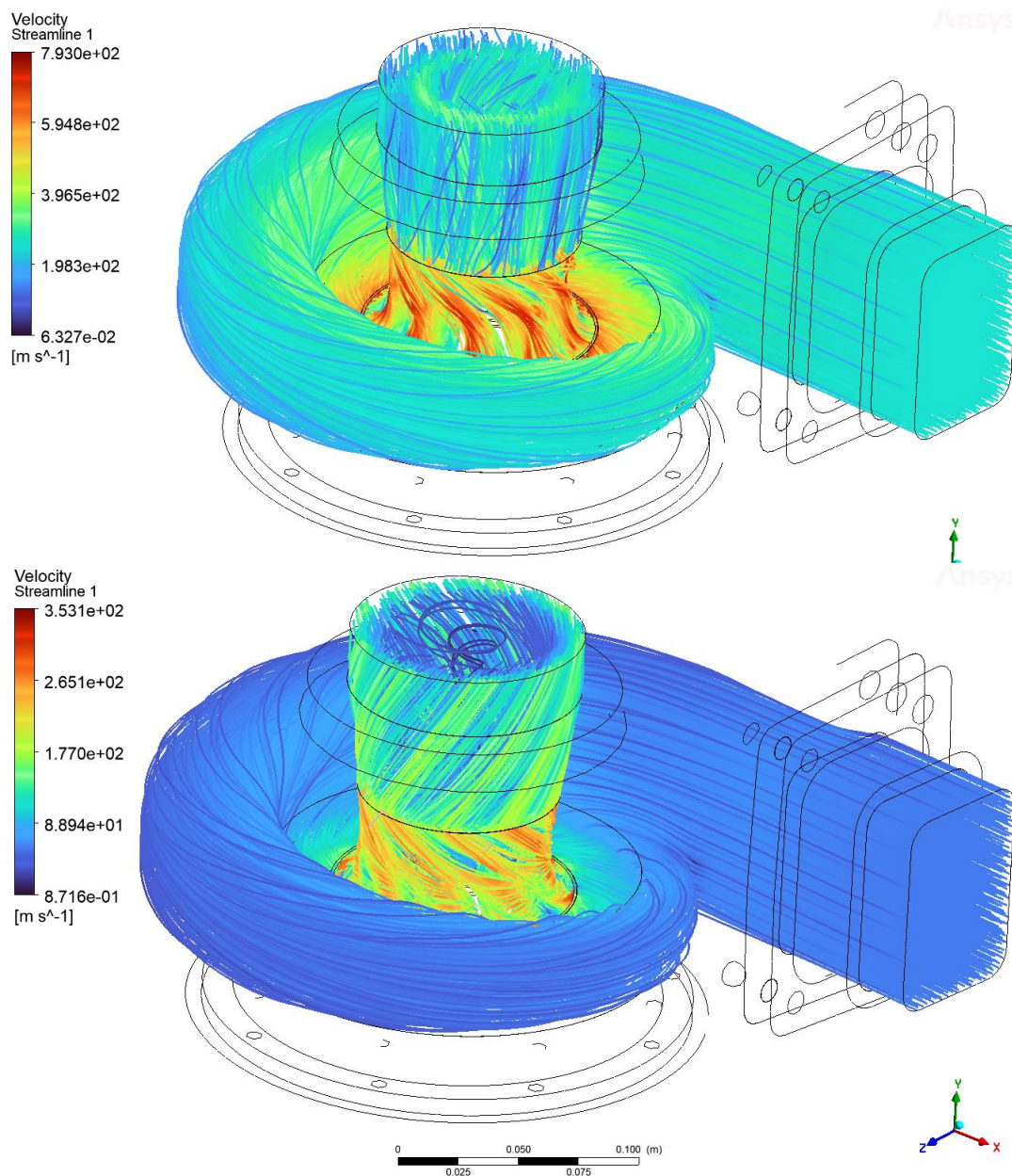


Obr. 6.4. Konečnoprvková síť pro účel CFD simulace a detail na inflační vrstvu.

### 6.2.1. Výsledky CFD simulace

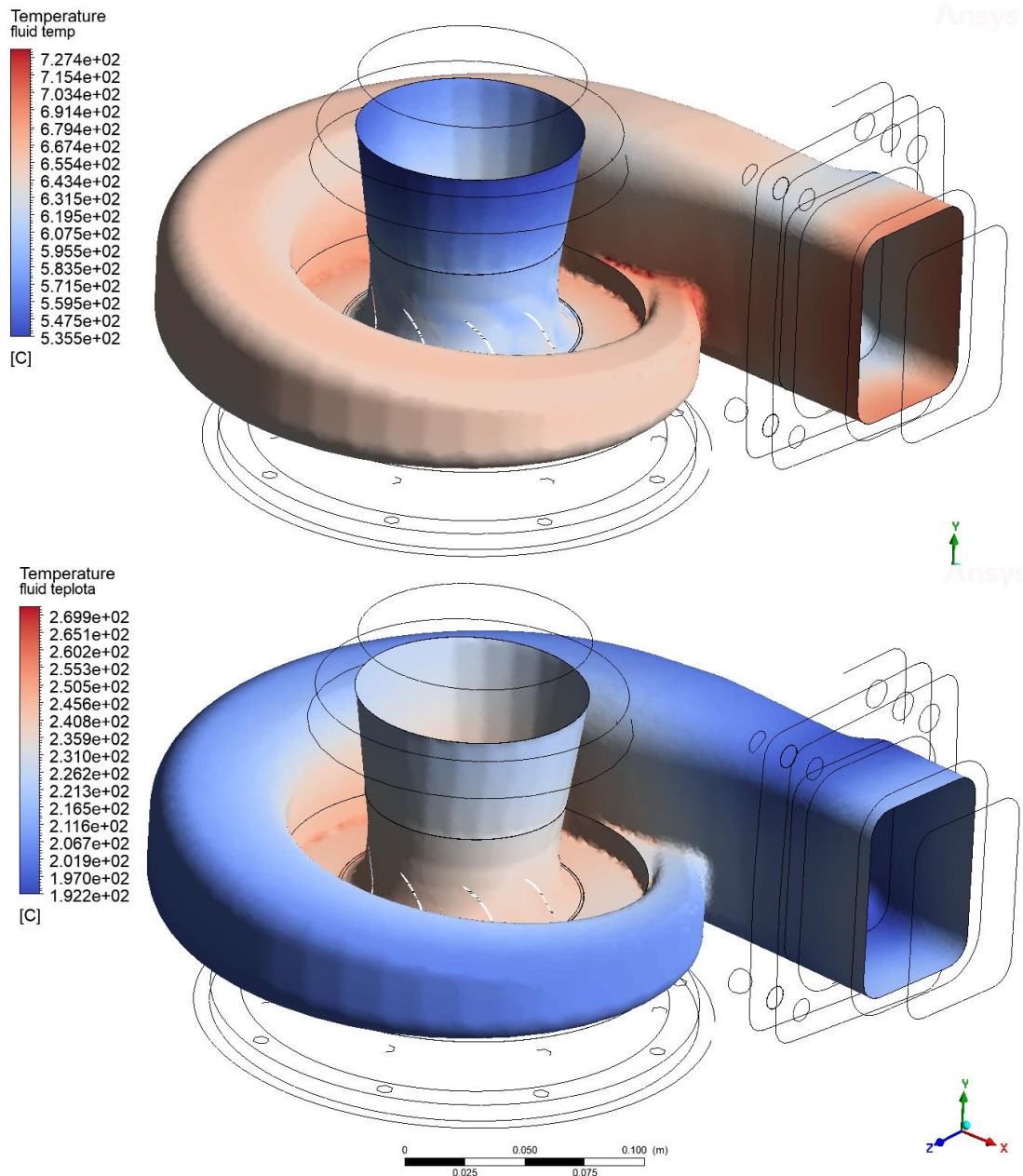
Simulace proudění byla provedena pro dva ustálené stavy, odpovídající minimálnímu a maximálnímu zatížení turbodmychadla výfukovými spalinami a jejich teplotou. Výsledky CFD simulace, kterými je rozložení teplot, tlaků a koeficientu přestupu tepla, představují okrajovou podmínku pro následující vázané analýzy.

Pro představu o správnosti řešení simulace byly nejprve vykresleny proudnice toku spalin turbodmychadlem. Vzhledem k využití *Frozen rotor* modelu bude jejich tvar specifický v rozhraních mezi statickou a rotující částí, jak je vidět na následujícím obrázku č. 6.5. Zatímco vykreslení ve statických částech má očekávaný tvar a průběh, přechod do rotující domény není plynulý. To je dáno faktem, že řešič uvažuje doménu jako rotující, ale vykresluje ji jako stacionární, tedy jako by se rotor v daném okamžiku zastavil. Největší rozdíl je patrný mezi doménou turbíny a výstupem. Částice opouští doménu turbíny ve směru výstupu, ale v rotující doméně sklouzávají po lopatkách turbínového kola, a proto tedy proudnice mají relativní směr odpovídající sklonu lopatek.



Obr. 6.5. Proudnice toku spalin pro maximální zatížení (nahore) a minimální zatížení (dole).

Z výsledků CFD budou dále použita teplota, tlak a koeficient přestupu tepla. Teplota a koeficient přestupu tepla budou použity jako okrajová podmínka ve vázané transienční teplotní analýze, zatímco tlakové pole bude použito ve strukturální analýze. Teplotní pole je získáno jako teploty v jednotlivých uzlech na ploše fluidní domény, která je definována jako rozhraní mezi fluidní a solid doménou. Teplotní pole, vyobrazené na následujícím obrázku č. 6.6., bylo vyexportováno a dále připraveno do formátu txt. pro následný import do další analýzy. Tento postup byl proveden i se zbývajícími veličinami.



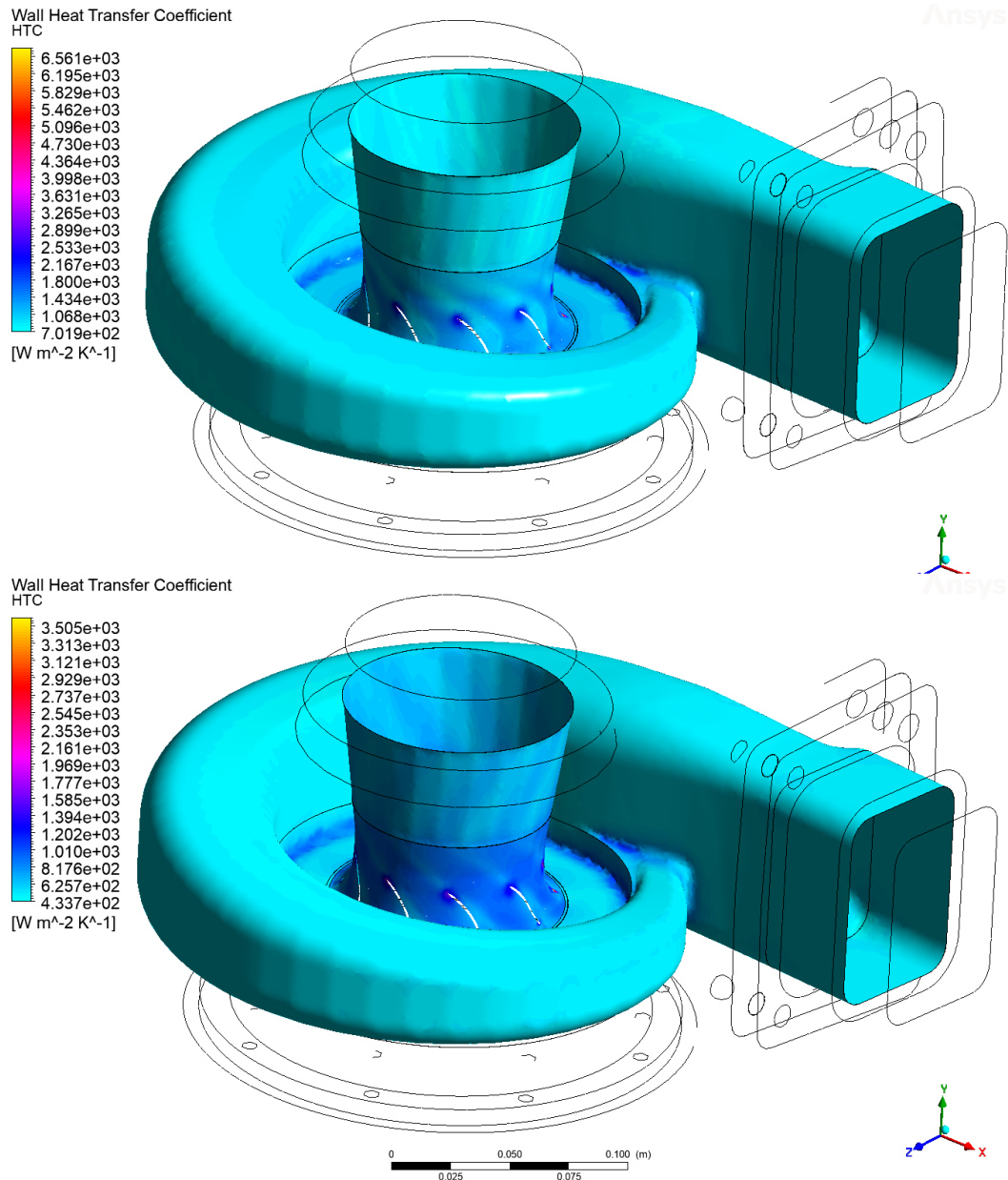
Obr. 6.6. Rozložení teplot fluidní domény na rozhraní fluid-solid pro maximální zatížení (nahore) a minimální zatížení (dole).

Koeficient přestupu tepla se v softwaru CFX programu Ansys počítá z teploty stěny pevné domény, tepelného toku a teploty v těžišti prvního elementu, který leží nejbliž u stěny, viz. následující vztah. To se liší od klasické literatury, kde je koeficient přestupu tepla počítán z teploty v místě, které je dostatečně vzdálené od stěny tak, aby nebylo ovlivněno dynamikou proudění a poklesem teploty u stěny. Tento výpočet lze provést i v softwaru CFX pomocí posunutí plochy rozhraní směrem do fluidní domény. U takto složité geometrie s více komponenty to nebylo možné, jelikož plocha rozhraní není složena z jedné části, ale z více, které odpovídají kontaktním plochám mezi komponenty. Zároveň v místě turbínového kola není možné posouvat tuto plochu rozhraní z důvodu zasahování do lopatek kola, kde není v tomto případě teplota definována, jelikož není s turbínovým kolem v modelu uvažováno. Využití HTC, spočítaného z teploty těžiště v prvním přilehlém prvku, je v tomto případě konzervativnější přístup. Výsledný teplený tok stěnou bude větší za následného použití  $HTC_{CFX}$

a teploty  $T_1$ , než za využití HTC spočítaného pomocí klasického přístupu a teploty v dostatečně vzdáleném místě  $T_{bulk}$ . Teplota  $T_{bulk}$  bude sice v tomto případě například až o 20 °C vyšší než  $T_1$ , ale tím bude HTC výrazně menší, v některých místech to může být i 50% hodnoty  $HTC_{CFX}$ .

$$HTC_{CFX} = \frac{q}{(T_{wall} - T_1)} \quad (6.7)$$

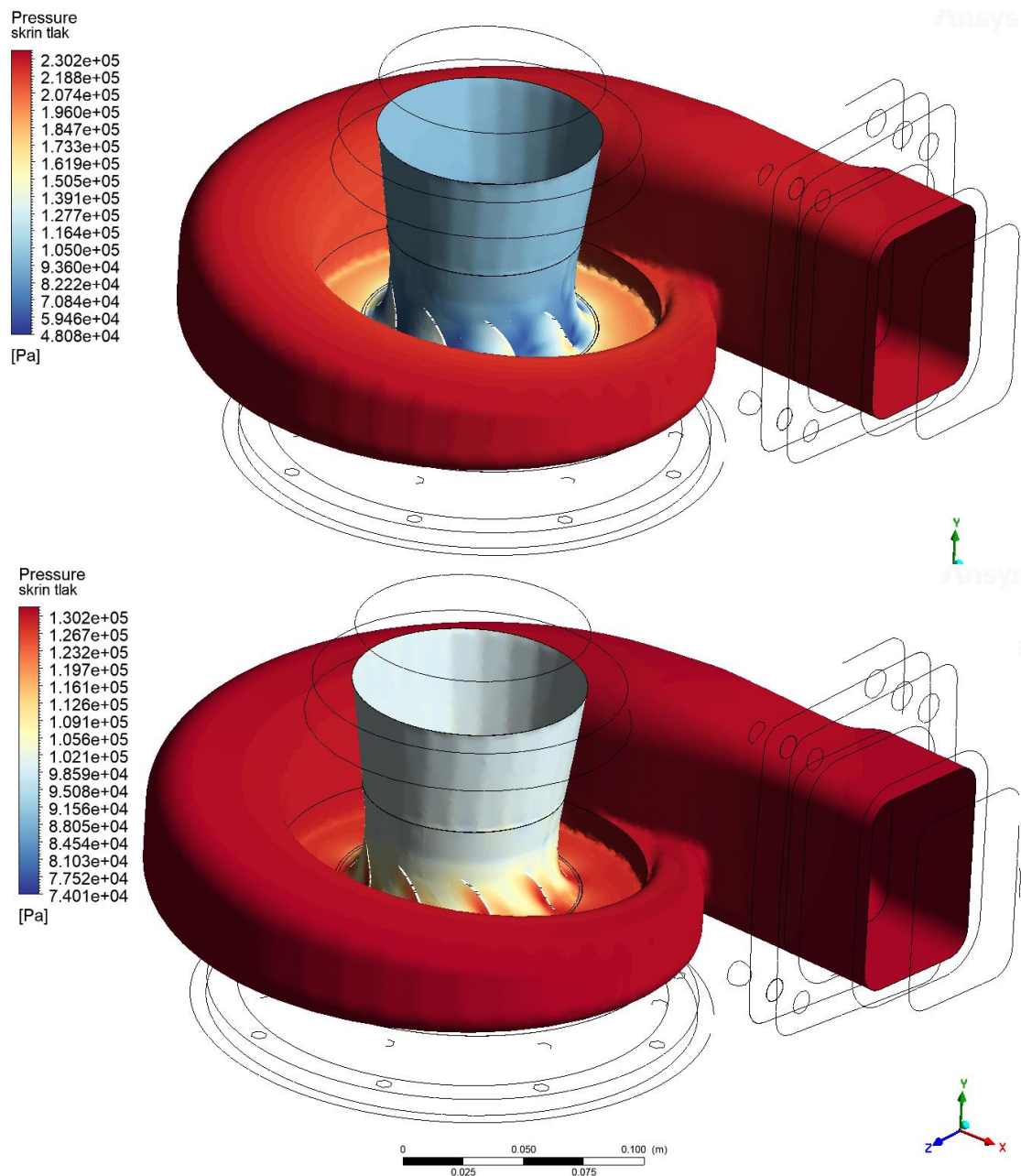
Výsledné rozložení koeficientu přestupu tepla pro oba stavy zatížení je znázorněno na následujícím obrázku č. 6.7.



Obr. 6.7. Rozložení hodnot koeficientu přestupu tepla pro maximální zatížení (nahore) a minimální zatížení (dole).

Poslední vyhodnocovanou veličinou je tlakové pole. To bývá v praxi zanedbáváno u geometrií podobajícím se geometrii zadané v této práci, z důvodu malého příspěvku na výslednou napjatost. Jelikož se práce snaží maximálně odlehčit konstrukci turbínové skříně, tak jsem se rozhodl do optimalizace tvaru vstupovat spolu s tlakovým zatížením, které by se mohlo u

ztenčení stěn projevit. Jeho rozložení ve fluidní doméně, která tento tlak vytváří, je zobrazeno na následujícím obrázku č. 6.8.



Obr. 6.8. Rozložení tlakového pole pro maximální (nahore) a minimální (dole) zatížení.

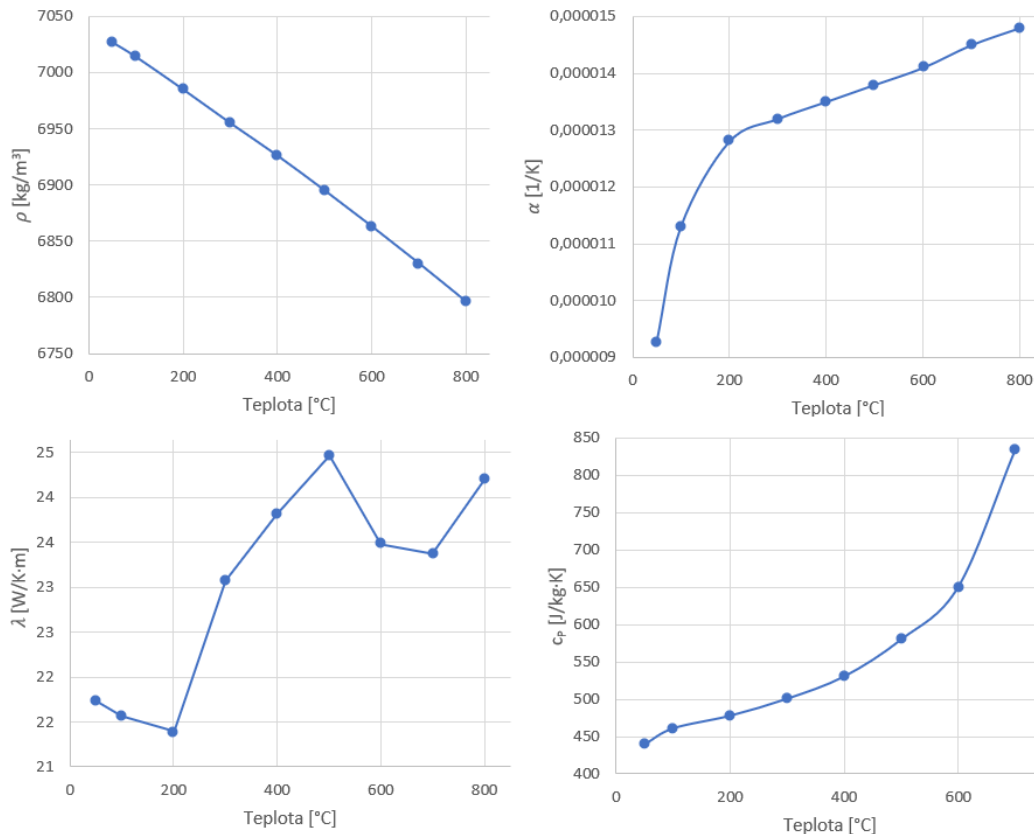
### 6.3. Teplotní analýza turbínové skříně

Jak již bylo zmíněno, tak na CFD analýzu navazuje vázaná transientní teplotní analýza. Tato analýza se používá k určení rozložení teplot v doménách jednotlivých komponent sestavy. Teplota v jednotlivých místech je vyvolána přestupem tepla komponentami v důsledku nucené konvekce. Přestup tepla v izotropním materiálu bez vnitřního zdroje tepla je popsán následující rovnicí.

$$\lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6.8)$$

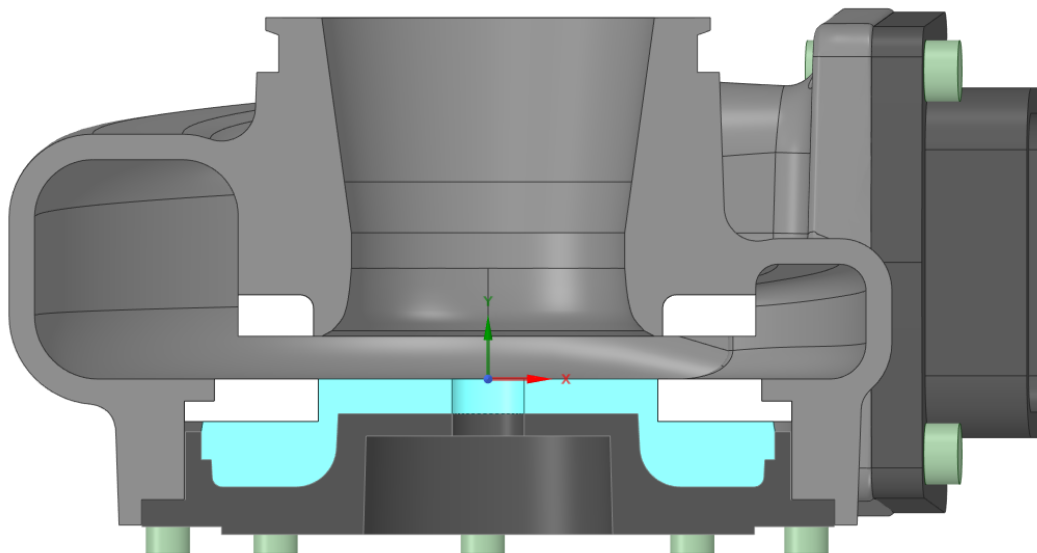


Kde  $\lambda$  značí tepelnou vodivost,  $x$ ,  $y$  a  $z$  jsou jednotlivé souřadnice v prostoru,  $\rho$  a  $c_p$  jsou materiálové vlastnosti hustota a měrná tepelná kapacita. Vzhledem k teplotám, kterých je v průběhu proudění dosahováno, bude materiál litiny obou skříní a části přívodního potrubí uvažován nelineární. Materiálové parametry použité litiny jsou závislé na teplotě, jak uvádí následující grafy. Materiálové parametry byly stejně jako okrajové podmínky pro CFD analýzu získány od zadávající osoby z firmy Garrett Motion.



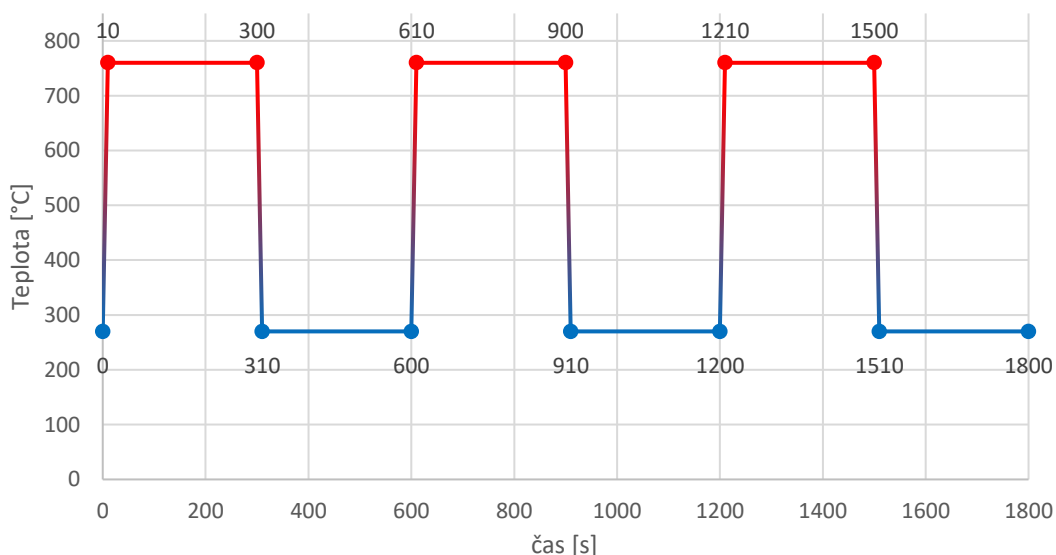
Obr. 6.9. Hustota  $\rho$  (nahore vlevo), koeficient teplotní roztažnosti  $\alpha$  (nahore vpravo), teplotní vodivost  $\lambda$  (dole vlevo) a měrná tepelná kapacita  $c_p$  (dole vpravo) v závislosti na teplotě.

Sestava je oproti CFD geometrii doplněna o přírubovou část střední skříně a fluidní doménu, která se nachází mezi spodním VNT kroužkem a přírubovou částí střední skříně. V CFD analýze bylo možné tuto fluidní doménu neuvažovat, jelikož v ní nedochází k žádnému proudění, ale pouze k přenosu tepla. Dále jsou zde uvažovány také šrouby, které spojují střední skříně s turbínovou a turbínovou skříně s přívodním potrubím. Přírubová část a rozložení teplot na ní je podstatná z hlediska vyvolání napjatosti na turbínové skříně. V průběhu práce bylo zjištěno, že napjatost v místě jazyka turbínové skříně je značně ovlivněna teplotou střední skříně a její teplotní dilatací. Při zanedbání přírubové skříně byla napjatost v tomto místě zcela minimální, naopak při nízkých teplotách střední skříně dosahovala napjatost v místě jazyka až tisíce MPa. Střední skříně svou polohou a funkcí tedy zabraňuje radiální deformaci turbínové skříně v místě příruby, čímž dochází ke zvýšení napjatosti v ostatních místech skříně. Z tohoto důvodu byla střední skříně (a jí přilehlá fluidní doména) zahrnuta do teplotní analýzy.



Obr. 6.10. Sestava použitá v transienční teplotní analýze.

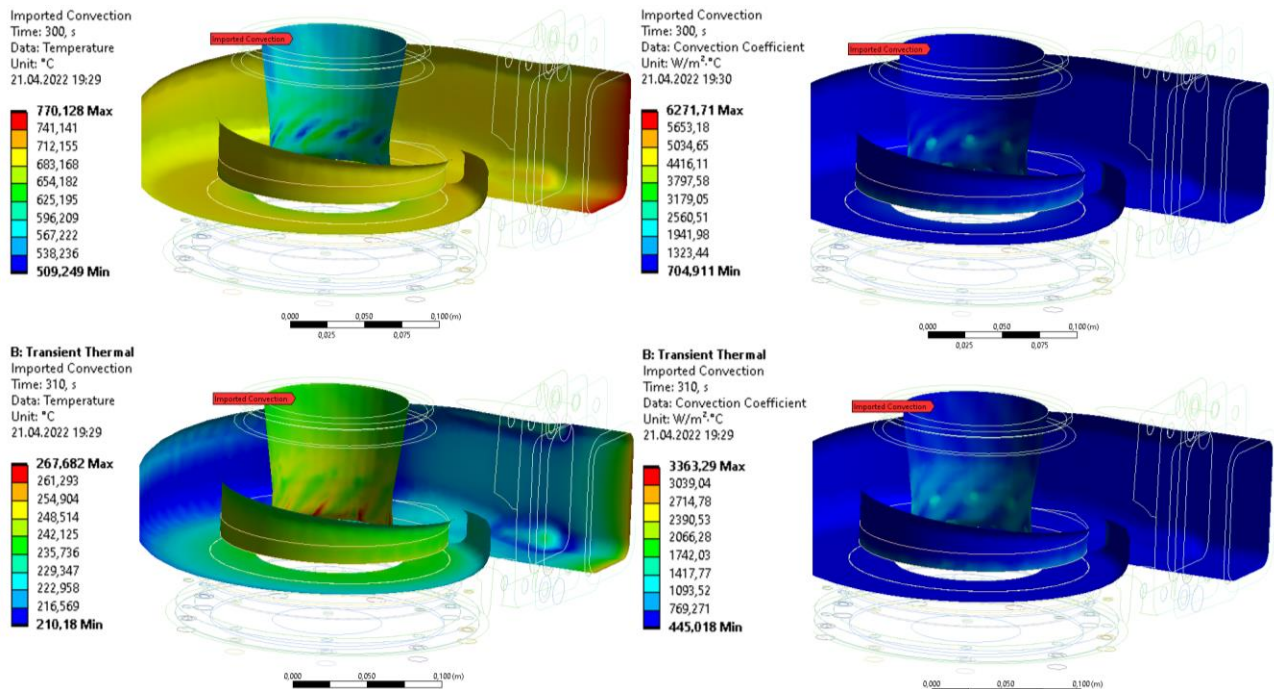
Turbínová skříň je zatížena teplotními šoky, jež odpovídají zkušebnímu zátěžnému cyklu. Tento cyklus je svými parametry nastaven tak, aby byla zkrácena doba simulací a zároveň následné vyhodnocování vázaných analýz pokrylo skutečné požadavky. Zátěžný cyklus byl definován jako tři teplotní cykly během 1800 sekund, viz následující graf. č. 6.2., na kterém je vynesena teplota spalin na vstupu do turbodmyhadla v čase. Počáteční teplota byla zvolena globálně 180 °C. Z počáteční teploty se během 10 sekund přejde na maximální teplotní zatížení vnitřní stěny a následuje výdrž na této teplotě po dobu 290 sekund. Následuje pokles na minimální teplotní zatížení vnitřní stěny během 10 sekund a opět následná výdrž na této teplotě po dobu 290 sekund. Tento průběh je zopakován 3x po sobě. Bylo odzkoušeno, že právě po třech cyklech dojde ke stabilizování rozložení teplot v geometrii a průběh v následných cyklech by byl už totožný.



Graf 6.2. Zkušební zátěžný cyklus.

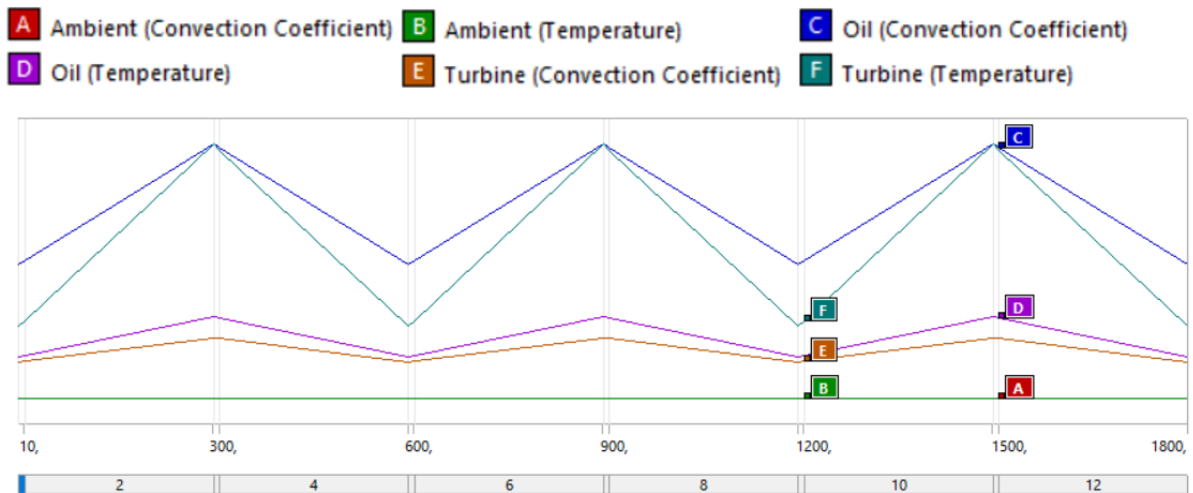
Jednotlivým zátěžným bodům grafu č. 6.2. odpovídají výsledky z ustálené CFD analýzy pro jednotlivé stavy, které budou namapovány na vnitřní stěnu turbínové skříňe, přírodního potrubí a ploch VNT kroužků. Jedná se o již zmíněný koeficient přestupu tepla HTC a teplotu fluidní domény na rozhraní  $T_{wall-fluid}$ . K tomu posloužil modul v prostředí Workbench pod

názvem *External Data*, do kterého byly nahrány připravené textové soubory obsahující polohu uzlu, jeho teplotu a hodnotu HTC z ustálených CFD analýz pro maximální a minimální zatížení. Pomocí těchto dvou veličin byla pak definována nucená konvekce v prostředí *Transient Thermal* programu Ansys. Namapování jednotlivých veličin je znázorněno na následujícím obrázku č. 6.11.



Obr. 6.11. Namapování teploty stěny fluidní domény a koeficientu přestupu tepla z výsledků CFD analýzy.

Kromě nucené konvekce byly dále definovány další okrajové podmínky, jako konvekce do okolí, konvekce způsobená chlazením střední skříně olejem a konvekce od turbínového kola do fluidní domény střední skříně. Jako první byla definována konvekce do okolí. Ta byla zadána s konstantní teplotou 50 °C a konstantním koeficientem přestupu tepla 50 W/m<sup>2</sup>C po celou dobu transienční analýzy. Dále byla předepsána konvekce na stěnu střední skříně, kde se nachází kanál pro chlazení olejem. Teplota oleje i HTC na rozhraní mezi olejem a skříní se budou v čase měnit podle zahřátí skříně. Teplota oleje a HTC byly převzaty z ustálené analýzy pro rozložení teplot na turbodmychadle v [34]. Analýza přestupu tepla v [34] je svými okrajovými podmínkami, jako je maximální teplota 600 °C na vstupu do turbodmychadla, velmi podobná CFD analýze v této práci. Proto bylo možné převzít hodnoty teploty a HTC na stěnách olejových kanálků. Pro minimální zatížení turbodmychadla byla použita teplota oleje 150 °C a koeficient přestupu tepla 600 W/m<sup>2</sup>C, pro maximální zatížení byla použita teplota oleje 250 °C a koeficient přestupu tepla 1100 W/m<sup>2</sup>C [34]. Poslední okrajová podmínka nucené konvekce byla použita v místech, kde by se nacházelo turbínové kolo s hřídelí. Teplota spolu s koeficientem přestupu tepla byla určena z hodnot na VNT disku na vnitřním průměru, kde by se dotýkal turbínového kola. Pro maximální zatížení byla použita teplota 670 °C a koeficient přestupu tepla 400 W/m<sup>2</sup>C, pro minimální zatížení byla použita teplota 240 °C a koeficient přestupu tepla 300 W/m<sup>2</sup>C. Koeficient přestupu tepla byl zvolen o něco nižší z důvodu, že fluidní doména, na kterou je podmínka použita je statická, na rozdíl od fluidní domény spalin. Maximální a minimální hodnoty teplot a HTC pro místo chlazení olejem i místa turbíny byly vždy předepsány na konci fáze výdrže na daném zatížení. Tím je zaručen postupný nárůst teplot v těchto místech. Rozdělení analýzy na kroky a předepsání okrajových podmínek je vyneseno v následujícím grafu č. 6.3., včetně umístění okrajových podmínek na obrázku č. 6.12.



Graf 6.3. Teplota a HTC okolí (ambient), teplota a HTC oleje (Oil) a teplota a HTC v místě turbíny (Turbine).

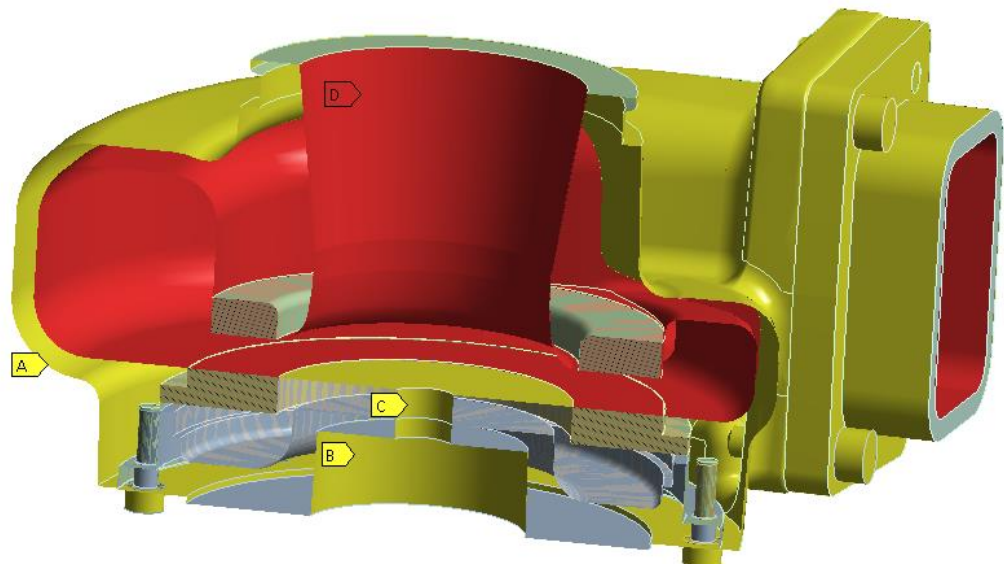
**B: Transient Thermal**

Transient Thermal

Time: 0, s

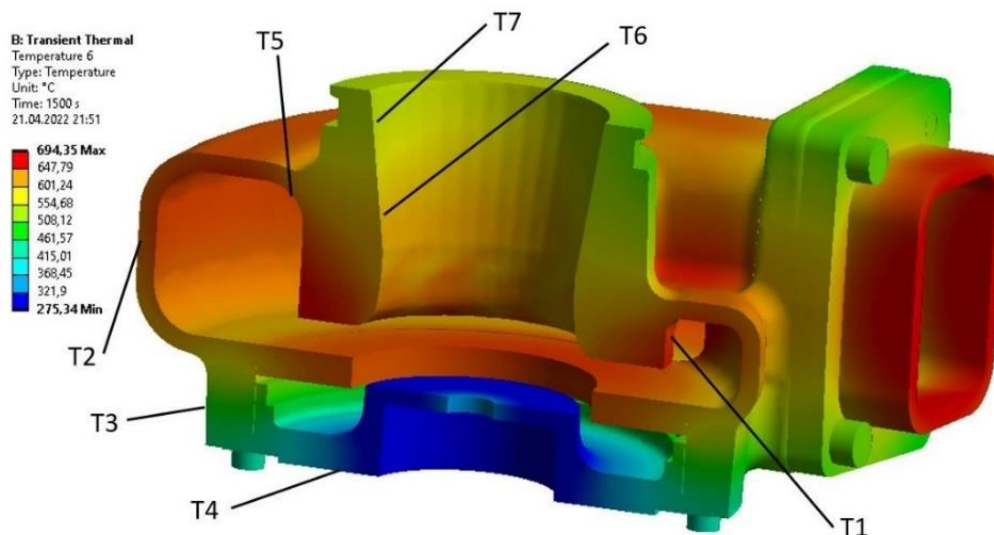
21.04.2022 19:30

- A** Ambient: 50, °C, 50, W/m<sup>2</sup>·°C
- B** Oil: 150, °C, 600, W/m<sup>2</sup>·°C
- C** Turbine: 225, °C, 200, W/m<sup>2</sup>·°C
- D** Imported Convection

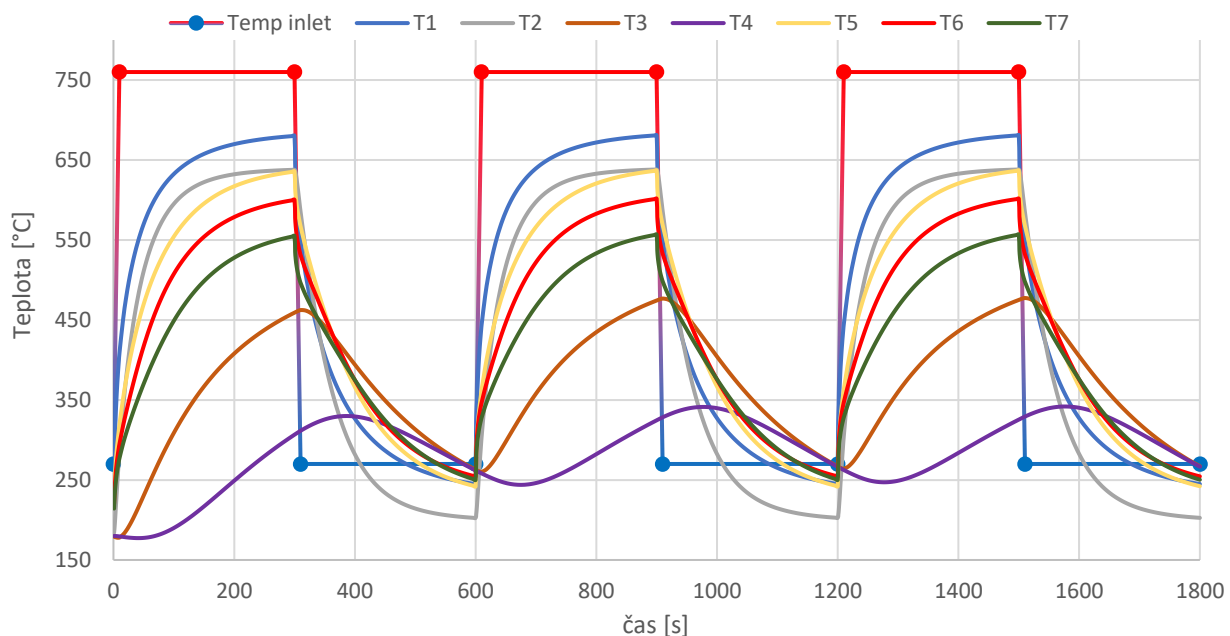


Obr. 6.12. Umístění okrajových podmínek v teplotní analýze.

Celkem bylo použito 360 kroků, na které byl průběh tří cyklů rozdělen. To umožňuje vykreslit průběh teplot v kontrolních bodech pro představu, jak je materiál ohříván. Umístění těchto bodů a průběh teplot v nich je vykresleno na následujícím obrázku č. 6.13. a v grafu č. 6.4. Na obrázku jsou vykresleny dva stavy, odpovídající časům 1500 sekund a 1800 sekund, tedy maximální a minimální zatížení a rozložení teplot v posledním ustáleném cyklu. Tato rozložení teplot budou dále použita ve strukturální analýze jako okrajová podmínka teploty komponent.



Obr. 6.13. Umístění kontrolních bodů pro vykreslení časového průběhu teplot.



Graf 6.4. Rozložení teploty v čase 1500 sekund a umístění kontrolních bodů (nahore) a průběh teplot v kontrolních bodech T1 až T7 (dole).

## 6.4. Deformačně napjatostní analýza turbínové skříně

Deformačně napjatostní analýza byla v této práci využita k popisu chování turbínové skříně v průběhu zatěžování, načež byla použita jako vstup pro topologickou optimalizaci turbínové skříně. V první části byl proveden rozbor deformace a napětí skříně z hlediska plastizace a lokalizace míst se špičkovým napětím. V druhé části byla na základě poznatků sestavena zjednodušená deformačně napjatostní analýza, která je podmínkou pro vstup do topologické optimalizace. Lokalizovaná místa se špičkovým napětím pak v topologické optimalizaci tvoří její okrajové podmínky. U všechny deformačně napjatostních analýz v této práci bylo použito stejné zatížení, vycházející z CFD analýzy a transientní teplotní analýzy. Typově jde o silové zatížení (tlak působící na vnitřní stěnu od proudících spalin) a zatížení způsobené roztažností

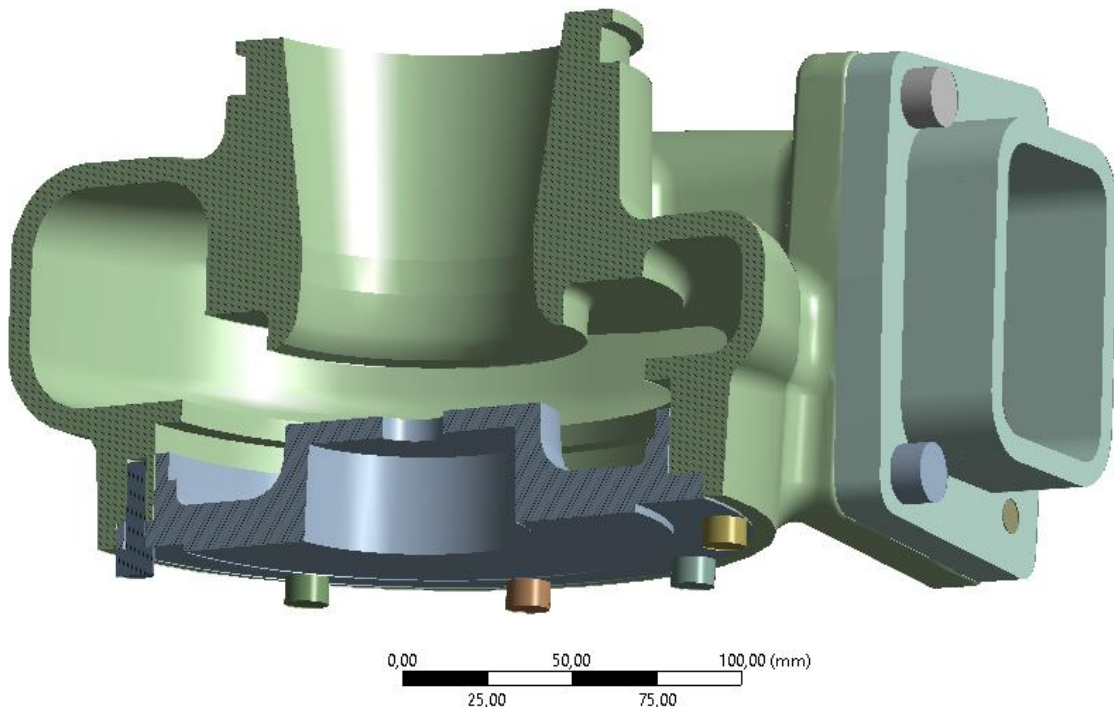
materiálu s rozdílnými teplotami v jednotlivých místech. Neznámé posuny v konečnoprvkové statické deformačně napjatostní analýze jsou vyjádřeny následující rovnicí.

$$\mathbb{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbb{F}_0 + \mathbb{F}_T \quad (6.9)$$

Kde  $\mathbb{K}$  značí matici tuhosti,  $\mathbf{U}$  značí matici posuvů,  $\mathbb{F}_0$  značí matici silového zatížení a  $\mathbb{F}_T$  značí matici uzlových sil, které jsou způsobeny teplotním zatížením a roztažností materiálu.

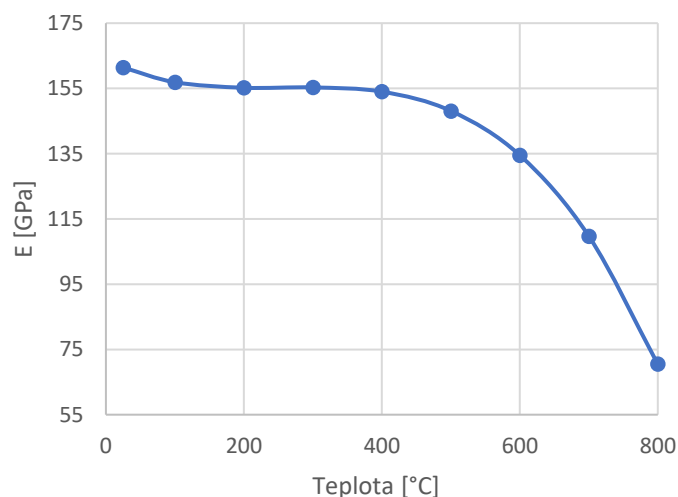
### 6.4.1. Rozbor napětí a deformace turbínové skříně

Pro co nejlepší popis chování skříně v průběhu teplotního zatěžování byla provedena nelineární deformačně napěťová analýza, ve které byl uvažován jak nelineární materiál, tak nelineární typy kontaktů mezi tělesy. Geometrie byla použita identická jako v transienční teplotní analýze z důvodu mapování prostorového teplotního pole na komponenty. Součásti, které se přímo nepodílí na vzniku napjatosti byly odebrány. Geometrie pro nelineární deformačně napěťovou analýzu, zobrazená na následujícím obrázku č. 6.14., se skládá z turbínové skříně, přírubové části ložiskové skříně, části svodového potrubí a 13 šroubů, které zajišťují kontakt mezi tělesy.



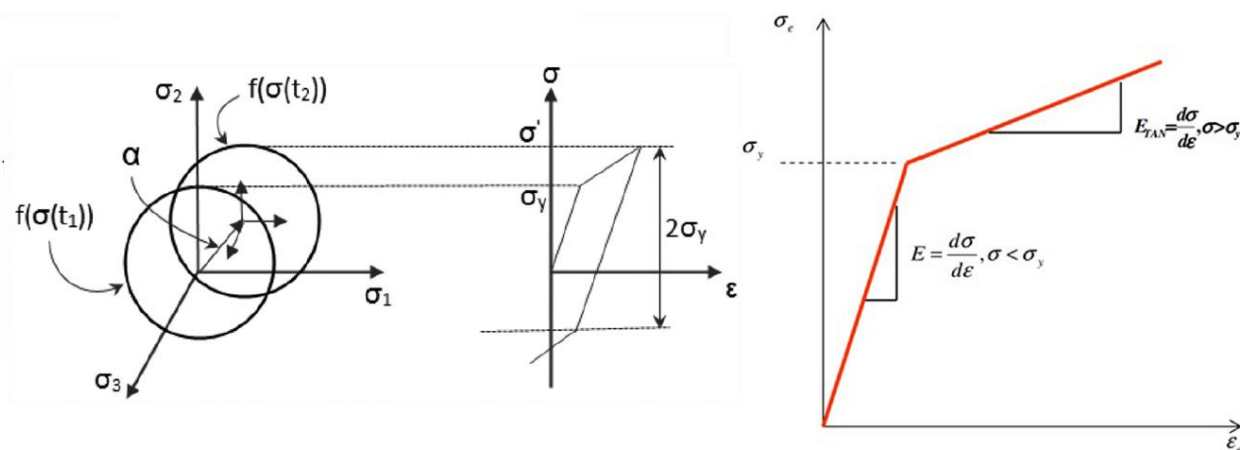
Obr. 6.14. Geometrie použitá v nelineární deformačně napěťové analýze.

Vzhledem k teplotám, kterých je dosahováno při maximálním zatížení turbodmychadla, je třeba uvažovat materiál nelineární. V tomto případě byl použit stejný materiálový model pro všechny litinové komponenty (obě skříně a část přívodního potrubí), který byl zadán jako závislý na teplotě. Teplotní závislost byla použita u zadání hustoty, koeficientu teplotní roztažnosti viz. obrázek č. 6.9. Dále byl jako teplotně závislý zadán také Youngův modul pružnosti, jehož průběh v rozsahu teplot 22 °C – 800 °C je vyneseno v následujícím grafu č. 6.5. Poissonovo číslo bylo u všech teplot zvoleno  $\mu = 0,3$ .

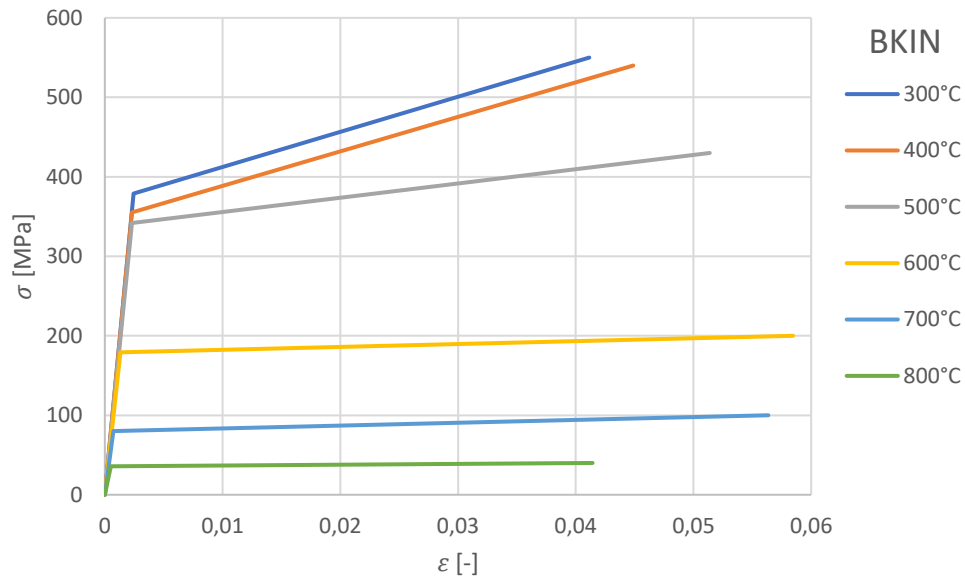


Graf 6.5. Youngův modul pružnosti  $E$  v závislosti na teplotě.

Aby byla získána skutečná odezva materiálu spolu se vznikem plastických deformací, tak byl model materiálu litiny uvažován s bilineárním kinematickým zpevněním. Tento model zpevnění je dán neměnicí se plochou plasticity (velikost i tvar), jejíž střed se v průběhu zatěžování v Haighově diagramu posouvá. Kinematický model zpevnění byl uvažován bilineární (označení BKIN), tedy zadaný dvěma parametry, kterými jsou mez kluzu a tečný modul. Deformační odezva materiálu zadaného s BKIN modelem je zobrazena na následujícím obrázku č. 6.15. [35,36]. Materiál se chová jako lineární podle Hookova zákona až do meze kluzu. Za meze kluzu je sklon deformační křivky počítán s tečným modulem namísto meze kluzu. Tento model zpevnění byl také uvažován závislý na teplotě. Průběh deformační odezvy při jednotlivých teplotách modelu BKIN je zobrazen na následujícím grafu č. 6.6. Hodnoty pro BKIN model byly poskytnuty od zadávající osoby z firmy Garrett Motion.

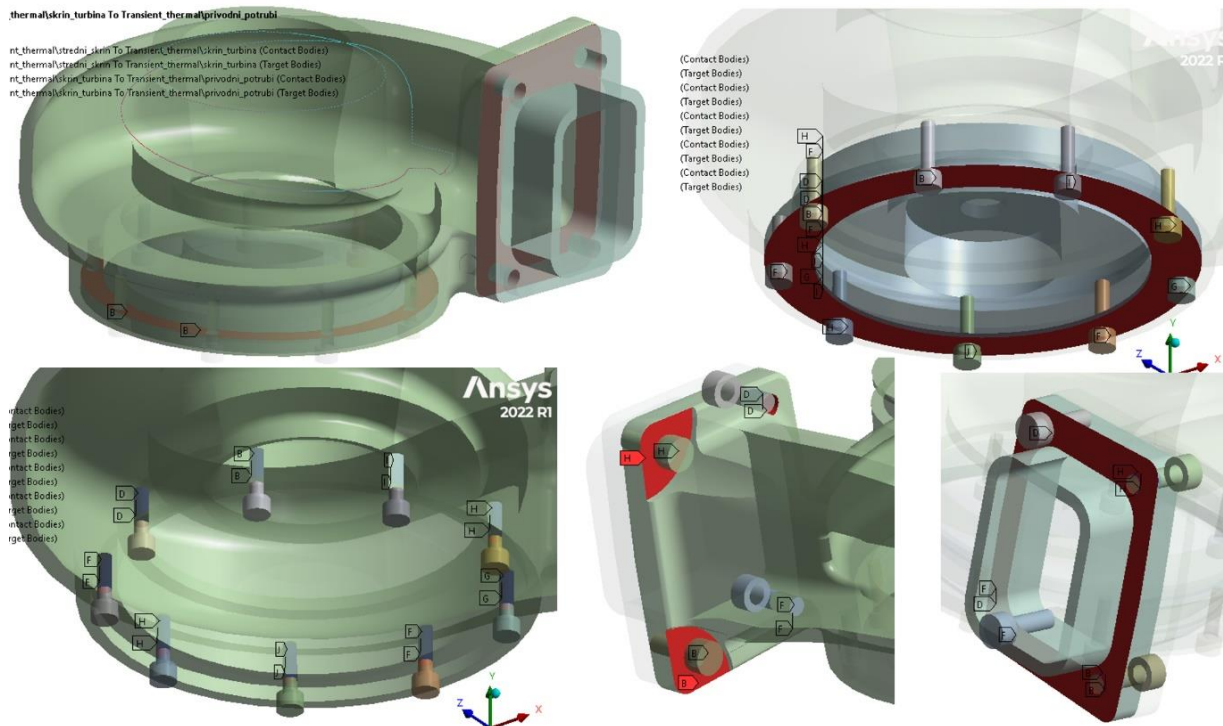


Obr. 6.15. Napětově deformační odezva materiálového modelu BKIN (vlevo) [35], předpis sklonu křivky v obou oblastech BKIN modelu (vpravo) [36].



Graf 6.6. Materiálový model bilineárního kinematického zpevnění litiny.

Dále bylo zapotřebí definovat kontakty a okrajové podmínky pro zmíněnou geometrii. Kontakty byly použity dvojího typu. Byl použit nelineární typ kontaktu *frictional*, který představuje typ kontaktu se třením. Tento typ kontaktu byl zvolen pod všemi hlavami šroubů, na stykové ploše mezi ložiskovou skříní a turbínovou skříní a na stykové ploše mezi turbínovou skříní a přívodním potrubím. Hodnota koeficientu tření byla zvolena  $\mu = 0,2$ . Druhý typ kontaktu byl zvolen lineární *bonded* kontakt, který představuje pevný kontakt bez posuvů, nebo oddělení těles. Kontakt typu *bonded* byl zvolen mezi všemi spodními částmi šroubů s dírami v turbínové skříní, nebo přívodním potrubí. Tímto typem kontaktu zde bylo nahrazeno závitové spojení komponent. Jednotlivé typy kontaktů a jejich umístění jsou zobrazeny na následujícím obrázku č. 6.16.



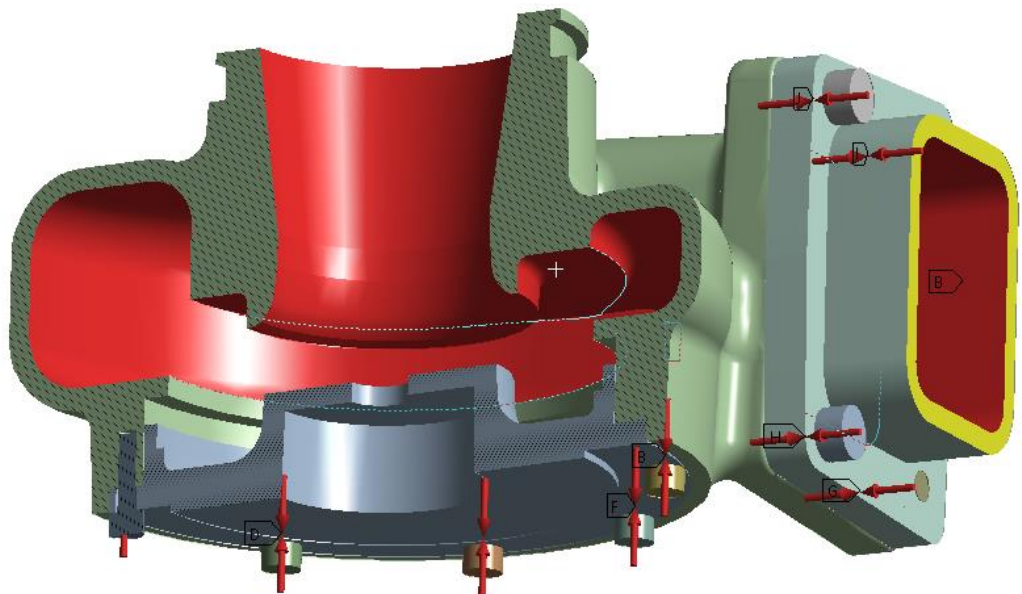
Obr. 6.16. Typy kontaktů a jejich umístění v deformačně napěťové analýze.



Po vytvoření konečnoprvkové sítě byla definována samotná analýza spolu s okrajovými podmínkami a zatížením. Analýza byla rozdělena do 9 kroků o délce 1 sekundy, které nahrazují transienční deformačně napěťovou analýzu zanedbáním vlivu rychlosti zatěžování. Tímto nastavením bylo možné simulovat prvotní maximální zatížení a 3 následující cykly pomocí cyklování mezi dvěma vstupními hodnotami okrajových podmínek. V prvním kroku bylo aplikováno pouze předzatížení šroubových spojů, které bylo v dalších krocích uzamčeno na zvolených hodnotách, zadaných v prvním kroku. To bylo zadáno pomocí možnosti *bolt pretension* na všechny dříky šroubů. Velikost předzatížení byla nastavena na 8 kN na šrouby M8 spojující střední skříň a turbínovou skříň. Na šrouby M10 spojující přívodní potrubí a turbínovou skříň bylo zadáno předzatížení 12 kN (na šrouby se závitem do skříňe) a 16 kN (na šrouby se závitem do přívodního potrubí). Rozdíl v předzatížení u šroubů M10 byl zvolen z důvodu, aby nevznikalo napětí na konci kontaktních ploch na turbínové skříni, která je v této práci optimalizována. Od druhého do devátého kroku bylo vždy na liché kroky aplikováno prostorové rozložení teplot z transienční teplotní analýzy odpovídající času 1500 sekund (maximální teplotní zatížení) a na vnitřní plochu bylo aplikováno maximální tlakové zatížení z CFD analýzy. Na sudé kroky bylo aplikováno prostorové rozložení teplot z transienční teplotní analýzy odpovídající času 1800 sekund (minimální teplotní zatížení) a na vnitřní plochu bylo aplikováno minimální tlakové zatížení z CFD analýzy. Aby bylo zamezeno pohybu sestavy, byla na krajní plochu přívodního potrubí umístěna okrajová podmínka *remote displacement* s možností *deformable*, která byla nastavena tak, aby odebírala všechny stupně volnosti této ploše. Díky možnosti *deformable* bylo této ploše umožněno se deformovat vzhledem k teplotnímu zatížení ve směru roviny kolmé k normále této ploše. Umístění okrajových podmínek a zatížení je vyobrazeno na následujícím obrázku č. 6.17.

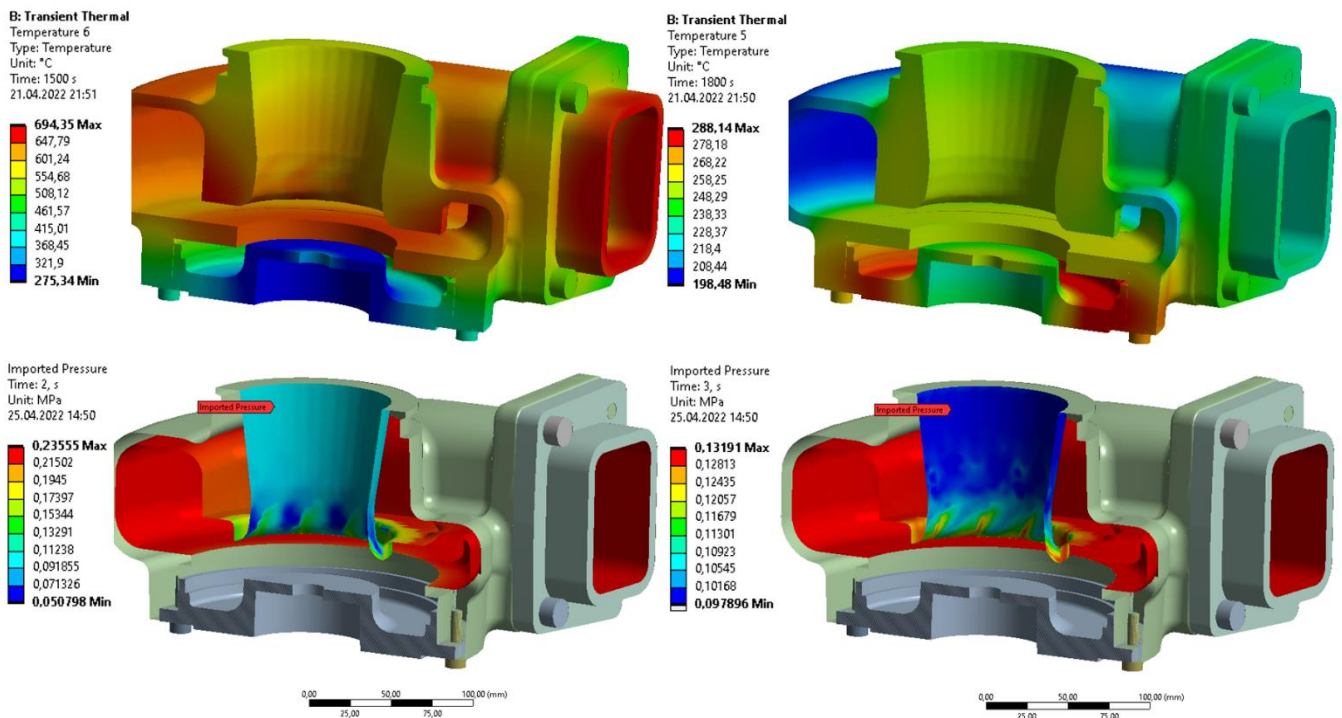
F: nonlinear\_frictional\_cycle  
 Bolt Pretension 13  
 Time: 1, s  
 Items: 10 of 12 indicated  
 25.04.2022 14:48

A	inner_wall
B	Bolt Pretension: 8000, N
C	Bolt Pretension 6: 8000, N
D	Bolt Pretension 7: 8000, N
E	Bolt Pretension 8: 8000, N
F	Bolt Pretension 9: 8000, N
G	Bolt Pretension 10: 16000 N
H	Bolt Pretension 11: 12000 N
I	Bolt Pretension 12: 16000 N
J	Bolt Pretension 13: 12000 N



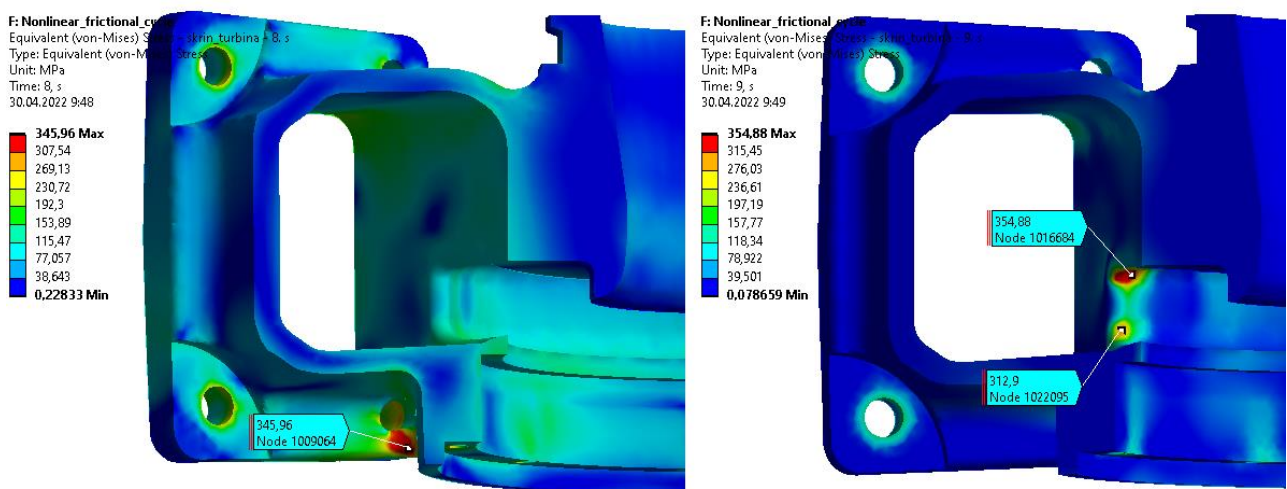
Obr. 6.17. Umístění předzatížení šroubů, okrajové podmínky *remote displacement* a vnitřního tlaku (*inner\_wall*).

Teplotní i tlakové pole bylo mapováno na jednotlivé uzly elementů. Rozložení teplot na tělesech a tlaku na vnitřní stěně pro oba stavy, mezi kterými bylo cyklováno, je znázorněno na následujícím obrázku č. 6.18.



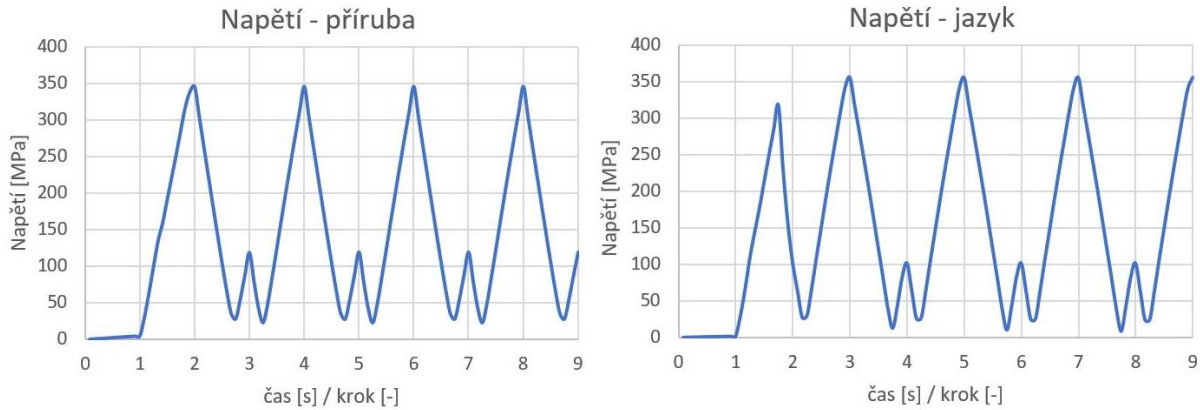
Obr. 6.18. Namapované teplotní pole z transientní teplotní analýzy odpovídající času 1500 sekund (nahore vlevo) a času 1800 sekund (nahore vpravo). Namapované tlakové pole z CFD analýzy odpovídající maximálnímu (dole vlevo) a minimálnímu zatížení (dole vpravo).

Cílem této deformačně napěťové analýzy bylo nalézt kritická místa na turbínové skříní a průběhy napětí a deformace v nich pro následné definování omezení topologické optimalizace. Z výsledků je patrné, že kritická budou tři místa – horní a spodní část jazyku voluty (obr. č. 6.19. vpravo) a spodní napojení příruby pro přívodní potrubí (obr. č. 6.19. vlevo). V jiných místech není dosahováno takových napětí. Napětí, která se objevují v kritických místech, zobrazených na obrázku č. 6.19., přesahují mez kluzu při daných teplotách, čímž dochází k lokální plastizaci. Na základě tohoto poznatku, kdy je překročena mez kluzu, je třeba vztahovat životnost turbínové skříně k nízkocyklové únavě. Nízkocyklová únava je dána součtem amplitudy právě plastického přetvoření a elastického přetvoření.



Obr. 6.19. Napětí v kritických místech v 8. kroku (vlevo) a v 9. kroku (vpravo) cyklického zatěžování.

Při prvním zatížení na maximální teplotu v kroku 2. dojde k největší lokální plastizaci v horním kritickém místě jazyka, což má za následek převrácení fáze napětí oproti teplotě. Kritické místo na přírubě je tak svým maximálním napětím ve fázi s teplotou, zatímco kritické místo na jazyku voluty je v protifázi. Průběh redukovaného napětí HMH v kritických místech je vyneseno v následujícím grafu č. 6.7. Na základě průběhů napětí v kritických místech, resp. střední hodnoty těchto cyklů, a požadavků na životnost turbínové skříně v termo-mechanické únavě (TMF) budou dále definovány omezení následné topologické optimalizace.



Graf 6.7. Průběh redukovaného napětí HMH v kritickém místě příruby (vlevo) a horním kritickém místě jazyka (vpravo).

## 6.4.2. Definování omezení topologické optimalizace na základě TMF

Program Ansys Workbench nabízí několik metod, pomocí kterých je možné počítat topologické optimalizace, jak již bylo zmíněno v rešeršní části. Koncept topologické, nebo strukturální, optimalizace je v prostředí Workbench relativně novinka, i když metody sloužící k jejímu výpočtu byly popsány již dříve. Narážíme tedy na problém, že nelze optimalizovat jakékoli proměnné v libovolné analýze.

V prostředí Ansys Workbench existují dvě základní metody topologické optimalizace a jedna beta funkce. Jedná se o již popsané metody, kterými jsou metoda hustot a Level Set metoda. Zmíněnou beta funkcí je metoda *Shape optimization*, která funguje na jiném principu než předchozí dvě metody. *Shape optimization* je na rozdíl od eliminace elementů založena na principu morphování sítě neboli posunu uzlů. Posun uzlů sítě probíhá ve směru normály k povrchu tělesa na základě citlivostní analýzy, obdobně jako u druhých dvou metod. Tato metoda má velkou výhodu v tom, že počet uzlů zůstává stejný jako na začátku optimalizace a zatížení v těchto uzlech se s nimi posouvá. Oproti tomu velkou nevýhodou této metody je značné omezení v maximálních deformacích sítě a tím vzniku nové geometrie. Při morphování sítě dochází ke zhoršení kvality elementů a topologická optimalizace nemusí zkonvergovat.

Před určením omezujících podmínek bylo zapotřebí vybrat metodu, kterou bude topologická optimalizace počítána. Zde se objevil zásadní problém, že metody používané k výpočtu topologických optimalizací nedokáží počítat s nelineárním materiálem. Na základě možností, nabízených omezení a použitelných typů geometrií jednotlivými metodami topologických optimalizací byla nakonec zvolena metoda hustot (*density based*). Této metodě pak byla přizpůsobena omezení, jak bude popsáno dále. Následující tabulky č. 6.4. a 6.5. uvádí možnosti jednotlivých metod topologických optimalizací prostředí Ansys Workbench. Zelenou barvou je zvýrazněná zvolená metoda a její omezení, které bylo dále použito.

Metoda	Density	Level Set	Shape
Nelineární úloha	NE	NE	ANO
Více tělese	ANO	NE	ANO

Tab. 6.4. Možné typy úloh pro jednotlivé metody topologické optimalizace.

Metoda	Omezení
Density based	Snížení objemu, hmotnosti, momentu k některé z os, nebo posun těžiště Poddajnost Posuvy Reakční síla Globální napětí – ekvivalentní HMM, nebo první hlavní napětí <b>Lokální ekvivalentní napětí HMM</b> Kritérium ze statické úlohy
Level Set based	Snížení objemu, hmotnosti, momentu k některé z os, nebo posun těžiště Poddajnost Posuvy Reakční síla Globální napětí – ekvivalentní HMM, nebo první hlavní napětí Kritérium ze statické úlohy
Linear Shape	Snížení objemu, hmotnosti, momentu k některé z os, nebo posun těžiště Poddajnost Posuvy Reakční síla Globální napětí – ekvivalentní HMM, nebo první hlavní napětí Kritérium ze statické úlohy
Non-linear Shape	Snížení objemu, hmotnosti, momentu k některé z os, nebo posun těžiště Kritérium ze statické úlohy Pozn.: za cíl optimalizace lze zde zvolit minimalizace akumulovaného ekvivalentního plastického přetvoření (mezi konkrétními kroky, nebo celkově)

Tab. 6.5. Omezení nabízená jednotlivými metodami topologické optimalizace.

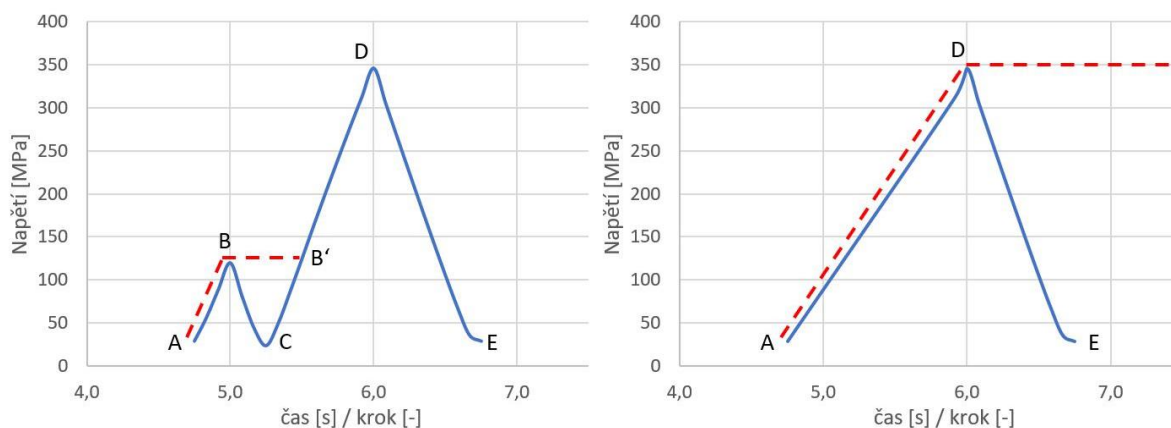
Metoda hustoty byla zvolena z důvodu, že umožňuje provádět topologickou optimalizaci s modelem o více tělesech a zároveň lze řídit omezujícím parametrem lokálního napětí, který byl umístěn na kritická místa, jak bude ukázáno dále. Shape metodu nebylo možné použít vzhledem k tvaru geometrie, kdy nebylo možné morfovat síť do úzkého kanálku mezi volutou a outletem turbínové skříně.

Topologická optimalizace funguje na principu iterační minimalizace zvolené proměnné, dokud je druhá zvolená proměnná pod její povolenou hodnotou. V tomto případě se jedná o minimalizaci hmotnosti (objemu) materiálu tak, aby napětí v kritických místech nepřekročilo danou omezující hodnotu. Tato hodnota napětí byla získána z požadavku termo-mechanické únavy na životnost, která nesmí být menší než 150 hodin při zatěžování turbínové skříně pulzujícím cyklem viz. graf č. 6.2. Časová životnost byla přepočítána na počet cyklů jako podíl minimální časové životnosti a délky periody  $T$  jednoho cyklu:

$$\frac{150 \text{ hod} \cdot 60 \cdot 60}{T} = \frac{540000 \text{ s}}{600 \text{ s}} = 900 \text{ cyklů} \quad (6.10)$$

Ze znalosti požadovaného počtu cyklů do porušení a průběhu napětí v kritických místech byla spočítána maximální přípustná amplituda celkového přetvoření, jak bude popsáno

dále. V obou kritických místech se jedná o periodicky se opakující dvojí rozkmit v jedné periodě cyklu. Životnost v těchto místech lze řešit pomocí metody stékajícího deště a Palmgren-Minerova pravidla pro sčítání procent poškození od jednotlivých rozkmitů napětí. Například v kritickém místě příruby lze na jedné periodě tohoto cyklu pomocí metody stékajícího deště rozdělit napětěvý cyklus na dva, jak je znázorněno na následujícím obrázku č. 6.20. Jeden zátěžný cyklus vznikne dopadem z bodu B do bodu B' a má rozkmit 96 MPa. Podle metody stékajícího deště jsou následně body B, C a B' odstraněny a cyklus je uvažován opět od začátku A. Takto vznikne druhý zátěžný cyklus o rozkmitu 322 MPa.



Obr. 6.20. Určený zátěžných cyklů metodou stékajícího deště v kritickém místě příruby.

Z rozkmitu prvního získaného zátěžného cyklu byla určena amplituda, která je rovna 48 MPa. Velikost amplitudy tohoto cyklu je výrazně menší než mez únavy pro danou odpovídající litinu, která je rovna  $S_{e-GJS-500} = 112 \text{ MPa}$  podle [37]. Tento zátěžný cyklus nebude mít tedy žádný vliv na životnost součásti, a proto bude uvažován pouze druhý zátěžný cyklus s amplitudou napětí o velikosti 161 MPa. Obdobně tomu je u napětěvého cyklu v kritickém místě jazyka, kde je také uvažován pouze napětěvý rozkmit s amplitudou 171 MPa.

K definování omezující podmínky topologické optimalizace je zapotřebí určit parametr asymetrie cyklu  $R$ , který se používá v korekční metodě vlivu středního napětí SWT na únavovou životnost součásti. Tato metoda převádí nesymetrický cyklus se středním napětím na souměrně střídavý cyklus, ke kterému existují únavové zkoušky životnosti. Parametr asymetrie cyklu  $R$  se spočítá jako:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (6.11)$$

Parametr asymetrie cyklu pro kritické místo příruby je roven  $R_1 = 0,065$  a pro kritické místo jazyka je roven  $R_2 = 0,037$ . Před dosažením do rovnice SWT je zapotřebí definovat deformační únavové parametry materiálu. Bohužel získat volně přístupné tyto únavové konstanty je velmi obtížné, obzvláště v závislosti na teplotě. Pro odpovídající šedou litinu GJS-500-7, která svými pevnostními materiálovými parametry odpovídá zadanému materiálu, byly nalezeny únavové konstanty pouze pro teplotu 400 °C. K výpočtu únavy v kritickém místě příruby jsou tyto konstanty pro teplotu 400 °C téměř dostačující, vzhledem k dosaženým teplotám v tomto místě v průběhu zatěžování. U výpočtu únavy v kritickém místě jazyka bude třeba brát výslednou únavu s rezervou, jelikož se zde dosahuje až téměř 700 °C. Nízkocyklové únavové konstanty litiny GJS-500-7 jsou uvedeny v následující tabulce č. 6.6. [38].

Teplota	$\sigma'_f$ [MPa]	$\varepsilon'_f$	$b$	$c$	$K'$ [MPa]	$n'$
400 °C	756	0,22	-0,1192	-0,8058	774	0,1131

Tab. 6.6. Nízkocyklové únavové parametry litiny GJS-500-7 pro teplotu 400 °C [38].

Tyto nízkocyklové únavové konstanty byly přiřazeny materiálu litiny v prostředí Ansysu, kde bude později ověřena životnost skříně.

Maximální přípustná amplituda přetvoření byla spočítána pomocí korekční metody SWT s dosazenými únavovými parametry z tabulky č. 6.6. a požadovaným počtem cyklů, spočítaným v rovnici (6.10). Rovnice pro maximální přípustnou amplitudu přetvoření podle SWT je definována následujícím vztahem (6.12).

$$\varepsilon_a^{SWT} = \frac{\sigma'_f}{E} \left[ 2N_f \left( \frac{1-R}{2} \right)^{\frac{1}{2b}} \right]^b + \varepsilon'_f \left[ 2N_f \left( \frac{1-R}{2} \right)^{\frac{1}{2b}} \right]^c \quad (6.12)$$

Maximální přípustná amplituda přetvoření  $\varepsilon_a^{SWT}$  s danou asymetrií cyklu je rovna v obou kritických místech  $\varepsilon_a^{SWT} = 0,0025$ . Pomocí tohoto korekčního přístupu je maximální přípustná amplituda přetvoření počítána jako součást obecné metodiky. Požadovaná životnost 900 cyklů je extrémně nízká hodnota nízkocyklové únavy, jako důsledek zatěžování skříně fiktivním testovacím cyklem. V tomto konkrétním případě dává stejný výsledek maximální přípustná amplituda přetvoření spočítaná pomocí Manson-Coffinovy rovnice pro únavovou životnost, která je popsána následující rovnicí (6.13). To je dáno faktem, že vliv středního napětí ovlivňuje pouze Basquinovu část celkové deformace, tedy podíl elastického přetvoření, která se projevuje spíše u vysokocyklové únavy. Maximální přípustná amplituda přetvoření  $\varepsilon_a^{MC}$  pro souměrně střídavý cyklus vyšla také  $\varepsilon_a^{MC} = \varepsilon_a^{SWT} = 0,0025$ .

$$\varepsilon_a^{MC} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (6.13)$$

Vzhledem k tak nízkým hodnotám parametru asymetrie cyklů a nízkého vlivu středního napětí v takto nízké hodnotě nízkocyklové únavy lze napět'ový cyklus uvažovat jako pulzující míjivý. Díky tomu lze z maximální přípustné amplitudy přetvoření získat maximální přípustnou hodnotu elastoplastického přetvoření jako:

$$\varepsilon = 2 \cdot \varepsilon_a^{SWT} = 0,005 \quad (6.14)$$

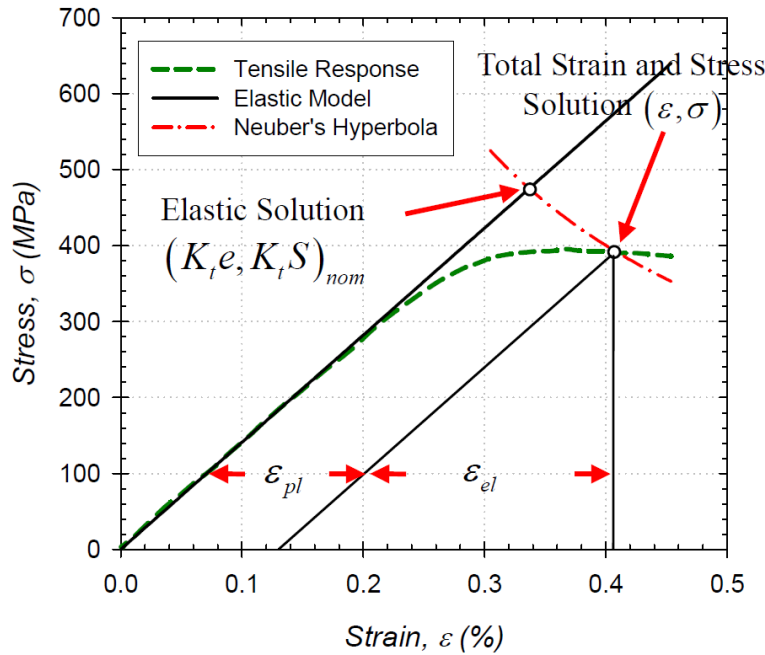
Tuto hodnotu lze interpretovat jako maximální hodnotu přetvoření, která nesmí být v daném místě v průběhu zátěžného cyklu překročena. Maximální přípustnou hodnotu elastoplastického přetvoření lze tedy chápat jako deformační omezení topologické optimalizace. Topologická optimalizace programu Ansys však nabízí pouze možnost napět'ového omezení, a proto bylo k této hodnotě elastoplastického přetvoření dopočítáno odpovídající elastoplastické napětí. To lze dopočítat dvěma způsoby, a to buď pomocí cyklické deformační křivky, nebo pomocí Ramberg-Osgoodova vztahu pro elastoplastickou odezvu materiálu. Cyklická deformační křivka je získána propojením vrcholů několika saturovaných hysterezních smyček různých amplitud plastické deformace. Její průběh lze pak popsat exponenciální funkcí pomocí únavových parametrů  $K'$  a  $n'$ . Vztah pro amplitudu plastického přetvoření pomocí cyklické deformační křivky je popsán následujícím vztahem.

$$\varepsilon_{a-p} = \left( \frac{\sigma_{a-p}}{K'} \right)^{n-1} \quad (6.15)$$

Druhým způsobem je vyjádření celkové elastoplastické deformace pomocí Ramberg-Osgoodova vztahu, popsaného rovnicí (6.16), kde první člen představuje elastickou deformaci a druhý člen vychází z cyklické deformační křivky a představuje plastickou deformaci.

$$\varepsilon_{a-e.p.} = \frac{\sigma_{a-e.p.}}{E} + \left( \frac{\sigma_{a-e.p.}}{K'} \right)^{n^{-1}} \quad (6.16)$$

Posledním krokem k definování omezující napěťové podmínky topologické optimalizace je převedení plastického napětí (získaného z cyklické deformační křivky), resp. elastoplastického napětí (získaného pomocí Ramberg-Osgoodova vztahu) na fiktivní lineární elastické napětí. To je třeba provést z důvodu, že topologická optimalizace programu Ansys umí počítat pouze s lineární úlohou, a tedy lineárním materiálem. K tomu se použila Neuberova korekční koncepce, která pomocí součinitele tvaru  $\alpha$  (zde označováno jako  $K_t$ ) převádí fiktivní elastické špičkové napětí na skutečné elastoplastické napětí. Princip Neuberovy korekční koncepce je znázorněn na následujícím obrázku č. 6.21. [39]. Fiktivní elastické napětí je převedeno po Neuberově hyperbole do průsečíku s křivkou danou elastoplastickou odezvou materiálu.



Obr. 6.21. Neuberova korekční metoda fiktivního elastického napětí [39].

Neuberova koncepce vychází z předpokladu, že součin maximálního napětí a přetvoření je konstantní.

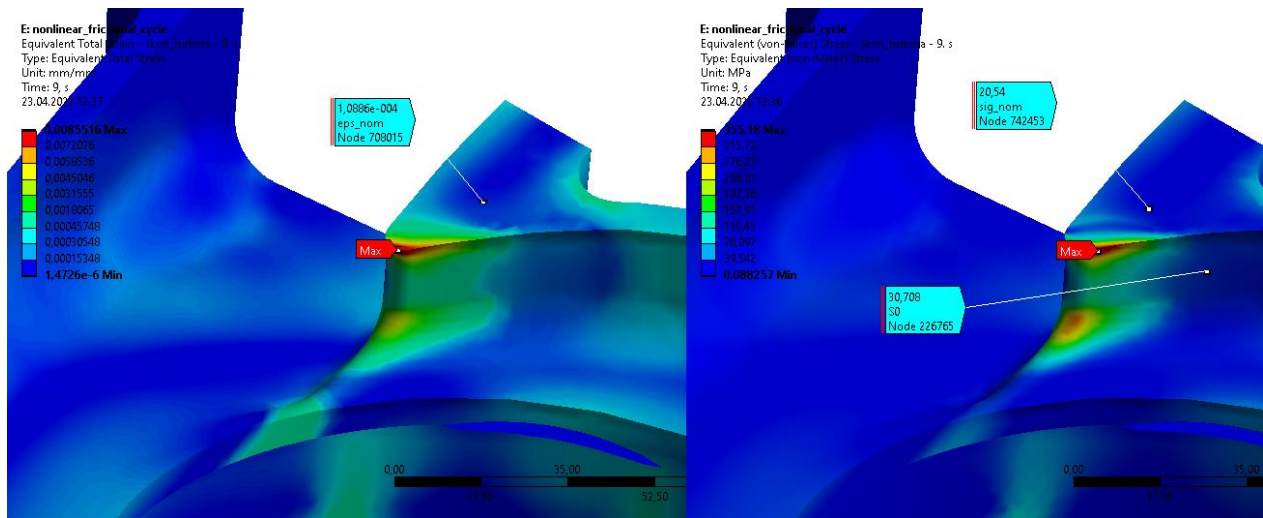
$$\sigma^e \cdot \varepsilon^e = \sigma^{e.p.} \cdot \varepsilon^{e.p.} = konst \quad (6.17)$$

Součin elastického maximálního napětí a přetvoření je zapotřebí vyjádřit pomocí nominálního napětí a přetvoření vynásobeného součinitelem tvaru jako:

$$\sigma^e \cdot \varepsilon^e = \sigma_{nom}^e \cdot K_t \cdot \varepsilon_{nom}^e \cdot K_t = \frac{(\sigma_{nom}^e \cdot K_t)^2}{E} \quad (6.18)$$

Od určitého přetvoření začíná být rozdíl mezi součinitelem tvaru získaným z napětí a z přetvoření. Součinitel tvaru získaný z napětí se spočítá jako podíl maximálního napětí a nominálního napětí v dostatečné vzdálenosti od místa s maximálním napětím tak, aby nebyla již ovlivněna jeho velikost. Obdobně se spočítá součinitel tvaru pomocí přetvoření jako podíl maximálního a nominálního přetvoření, opět uvažovaného v dostatečné vzdálenosti. Výpočet součinitele tvaru pomocí napětí  $K_t^\sigma$  a pomocí přetvoření  $K_t^\varepsilon$  byl proveden pomocí hodnot získaných z MKP analýzy v kritických místech. Na následujícím obrázku č. 6.22. jsou znázorněna místa, ze kterých byly určeny hodnoty pro výpočet  $K_t^\sigma$  a  $K_t^\varepsilon$  v kritickém místě

jazyka. Určení hodnot pro výpočet  $K_t^\sigma$  a  $K_t^\varepsilon$  bylo provedeno v rovině řezu kolmé k povrchu v místě maximálního napětí a přetvoření, viz. obrázek č. 6.22.



Obr. 6.22. Hodnoty pro výpočet  $K_t^\sigma$  a  $K_t^\varepsilon$  v kritickém místě jazyka.

Z hodnot zvýrazněných v obrázku č. 6.22. byl spočítán součinitel tvaru  $K_t$  jako:

$$K_t^\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} = \frac{355}{20,5} = 17,3 \quad (6.19)$$

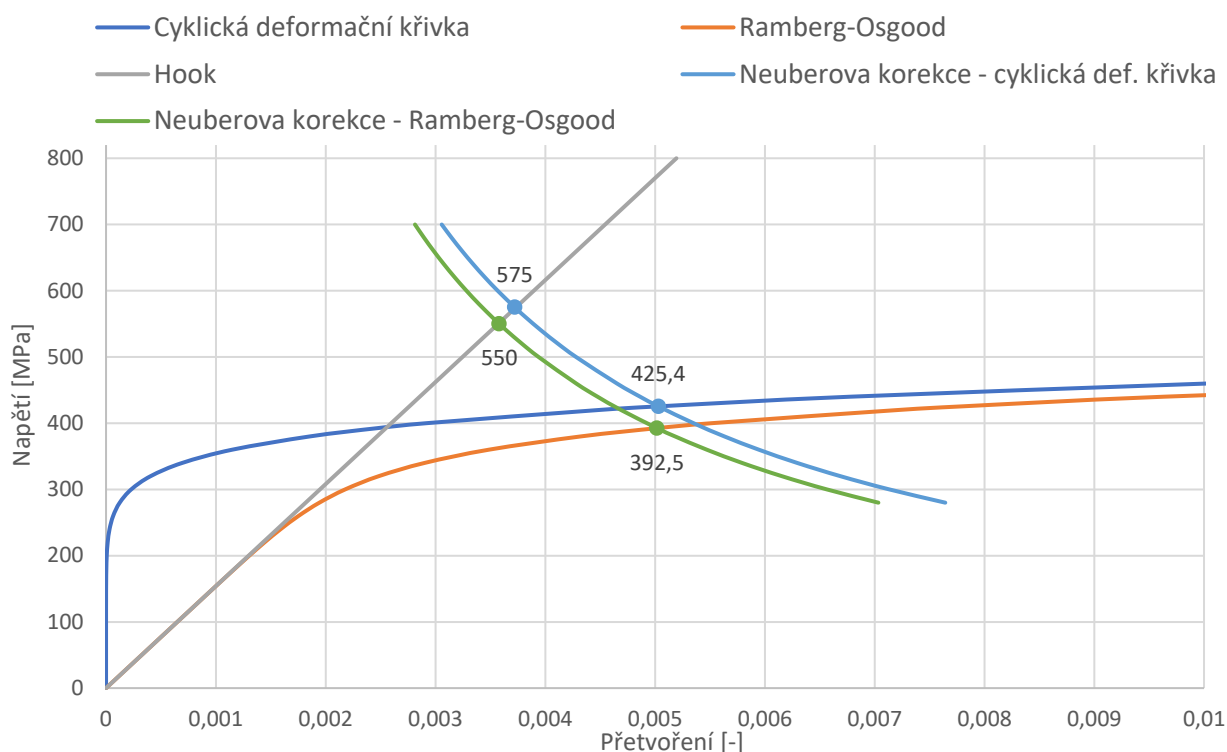
$$K_t^\varepsilon = \frac{\varepsilon_{max}}{\varepsilon_{nom}} = \frac{0,00855}{1,0886 \cdot 10^{-4}} = 78,54 \quad (6.20)$$

$$K_t = (K_t^\sigma \cdot K_t^\varepsilon)^m = (17,3 \cdot 78,54)^{0,4} = 17,93 \doteq 18 \quad (6.20)$$

Kde za exponent  $m$  je možné dosadit čísla v intervalu od 0,1 do 1 podle typu zatěžování. V tomto případě  $m = 0,4$  jelikož se jedná o deformační zatěžování způsobené teplotní roztažností.

Po dosazení maximální přípustné hodnoty přetvoření do cyklické deformační křivky a do Ramberg-Osgoodova vztahu dostáváme maximální přípustné plastické a elastoplastické napětí o velikosti  $\sigma_{max}^p = 425,4 \text{ MPa}$  a  $\sigma_{max}^{e.p.} = 392,5 \text{ MPa}$ , které jsou vyneseny v následujícím grafu č. 6.8. Pomocí Neuberovy koncepce se součinitelem tvaru  $K_t = 18$  byly dále spočítány maximální přípustné hodnoty elastického napětí jak z  $\sigma_{max}^p$ , tak z  $\sigma_{max}^{e.p.}$ . Maximální přípustná hodnota elastického napětí spočítaná z cyklické deformační křivky vyšla o velikosti 575 MPa. Maximální přípustná hodnota elastického napětí spočítaná z Ramberg-Osgoodova vztahu vyšla menší, jelikož je ve výpočtu započítáno elastické přetvoření. Její hodnota je 550 MPa, viz graf č. 6.8.





Graf 6.8. Výpočet fiktivního elastického napětí pomocí Neuberovy korekční metody.

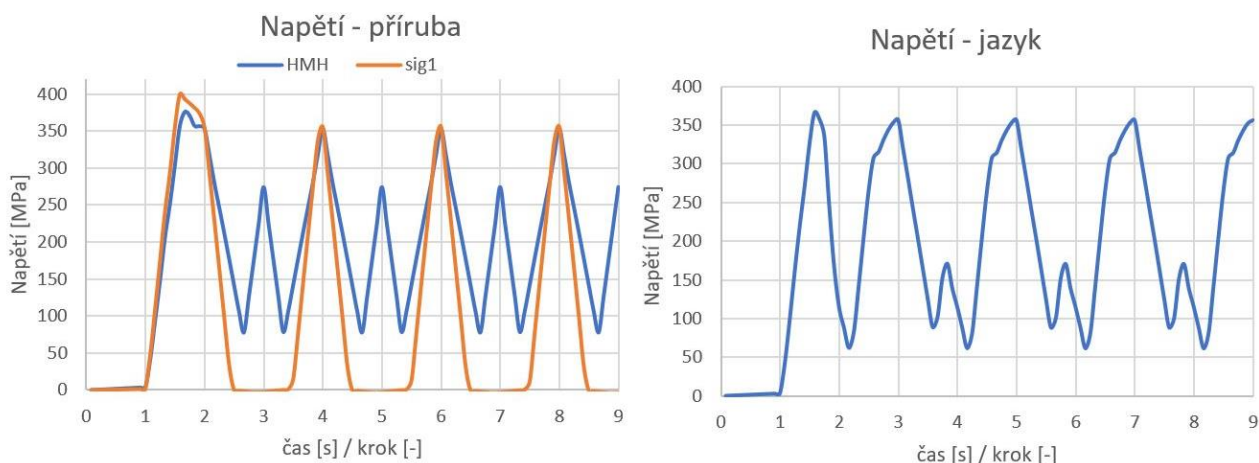
V kritickém místě příruby vyšla maximální přípustná hodnota elastického napětí téměř identicky z důvodu téměř stejného maximálního napětí. Hodnota maximálního přípustného elastického napětí  $\sigma_{max}^e = 550 \text{ MPa}$  bude dále použita jako omezující podmínka v topologické optimalizaci v kritických místech.

Nutno podotknout, že takto navržená metodika pro získání omezující podmínky topologické optimalizace nebude univerzální pro všechny geometrie a zatížení. V tomto konkrétním případě se kritická místa nachází v dostatečné vzdálenosti od oblastí, ve kterých bude topologická optimalizace prováděna a neměl by tak hrozit extrémní nárůst napětí v průběhu odebírání materiálu. Jak bude ukázáno na závěr této práce, hodnoty maximálního napětí v kritických místech po topologické optimalizaci naopak klesnou k nižším hodnotám, což je opačný jev, než který bývá pozorován u nosníkových topologických optimalizací. To je dáno faktem, že kritická místa se nachází v oblastech s relativně nižším průřezem materiálu napříč stěnou, než který se nachází například v oblasti outletu. To způsobuje, že v oblastech s velkou tloušťkou stěny (jako například okolo outletu) má konstrukce podstatně vyšší tuhost oproti oblastem, kde se v tomto případě nachází kritická místa. Snížením hmotnosti materiálu dojde ke snížení tuhosti v těchto místech a tím k dojde širšímu rozložení napětí a deformace, což vede k lokálnímu snížení špiček napětí. Dalším faktorem bude zcela jiné prostorové rozložení teplot u nové geometrie. Aby byla topologická optimalizace s jistotou korektní, tak by bylo zapotřebí při každé iterační změně geometrie přepočítat CFD analýzu, transientní teplotní analýzu a statickou analýzu a až pak provádět další iteraci. To v programu Ansys není možné, a i kdyby bylo, tak by se výpočetní čas této optimalizace extrémně protáhl. Lze však poukázat na fakt, že homogenizováním tloušťky stěny, k čemuž tato topologická optimalizace vede, dojde k rovnoměrnějšímu rozložení teplot a snížení teplotního akumulování ve velké mase materiálu, což brzdí prohřívání skříně. Tímto je dosaženo rovnoměrnějších teplotních dilatací materiálu, což má opět za následek snížení napětí. Lze tedy uvažovat napětí ve výchozí geometrii za nejhorsí stav, který se topologickou optimalizací bude snižovat, na základě čehož lze navrženou metodiku aplikovat.

### 6.4.3. Linearizace deformačně napjatostní analýzy

Jak bylo již zmíněno, zvolená metoda topologické optimalizace na principu hustot je v programu Ansys Workbench použitelná pouze pro lineární úlohu. V předchozí kapitole byla provedena linearizace materiálu, který bude uvažován bez nelineárních efektů. V deformačně napět'ové analýze, která bude vstupovat do topologické optimalizace, je dále zapotřebí převést na lineární také typy kontaktů. V nelineární deformačně napět'ové analýze byly použity dva typy kontaktů, kterými byl typ *bonded* a typ *frictional*. Typ kontaktu *bonded* je lineární, takže na něj bude převeden také typ kontaktu *frictional*. Tímto opatřením však bude docházet k nulovým posuvům na kontaktních plochách, což povede k mírným změnám napětí v kritických místech. Z tohoto důvodu byla provedena deformačně napět'ová analýza s nelineárním materiálem, ale s lineárními vazbami typu *bonded*, aby bylo možné pozorovat vliv linearizace vazeb.

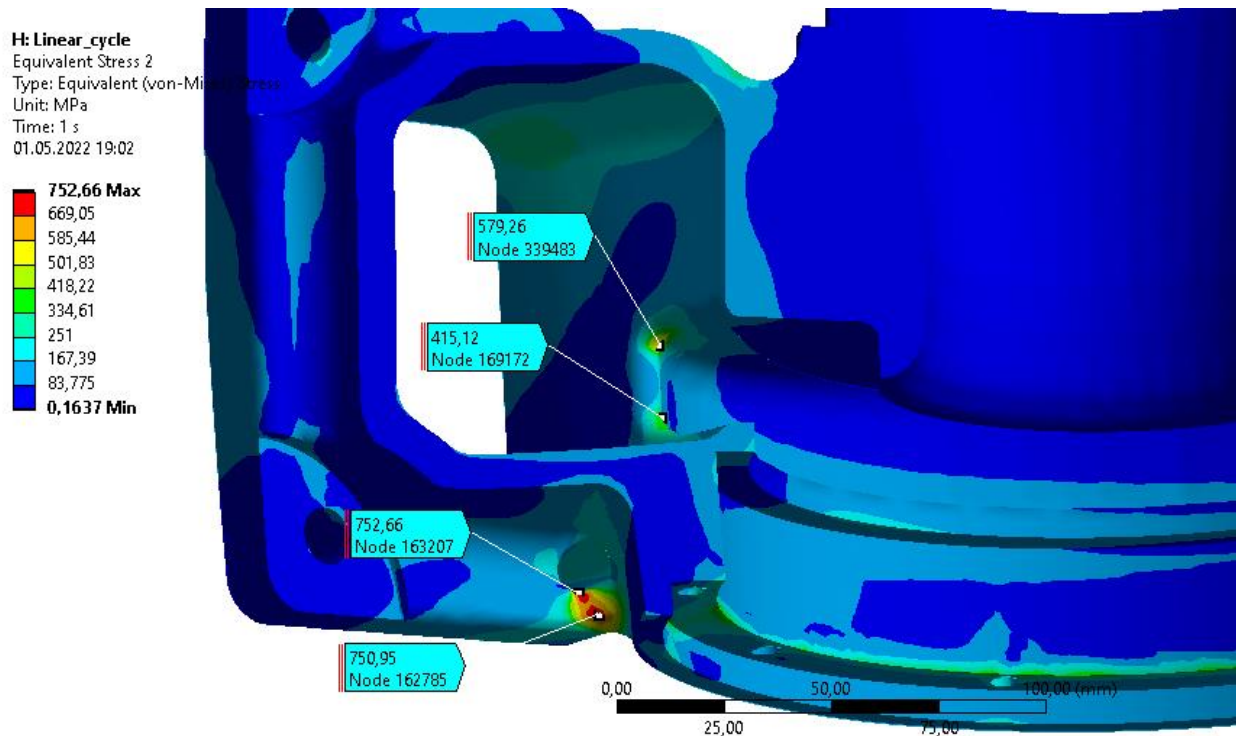
Deformačně napět'ová analýza byla provedena se stejnou geometrií i zatížením a okrajovými podmínkami. Všechny vazby byly definovány jako typ *bonded*. Geometrie byla opět zatížena na maximální zatížení a potom cyklována třemi cykly pro ustálení rozkmitu napětí. Následně byl opět v kritických místech vykreslen průběh redukovaného napětí HMH, viz. následující graf č. 6.9. Jak je z grafu č. 6.9. patrné, tak špičky redukovaného napětí vzrostly při linearizaci vazeb v kritickém místě jazyka o 2 MPa a v kritickém místě příruby o 6 MPa, což je zanedbatelný rozdíl. V kritickém místě příruby bylo dále vykresleno první hlavní napětí, aby bylo znázorněno, ve kterých časech se jedná o redukované napětí tahové (sudé kroky) a ve kterých o tlakové (liché kroky). V případě tlakového napětí není zapotřebí uvažovat životnost z důvodu, že tlakové napětí trhlinu uzavírá. Jediný znatelný rozdíl ve změně typu vazeb bylo zvýšení minimálních hodnot redukovaného napětí v místě příruby o 56 MPa a v místě jazyka o 49 MPa. To sice způsobilo posun střední hodnoty rozkmitu o polovinu těchto hodnot směrem k vyšším hodnotám, ale tento rozdíl nezpůsobil žádný rozdíl v přepočtu na omezující podmínku topologické optimalizace podle postupu popsaného dříve. Omezující podmínku spočítanou dříve lze tedy použít pro topologickou optimalizaci se vstupující lineární deformačně napět'ovou analýzou.



Graf 6.9. Průběh redukovaného napětí HMH a prvního hlavního napětí v kritickém místě příruby (vlevo) a průběh redukovaného napětí HMH v kritickém místě jazyka (vpravo).

Z grafu č. 6.7. a 6.9. je patrné, že v prvním kroku, kdy je aplikováno pouze předpjetí šroubů, nevzniká žádná napjatost v kritických místech. Vzhledem k nahrazení vazeb mezi turbínovou a ložiskovou skříní a turbínovou skříní a přírodním potrubím za typ *bonded*, lze šrouby v lineární deformačně napjatostní analýze zanedbat. Na závěr této kapitoly byla spočítána lineární deformačně napět'ová analýza, která bude použita jako vstup do topologické

optimalizace. V geometrii byly zachovány pouze litinové komponenty, tedy turbínová a ložisková skříň a přívodní potrubí. Jelikož nemůže dojít k lokální plastizaci v žádném z kritických míst, tak bude průběh napětí ve fázi s teplotním zatížením. Na následujícím obrázku č. 6.23. je znázorněno redukované napětí, kterého je dosaženo při zatížení turbínové skříňe maximálním teplotním zatížením. S tímto konkrétním stavem je pak následně vstupováno do topologické optimalizace s cílem snížit tyto hodnoty redukovaného napětí pod hodnotu  $\sigma_{max}^e = 550 \text{ MPa}$  a zároveň odebrat co nejvíce materiálu z turbínové skříňe.



Obr. 6.23. Maximální dosažené redukované napětí v kritických místech v lineární deformačně napěťové analýze.

## 6.5. Topologické optimalizace programu Ansys

Topologická optimalizace slouží k nalezení optimálního tvaru, nebo rozložení materiálu na zkoumané součásti. Funguje na principu minimalizace jedné, nebo více proměnných s ohledem na omezující proměnnou, nebo opět více proměnných. Mezi minimalizovanou a omezující proměnnou musí existovat definiční vztahy, aby na sobě proměnné byly nějakým způsobem závislé. Nejčastěji používanou kombinací těchto proměnných je minimalizace poddajnosti neboli maximalizace tuhosti konstrukce spolu s některou z omezujících proměnných. V této práci byla použita topologická optimalizace *Structural Optimization* programu Ansys Workbench z důvodu předchozího postupu a analýz také v tomto programu. Cílem práce je snížit únik tepla ze spalin, čehož lze dosáhnout snížením hmotnosti ohřívaného materiálu součásti, u kterého však musí být zachovány jeho mechanické vlastnosti. Topologická optimalizace byla tedy zadána jako minimalizace hmotnosti s ohledem na omezující napětí určené dříve. Tento optimalizační problém lze popsat následujícím vyjádřením [40].

$$\min. \quad m(\rho) = \sum_{e=1}^{n_e} m_e \rho_e$$

Za podmínek:

$$\sigma_i(\rho_e) \leq \bar{\sigma}_i = \sigma_{max}^e \quad (6.21)$$

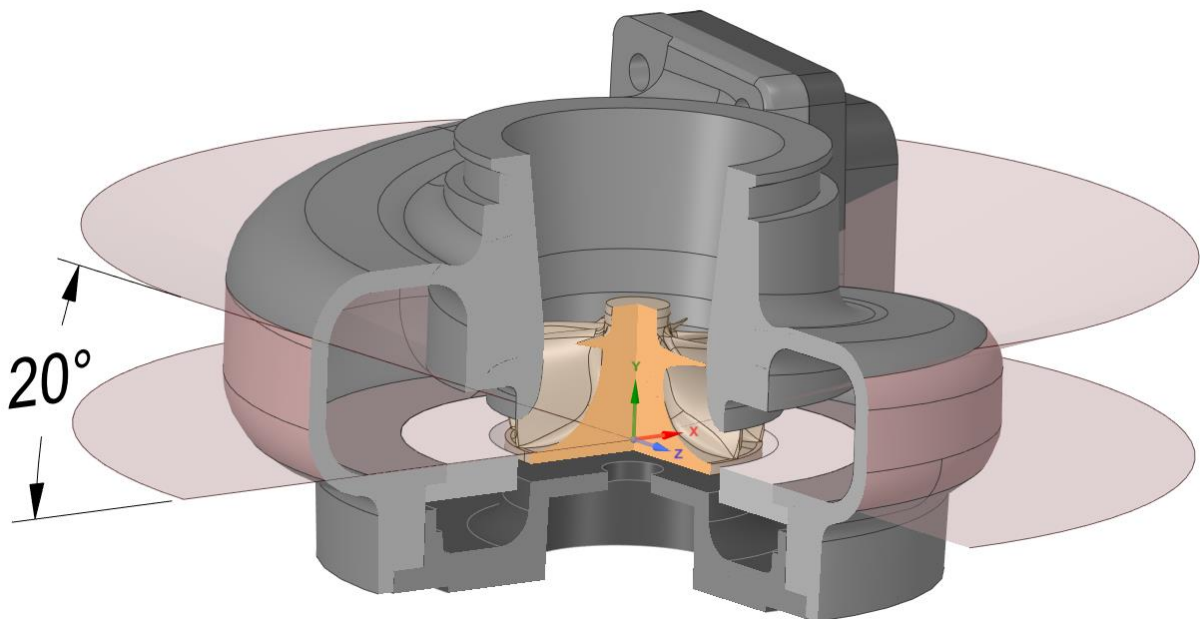
$$\epsilon \leq \rho_e \leq 1$$

$$\left( \sum_{e=1}^{n_e} \rho_e^p \mathbf{K}_e \right) \{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\}$$

Kde  $m(\rho)$  značí hmotnost součásti jako funkci hustoty,  $m_e$  značí hmotnost e-tého elementu,  $\rho_e$  značí virtuální hustotu e-tého elementu,  $\sigma_i(\rho_e)$  značí hodnotu i-tého omezení, v případě této práce napěťové omezení,  $\bar{\sigma}_i$  značí horní hranici i-tého omezení, v tomto případě rovnu  $\sigma_{max}^e$ ,  $\epsilon$  značí minimální hodnotu virtuální hustoty obvykle  $10^{-3}$  až  $10^{-6}$ ,  $p$  značí penalizační faktor,  $\mathbf{K}_e$  značí matici tuhosti e-tého prvku,  $\mathbf{u}$  značí matici posuvů a  $\mathbf{F}$  značí matici zatížení [40].

### 6.5.1. Příprava geometrie pro TO

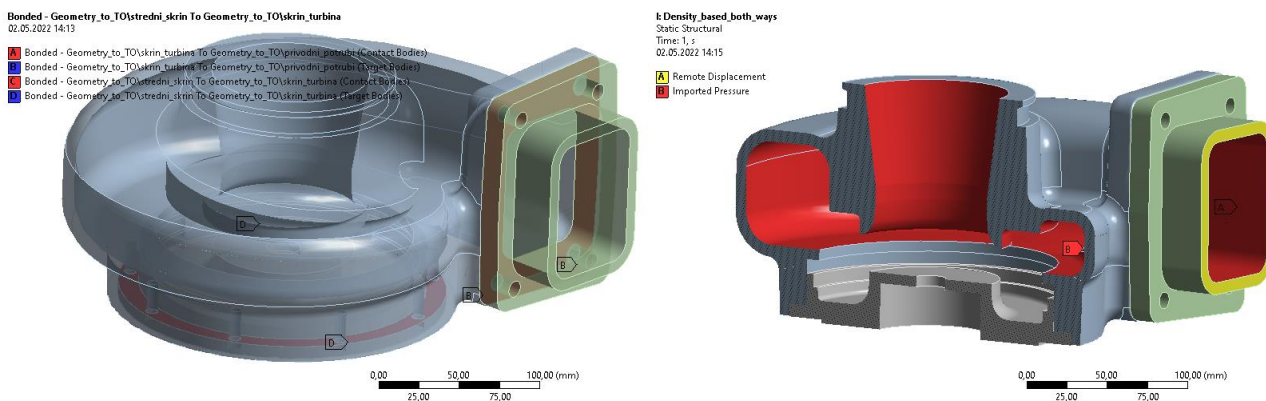
V případě, že se v optimalizované geometrii vyskytují místa, která nebudou optimalizována, je zapotřebí je předem od zbytku geometrie nějakým způsobem oddělit. V tomto případě se jedná o minimální tloušťku stěny, která však není konstantní po celé geometrii. Okolo vnitřní stěny voluty se musí nacházet alespoň minimální vyrobitelná tloušťka stěny a zároveň v místech možného dopadu lopatek turbínového kola, v případě jeho porušení, musí být tloušťka stěny zachována původní. Původní tloušťka stěny 7,5 mm byla vyhodnocena v crash testech jako dostatečná pro zachycení úlomků turbínového kola v případě jeho porušení. Dopadová oblast je definována pomocí ploch, které svírají úhel  $20^\circ$ , jak je znázorněno na obrázku č. 6.24. Pomocí těchto rovin byly rozděleny plochy geometrie tak, aby bylo možné červeně označenou oblast na obrázku č. 6.24. později vyloučit z optimalizovaného regionu. Dále byly rozděleny plochy geometrie v místech přechodu voluty na přírubu skříně tak, aby byl zachován pozvolný přechod z přírubového rozšíření.



Obr. 6.24. Tvorba dopadové oblasti v případě porušení turbínového kola.

## 6.5.2. Nastavení a vyhodnocení topologické optimalizace

Jak již bylo zmíněno dříve, topologické optimalizaci v programu Ansys Workbench musí předcházet deformačně napěťová analýza, na kterou se optimalizace naváže. V každém iteračním kroku je pak tato deformačně napěťová analýza znovu přepočítána s upravenou geometrií a na základě citlivostní analýzy je proveden další krok optimalizace a proces se znovu opakuje. V tomto případě byla použita stejná lineární deformačně napěťová analýza, která byla popsána v kapitole 6.4.3. Jedná se tedy o geometrii složenou z turbínové a ložiskové skříně a přívodního potrubí, mezi kterými je použita vazba typu *bonded*. Materiál litiny, který byl aplikovaný na všechny tři komponenty sestavy, byl uvažován lineární bez deformačního zpevnění. Na vnitřní stěnu turbínové skříně a přívodního potrubí bylo aplikováno maximální tlakové zatížení, které bylo získáno z CFD analýzy. Na všechny tělesa bylo dále namapováno prostorové teplotní pole, které svými hodnotami odpovídá 1500 sekundě předcházející transienční teplotní analýze. Geometrie byla zavazbena v prostoru pomocí okrajové podmínky *remote displacement*, která byla aplikována na rovinu odříznutí přívodního potrubí (označeno žlutě na obrázku č. 6.25.). Vazby mezi tělesy, okrajové podmínky a tlakové zatížení jsou označeny na následujícím obrázku č. 6.25.



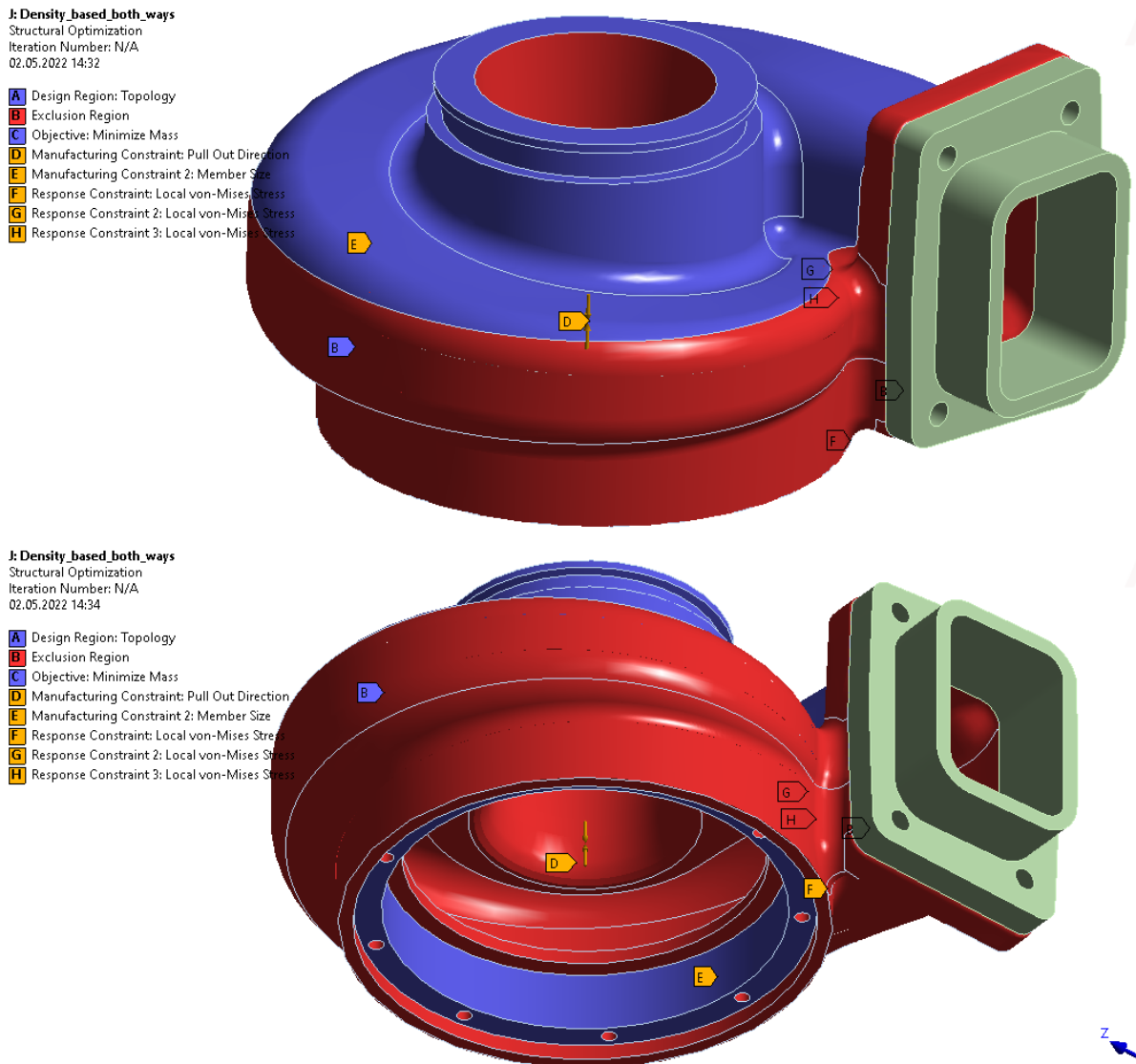
Obr. 6.25. Vazby typu bonded mezi těles (vlevo), okrajové podmínky a umístění tlakového zatížení (vpravo).

Navázání topologické optimalizace bylo provedeno v prostředí Ansys Workbench přetažením bloku *Structural Optimization* na oddíl výsledku v bloku deformačně napěťové analýzy. Tím byl zaručen import geometrie výsledků napětí do prostředí optimalizace.

Dále bylo přistoupeno k definování nastavení topologické analýzy. V topologické optimalizaci byla zvolena metoda *Density Based*, z důvodů zmíněných dříve. Topologická optimalizace byla aplikována pouze na těleso turbínové skříně. Maximální počet iterací byl nastaven na 500 a hodnota konvergence na 0,1 %. Minimální hodnota virtuální topologie  $\rho_e$  byla nastavena na  $10^{-3}$ , aby se předešlo problémům s konvergencí úlohy. Penalizační faktor  $p$  byl nastaven na hodnotu 5. Toto nastavení penalizačního faktoru má za následek ostřejší přechod mezi eliminovanými a zachovanými elementy, jelikož je hodnota virtuální topologie, která je menší než 1, na tento exponent umocněna. Filtr topologické optimalizace byl zvolen nelineární (*Non-Linear*). Tento typ filtru vede k lepším výsledkům, které se vyznačují lepší spojitostí materiálu, bez lokálního výskytu “mostů“ a osamělých buněk. Do regionu minimální tloušťky materiálu byly zahrnuty vyloučené plochy, což vede k pozvolnějším přechodům mezi vyloučenými plochami z optimalizace a nově vzniklými tvary ploch.

Úkolem topologické optimalizace byla nastavena minimalizace hmotnosti. Dále bylo přistoupeno k definování omezení. První omezení se vztahuje na vyloučení oblasti, která nebude optimalizována. To bylo provedeno pomocí vyloučení ploch, které do této oblasti

spadají. Jedná se celý vnitřní povrch turbínové skříňe, přírubovou část, oblast možného dopadu lopatek turbíny, všechny díry pro šrouby a některé geometrické prvky potřebné k funkci celého turbodmychadla (na které dosedá například těsnění). Aby byla zachována minimální tloušťka stěny, tak bylo přidáno výrobní omezení o velikosti minimálního rozměru prvku 3,5 mm. Druhým výrobním omezením, které bylo aplikováno, bylo omezení na směr vytažení odlitku z formy. Vzhledem k tomu, že je turbínová skříň vyráběna gravitačním litím do dělené formy s dělicí rovinou v polovině turbínové skříňe, tak bylo zvoleno vytažení dílu oběma směry ve směru osy y. Obě výrobní omezení se aplikují na celou součást. Zmíněná omezení a jejich umístění jsou znázorněna na následujícím obrázku č. 6.26. Vyloučené plochy z optimalizace jsou označeny červenou barvou.



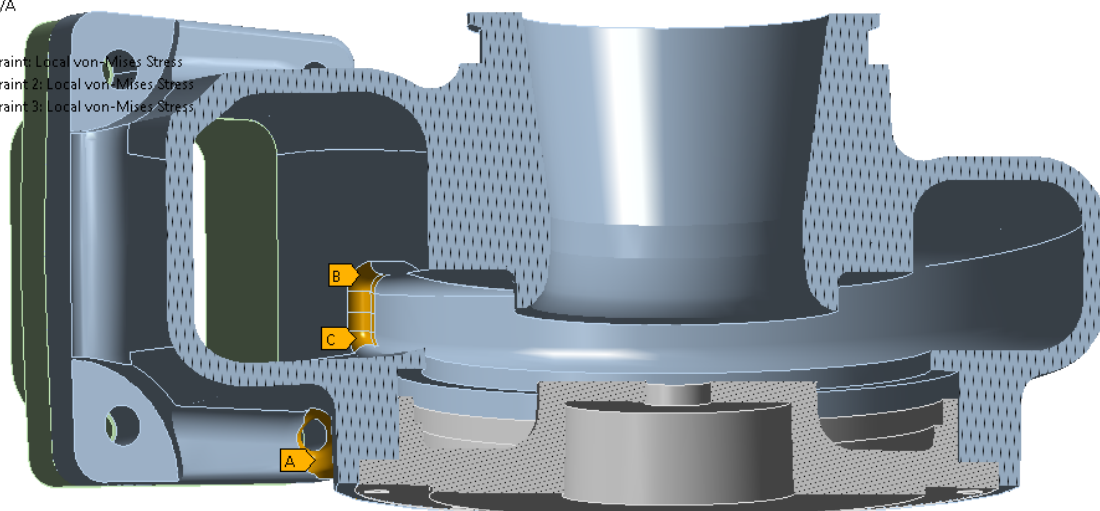
Obr. 6.26. Nastavení vyloučených ploch z topologické optimalizace (B), výrobní omezení na vytažení dílu (D) a výrobní omezení minimální tloušťky stěny (E).

Odezvové omezení bylo zvoleno jako lokální redukované napětí HMH podle navržené kontroly maximálního napětí a přetvoření za účelem přežití zadaného počtu cyklů termomechanické únavy. Napětíové omezení o velikosti  $\sigma_{max}^e = 550 \text{ MPa}$  bylo zadáno na všechna kritická místa, jak je znázorněno na následujícím obrázku č. 6.27. Alternativou by bylo zadat napětíové omezení na celou turbínovou skříň, aby nebylo toto napětí překročeno v některém jiném místě než v určených kritických místech. Tato možnost však značně prodlouží výpočetní

čas, jelikož je napětově hlídána mnohem větší oblast. Úloha nemusí vůbec zkonvergovat, jelikož se v průběhu optimalizace mohou objevit nová kritická místa s extrémním napětím, například dočasným vznikem lokálních “mostů“ materiálu. Lokální “mosty“ materiálu by byly normálně v následujících krocích odstraněny, ale jelikož by napětí vzrostlo, tak by řešič u globálního omezení napětí vyhodnotil, že tímto směrem je nevhodné materiál ubírat. Úloha by tímto směrem ubírání materiálu nepokračovala, i když by se ukázalo, že se jednalo o správný směr. Z těchto důvodů nebyla tato alternativa použita.

J: Density\_based\_both\_ways  
 Response Constraint 3  
 Iteration Number: N/A  
 02.05.2022 14:37

- A Response Constraint 1: Local von-Mises Stress
- B Response Constraint 2: Local von-Mises Stress
- C Response Constraint 3: Local von-Mises Stress

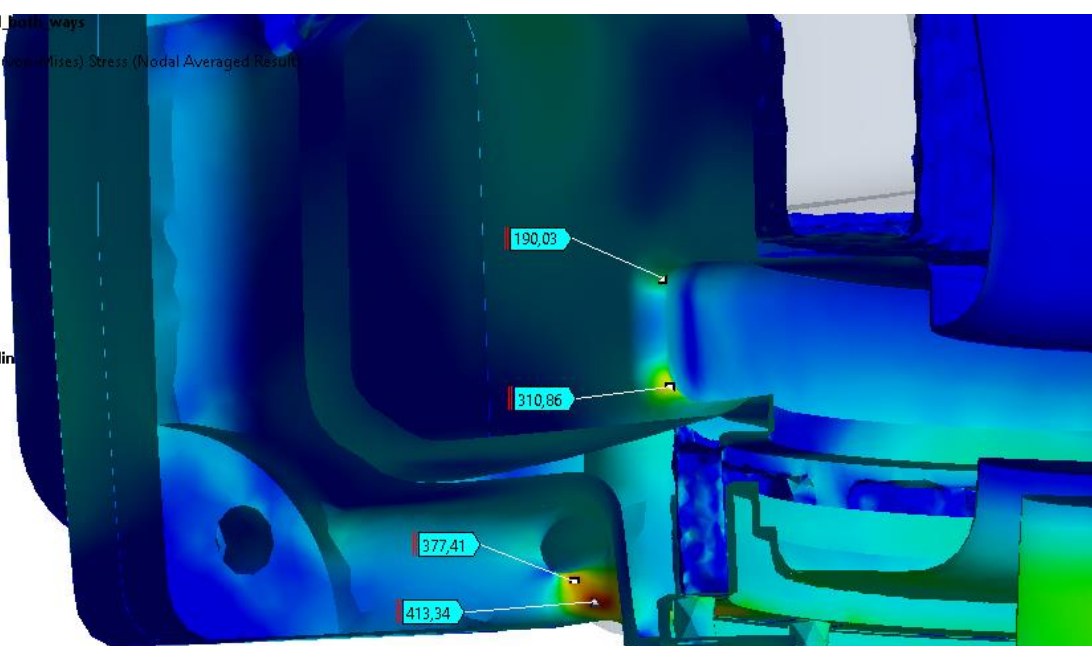


Obr. 6.27. Umístění napětových omezení na kritické místo přiruby (A), horní kritické místo jazyka (B) a dolní kritické místo jazyka (C).

Topologická optimalizace zkonvergovala v 15 krocích, ve kterých bylo odstraněno maximální přípustné množství materiálu, aby byly splněny všechny omezující podmínky. V prostředí topologické optimalizace lze vykreslit na optimalizované geometrii rozložení nově vzniklého redukovaného napětí HMH, viz následující obrázek č. 6.28. Nově vzniklé maximální redukované napětí dosahuje v původním místě přiruby 413 MPa a v původním místě jazyka 310 MPa.

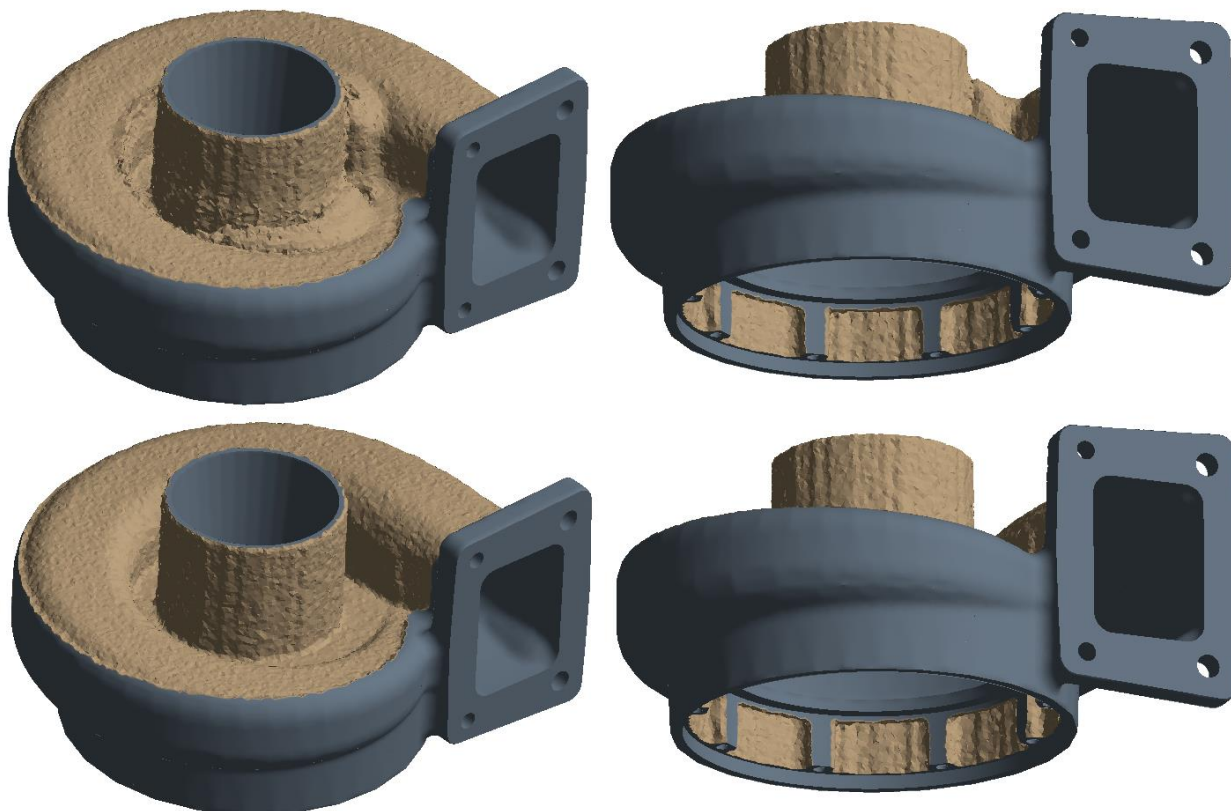
J: Density\_based\_both\_ways  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress (Nodal Averaged Result)  
 Unit: MPa  
 Result Set: 1  
 02.05.2022 16:33

- 607,75 Max
- 384,92
- 336,81
- 288,7
- 240,58
- 192,47
- 144,36
- 96,25
- 48,138
- 0,026797 Min



Obr. 6.28. Nově vzniklé redukované napětí HMH v původních kritických místech.

Na závěr byl zobrazen průběh odebrání materiálu a nově vzniklá geometrie, jak je znázorněno na následujícím obrázku č. 6.29., kde je vykreslena geometrie v pátém kroku optimalizace (nahore) a v posledním kroku optimalizace (dole). Šedou barvou je zde znázorněna oblast materiálu, který je nutné zachovat. Hnědá barva značí oblast, ve které lze ještě nastavit práh udržení materiálu. Tímto prahem udržení materiálu lze oblast označenou hnědou barvou ještě víc přiblížit šedé hranici, nebo naopak materiál přidat. V tomto případě byla jeho hodnota ponechána na původní hodnotě 0,5, jelikož tento výsledek vygeneroval nejhladší povrch, který bude vhodný k následné tvorbě nové geometrie.



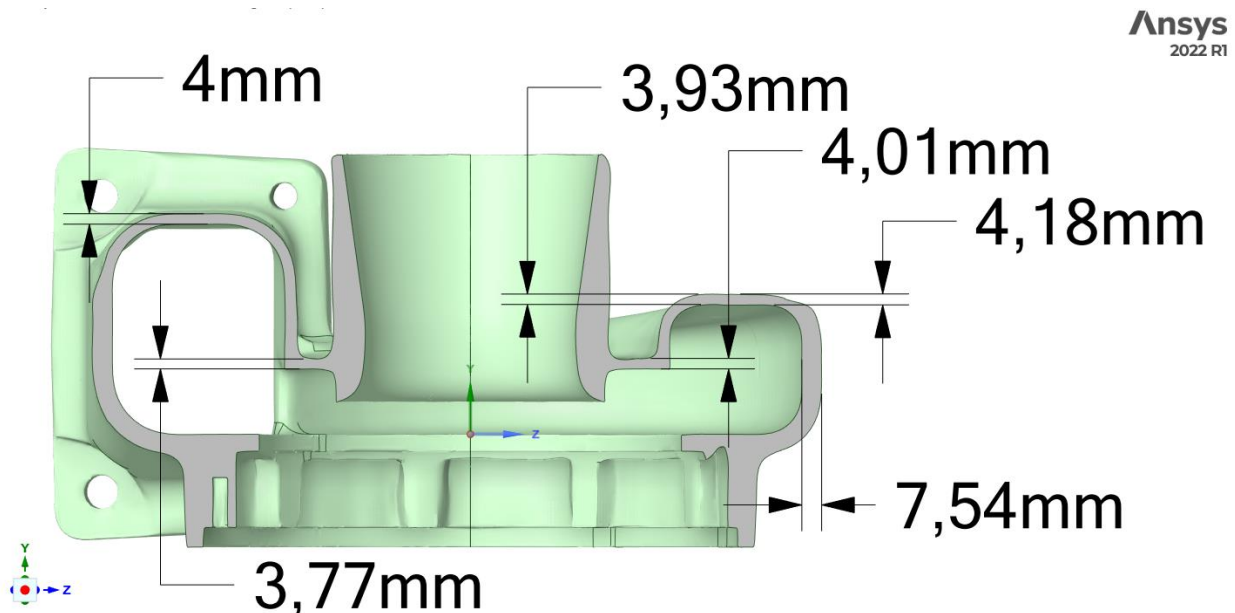
Obr. 6.29. Optimalizovaná geometrie v pátém kroku topologické optimalizace (nahore) a v posledním kroku (dole).

Výsledkem topologické optimalizace turbínové skříně je nová geometrie, zobrazená dole na obrázku č. 6.29. Došlo ke snížení hmotnosti o 32,2 % z původních 15,797 kg na 10,707 kg. Zároveň bylo maximální elastické redukované napětí HMH sníženo z 752 MPa na 413 MPa. Jedná se však pouze o předběžné hodnoty nové geometrie, jelikož je zapotřebí novou geometrii dále vymodelovat z hladkých výrobitelných ploch a přidat některá opatření, jako například úkopy a zaoblení pro odlévání. Hodnoty napětí jsou v tomto případě spočítány z roztažnosti materiálu. Roztažnost materiálu je způsobena zatížením teplotním polem, které bylo získáno z výsledků CFD analýzy s původní neoptimalizovanou geometrií. Toto teplotní pole se bude zaručeně lišit od teplotního pole, které vznikne při nové CFD analýze s optimalizovanou geometrií, což zase zpětně ovlivní napětí. Proto je zapotřebí provést validaci výsledků novou CFD analýzou s vázanou transienční analýzou, na kterou bude navazovat deformačně strukturální analýza, ze které bude vyhodnocena životnost nově navržené geometrie.



## 6.6. Tvorba nové geometrie turbínové skříně

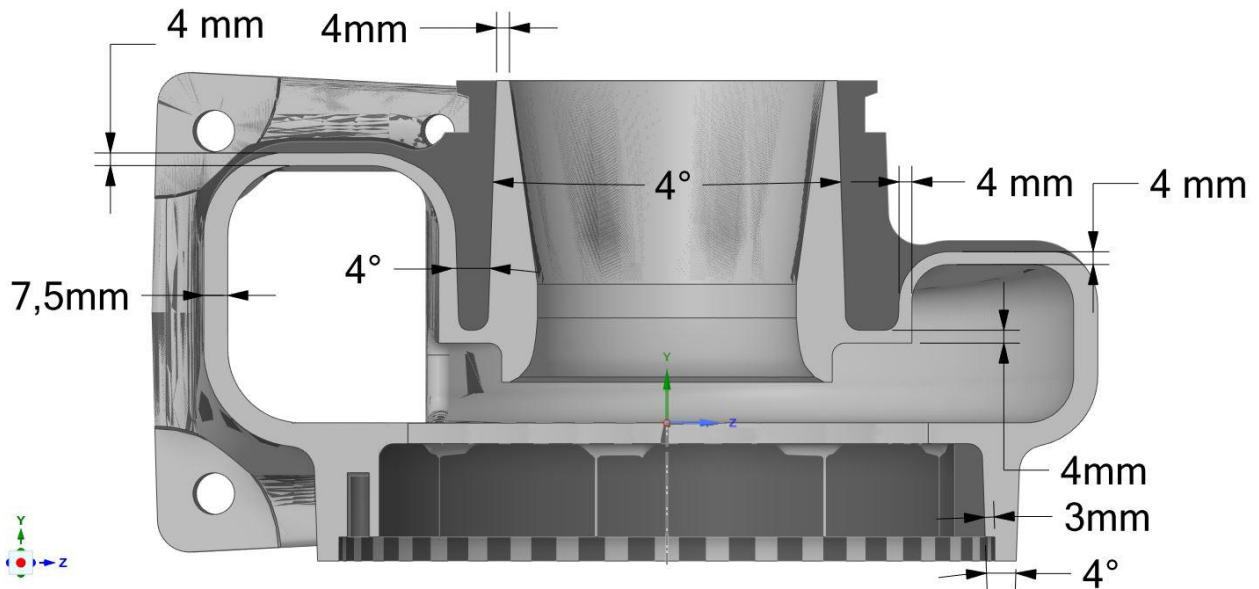
Výsledná geometrie, která byla získána z topologické optimalizace, je tvořena v místech ubrání materiálu velkým množstvím plošek, odpovídajících plochám odebraných elementů. Tento typ geometrie, označovaný jako *faceted* (ploškový), je zapotřebí vyhladit a převést na *solid* komponentu, se kterou je možné vstoupit do některé z analýz. V programu Ansys Spaceclaim na tyto operace existuje sada nástrojů, pomocí kterých byl zvlněný povrch plošek vyhlazen a dále potáhnut plochami, aby vzniklo *solid* těleso. U jednoduchých geometrií bývají výsledky získané tímto vyhlazením a následným potažením plochami bez větších úprav ihned použitelné v dalších analýzách. Vzhledem ke komplikovanosti tvaru geometrie turbínové skříně, u které musí zůstat vnitřní plochy beze změny, nebylo možné tento aplikovaný postup považovat za finální. Převedení na *solid* komponentu bylo zde použito pouze ke zjištění průměrné tloušťky stěny, která bude následně aplikována na celou geometrii. Na následujícím obrázku č. 6.30. je znázorněno, že se minimální tloušťka stěny pohybuje od 3,77 mm do 4,18 mm. To je dáno faktem, že nebylo možné použít menší velikost elementů v topologické optimalizaci než 2,5 mm z důvodu výpočetní paměti, a tak nebude minimální tloušťka stěny optimalizována přesně na desetinu milimetru. Z těchto hodnot byla uvažována průměrná hodnota minimální tloušťky stěny 4 mm.



Obr. 6.30. Minimální tloušťka stěny v různých místech nové geometrie.

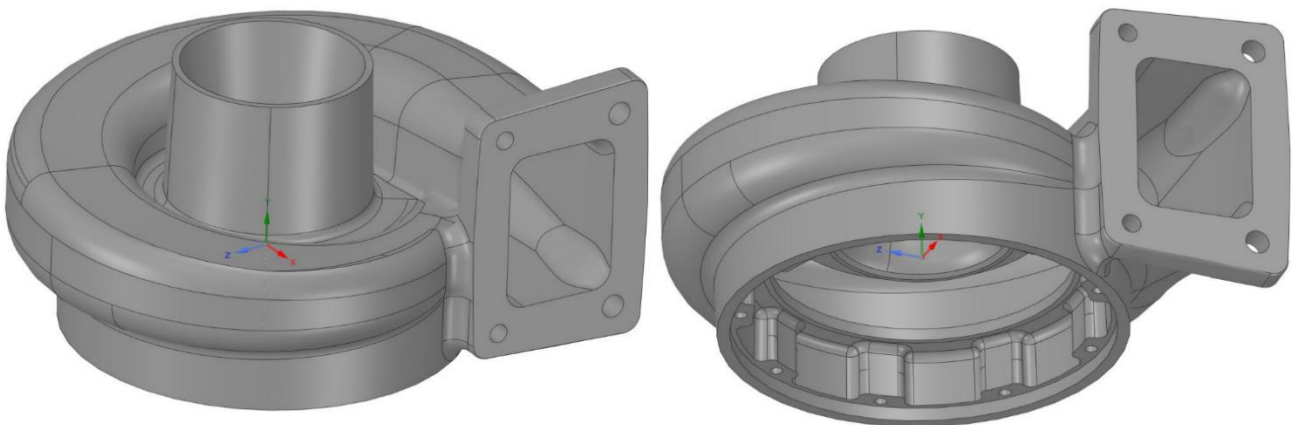
Na základě zvolené minimální tloušťky stěny 4 mm, požadavku na úkosy  $2^\circ$  a minimální zaoblení o poloměru 4 mm, byla nová geometrie nakonec vytvořena manuálně. V modeláři Ansys Spaceclaim bylo vytvořeno pomocí funkce *blend* tažení přes několik náčrtů tak, aby byl odstraněn materiál odpovídající materiálu odstraněnému v topologické optimalizaci spolu s minimální tloušťkou stěny, úkosy a minimálním zaoblením. Nově vzniklá geometrie, včetně okótovaných rozměrů stěny a úkosů, je znázorněna na následujícím obrázku č. 6.31. Na obrázku je znázorněna jak stará geometrie (tmavě šedá), tak nová geometrie (světle šedá), díky čemu je dobře vidět rozdíl mezi geometriemi. Oblasti označené tmavě šedou byly odebrány, což vedlo ke vzniku nové geometrie. Ve spodní části bylo necháno odsazení 3 mm, aby vznikla plocha, na kterou dosedne těsnění mezi turbínovou a ložiskovou skříní. Přírubová část na konci outletu nebyla modelována, jelikož nebylo známo zatížení od výfukového systému, které by tvar nové geometrie dále ovlivnilo. Tento postup tvorby nové geometrie v programu Ansys byl značně

zdlouhavý, pokud by se však parametricky navržený model upravoval ve výchozím programu, tak by byl proces značně urychlen.



Obr. 6.31. Manuální tvorba nové geometrie (světle šedá).

Finální tvar nové geometrie vytvořené po topologické optimalizaci je znázorněn na následujícím obrázku č. 6.32. Plochy okolo děr na přírubě k turbínové skříni byly oproti topologické optimalizaci rozšířeny na dvojnásobek, aby byla zaručena dostatečná dosedací plocha pro ložiskovou skříň. U výsledné geometrie tak došlo ke snížení hmotnosti o 30 % z původních 15,79 kg na 11,06 kg. S touto geometrií byl dále proveden celý dosavadní proces, bez topologické optimalizace, s následným vyhodnocením únavy.



Obr. 6.32. Finální tvar optimalizované geometrie turbínové skříně.

## 6.7. Verifikace nové geometrie turbínové skříně

Topologická optimalizace provedená pomocí metody hustot (SIMP) funguje na principu převádění reálného materiálu na virtuální, díky čemuž dochází k eliminaci buněk materiálu a vzniká nová geometrie. Virtuální materiál vznikne přiřazením hodnoty virtuální hustoty  $\rho_e$  danému elementu, respektive materiálovým parametrům, které jsou vyjádřeny jako funkce  $\rho_e$ . Jak již bylo zmíněno, virtuální hustota  $\rho_e$  nabývá hodnot  $\langle \epsilon, 1 \rangle$ , kde  $\epsilon$  se většinou volí  $10^{-3}$  až  $10^{-6}$ . Pomocí virtuální hustoty  $\rho_e$  může být kromě hmotnosti vyjádřen také koeficient teplotní roztažnosti  $\alpha(\rho_e)$ , nebo tepelná vodivost  $\lambda(\rho_e)$  [41,42]. Převedením materiálu na virtuální

dochází k výraznému snížení jeho materiálových a mechanických vlastností až na zanedbatelnou hodnotu. Tím dojde k jeho “odstranění“, což znamená, že v prostředí topologické optimalizace nejsou dané elementy viditelné a topologická optimalizace s nimi v podstatě nepočítá. Ale tyto elementy a jejich uzly se v geometrii stále nacházejí. Prostorové teplotní pole je tedy mapováno stále stejně, jelikož je konečnoprvková síť zachována, ale ve výpočtu metodou konečných prvků se projeví na napjatosti pouze elementy s reálným materiálem. Se změnou rozložení materiálu dojde ke změně teplotního pole, které by mělo být mapováno na konečnoprvkovou síť. Není ovšem možné v průběhu topologické optimalizace při každé iteraci přepočítávat CFD a teplotní analýzu, a proto je nutné optimalizovanou geometrii ověřit se zatížením korektním teplotním a tlakovým polem.

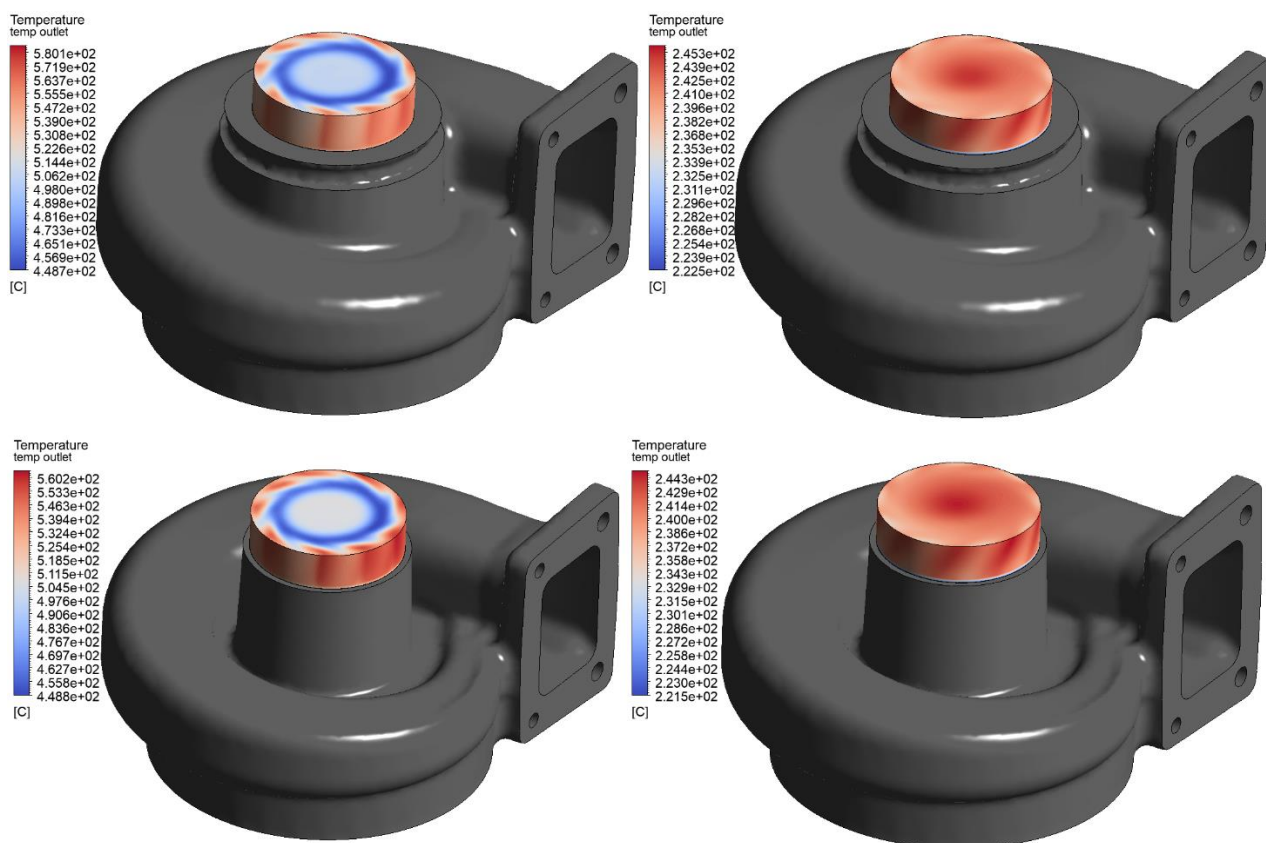
Dosavadní postup byl proveden znovu s nově navrženou geometrií turbínové skříně, zobrazenou na obrázku č. 6.32. Vzhledem k zachování tvaru všech vnitřních ploch, s výjimkou přírubové plochy k ložiskové skříně, bylo možné nahradit původní geometrii turbínové skříně za novou ve všech dosavadních analýzách. Všechny okrajové podmínky a zatížení na ostatních tělesech zůstaly ve všech analýzách beze změny, pouze u nové geometrie byly okrajové podmínky, vazby, zatížení a kontakty přepsány na odpovídající plochy. Nastavení všech analýz zůstalo beze změny, a proto již nebude znovu rozebíráno. Výsledky jednotlivých analýz byly porovnány s výsledky s původní geometrií pro vyhodnocení přínosu optimalizace geometrie turbínové skříně.

### 6.7.1. Porovnání teplot spalin v CFD

První provedenou analýzou v rámci validace nové geometrie turbínové skříně je ustálená CFD analýza proudění spalin. Na základě porovnání výsledků teplot spalin v ustálených stavech pro maximální a minimální zatížení turbodmychadla byl vyhodnocen vliv redukce hmotnosti skříně. Teplo, které je turbínová skříň schopna přijmout, je sice přímo úměrné její hmotnosti, jak je popsáno vztahem (6.1), ale zároveň došlo snížením hmotnosti ke zvětšení vyzařovací plochy do okolí (viz. vztah (4.5)). V rámci optimalizace došlo ke snížení hmotnosti o 30 %, zároveň však došlo k nárůstu vyzařovací plochy o 10 % z původních 165751 mm<sup>2</sup> na 184198 mm<sup>2</sup>. U původní geometrie dosáhla maximální teplota v ustáleném stavu s maximálním zatížením 580 °C a 245 °C v ustáleném stavu s minimálním zatížením. V případě nové geometrie skříně dosáhla maximální teplota v ustáleném stavu s maximálním zatížením 560 °C a 244 °C v ustáleném stavu s minimálním zatížením. U minimálního zatížení bylo tedy dosaženo téměř stejné maximální teploty (rozdíl 1 °C), u maximálního zatížení však maximální dosažená teplota klesla o 20 °C. Průměrná hodnota teplot výstupních spalin u původní geometrie při maximálním zatížení dosáhla 499 °C a 241 °C při minimálním zatížení. V případě nové geometrie skříně dosáhla průměrná hodnota výstupních spalin při maximálním zatížení 498 °C a 240 °C při minimálním zatížení. Zprůměrované hodnoty dosažených teplot v jednotlivých uzlech na outletu jsou s rozdílem 1 °C identické pro obě geometrie turbínové skříně. V případě minimálních teplot v jednotlivých ustálených stavech obou zatížení pro obě geometrie skříně byl rozdíl také zanedbatelný. Výsledky porovnání jsou zaznamenány v následující tabulce č. 6.7.

Geometrie	Maximální zatížení		Minimální zatížení	
	Maximum	Průměr	Maximum	Průměr
Původní	580 °C	499 °C	245 °C	241 °C
Optimalizovaná	560 °C	498 °C	244 °C	240 °C

Tab. 6.7. Maximální a průměrné hodnoty dosažených teplot v ustálených stavech CFD analýzy pro původní a optimalizovanou geometrii turbínové skříně.



Obr. 6.33. Teplotní pole na výstupu v ustáleném stavu pro maximální zatížení (nahore vlevo) a minimální zatížení (nahore vpravo) původní turbínové skříně. Teplotní pole na výstupu v ustáleném stavu pro maximální zatížení (dole vlevo) a minimální zatížení (dole vpravo) optimalizované turbínové skříně.

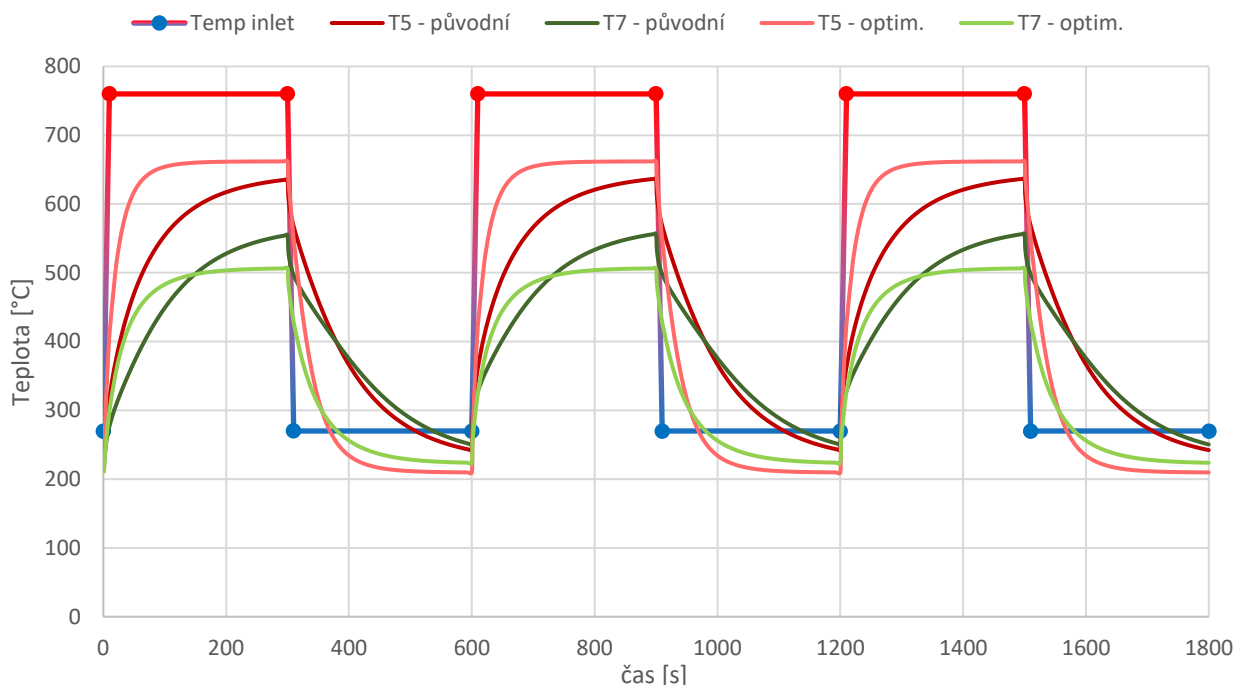
K porovnání rychlosti zahřívání výstupních plynů by bylo zapotřebí provést transienční CFD analýzu, která je schopna zachytit dynamiku děje. To už bylo nad rámec této diplomové práce, vzhledem k jejímu obsahu a výpočetním možnostem. Transienční CFD bylo nahrazeno porovnáním transienčních teplotních analýz. Pomocí nich bylo provedeno porovnání rychlosti prohřátí skříně, s čím bude souviset prohřátí spalin na výstupu.

## 6.7.2. Porovnání zahřívání skříně

Na ustálenou CFD analýzu navazuje transienční teplotní analýza s cílem porovnat rozložení teplotního pole v čase na optimalizované geometrii turbínové skříně oproti původní geometrii. Stejně jako u předchozí CFD analýzy byla původní skříň nahrazena optimalizovanou a všechny okrajové podmínky a kontakty byly přepsány na ní. V tomto případě byla na vnitřní plochy skříně mapována teplota stěny fluidní domény a koeficient přestupu tepla, které byly získány z ustálené CFD analýzy s optimalizovanou skříní. Kontrolní body, ve kterých byl vykreslen průběh teplot v čase, byly umístěny na stejná místa, na která byly umístěny kontrolní body v případě původní geometrie. Průběh teplot byl porovnáván ve dvou kontrolních bodech, a to na horním patře voluty (T5) a na výstupu z turbínové skříně (T7), viz. následující graf č. 6.10. Umístění kontrolních bodů je znázorněno na obrázku č. 6.13. Z grafu je patrné, že v obou případech dochází k rychlejšímu zahřívání turbínové skříně. V případě bodu T5 je proces zahřívání výrazně rychlejší a na konci zahřívací fáze je dosahováno vyšších teplot. Tak tomu není jen v tomto bodě, ale po celé ploše voluty, která sousedí s místem odebrání materiálu v topologické optimalizaci. Tento rozdíl mezi původní a optimalizovanou geometrií skříně je

klíčový ve vyhodnocení rychlosti nárůstu teploty výstupních spalin. Maximální teplota v kontrolním bodě T5 vzroste na konci zahřívací fáze z 637 °C na 662 °C. V tomto bodě je teplota 600 °C překročena o 122 sekund dříve v případě optimalizované skříně. V kontrolním bodě T7 je sice na konci zahřívací fáze dosaženo maximální teploty 506 °C, na místo původních 552 °C, ale teplota 400 °C je zde překročena o 23 sekund dříve.

Z výsledků lze vyvodit, že plochy voluty, které sousedí s místem největšího úběru materiálu v topologické optimalizaci, budou výrazně rychleji a více zahřívány v případě nové geometrie skříně. Naopak plocha výstupu, sousedící s oblastí úběru materiálu, bude sice mírně rychleji zahřívána, ale nedosáhne takové teploty. Jelikož je oblast rychleji zahříváné voluty o 60 % větší než oblast výstupu, tak bude teplota výstupních spalin rychleji narůstat v případě nové geometrie skříně. Na základě grafu č. 6.10. lze říci, že teplota výstupních spalin, které bylo dosaženo při překročení teploty 600 °C v kontrolním bodě T5 na původní geometrii, bude dosažena přibližně o 100 sekund dříve. To je dáno tím, že bod překřížení průběhu teplot původní a nové geometrie v kontrolním bodě T7 je v grafu přibližně svisle pod místem, kdy teploty 600 °C dosáhl bod T5 původní geometrie. Tedy o zmíněných 100 sekund později, než teplotu 600 °C překročí bod T5 na optimalizované geometrii.



Graf 6.10. Teplota v kontrolním bodě voluty (T5) a výstupu (T7) pro původní a optimalizovanou geometrii turbínové skříně.

Dosažení teploty výstupních spalin nad 350 °C, což je pracovní teplota katalyzátorů (viz. tabulka č. 2.1.), o minutu dříve, by mělo velmi pozitivní dopad na množství nezpracovaných emisí po studeném startu.

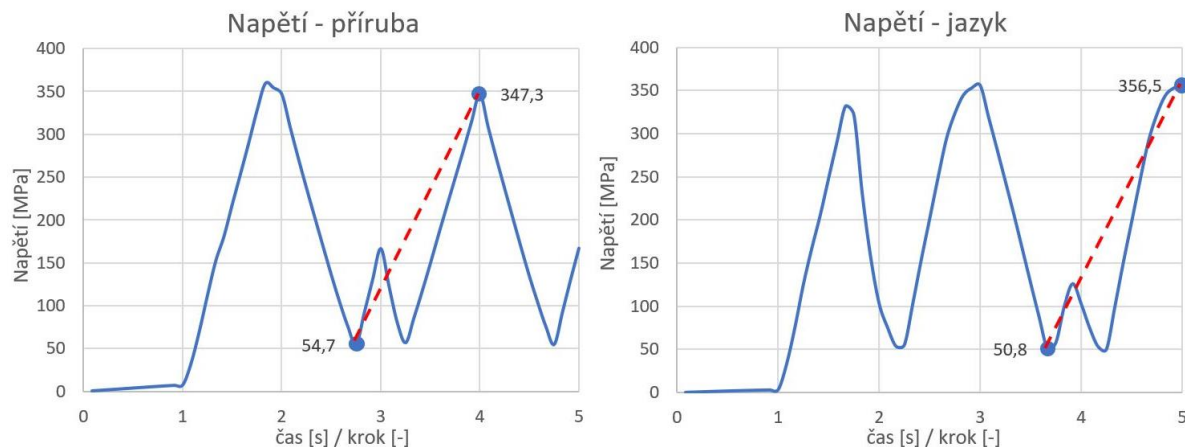
### 6.7.3. TMF a porovnání životnosti

V poslední části se práce zabývá vyhodnocením a porovnáním životnosti původní a optimalizované geometrie turbínové skříně. Jak bylo zmíněno, turbínová skříň podléhá termomechanické únavě, která se řadí do nízkocyklové únavy. Požadavek na životnost skříně byl předem stanoven na 150 hodin v cyklicky se opakujícím teplotním zatížení. 150 hodin odpovídá 900 cyklům o 600 sekundách, což splňuje oblast nízkocyklové únavy. Omezující podmínka topologické optimalizace, navržená v kapitole 6.4.2. na základě deformačního přístupu k

životnosti a Neuberovy korekční metody, vychází z deformačně napěťového stavu původní geometrie. Tento napěťový stav původní geometrie byl uvažován za nejhorší, kdy s odebráním materiálu topologickou optimalizací bude docházet ke snížení maximálních hodnot napětí a širšímu rozložení napěťových oblastí. Změnu nehomogenního teplotního pole do tohoto výpočtu však nešlo zahrnout, a proto je třeba životnost skříně ověřit.

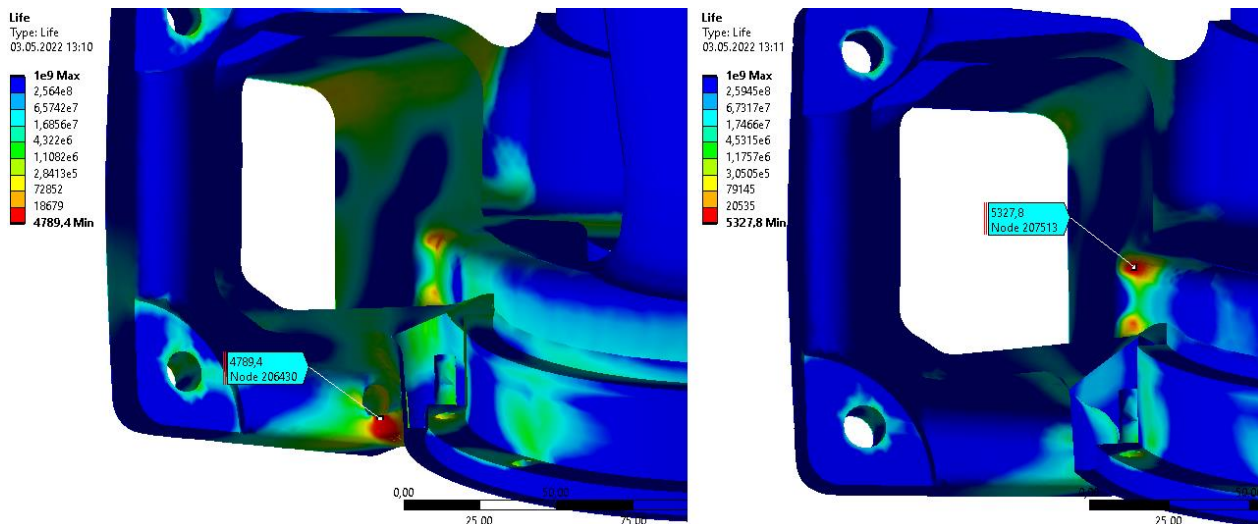
Životnost původní turbínové skříně byla vyhodnocena na základě nelineární deformačně napěťové analýzy, kde byl uvažován nelineární jak materiál, tak vazby mezi tělesy. Tato nelineární deformačně napěťová analýza byla zadána identicky jako analýza v kapitole 6.4.1. Z průběhu napětí, zobrazeného v následujícím grafu č. 6.11., byla spočítána životnost skříně v kritických místech, které jsou zatíženy neproporcionálním cyklickým zatížením. Neproporcionální zátěžný cyklus byl pro jednotlivá kritická místa definován jako rozdíl mezi jejich minimální a maximální hodnotou napětí. Vyhodnocení životnosti bylo provedeno v modulu *Fatigue tool* v programu Ansys Workbench. Aby bylo možné zadat vyhodnocení životnosti pro neproporcionální zatížení, je zapotřebí nejprve definovat kombinaci řešení pomocí modulu *Solution combination*. V tomto modulu se definují stavy, mezi kterými bude uvažováno cyklické zatěžování součásti. V tomto případě byly definovány dvě kombinace řešení, jedno pro kritické místo příruby a druhé pro kritické místo jazyka. Časy, které k tomu byly použity u jednotlivých kritických míst, jsou zvýrazněny body v následujícím grafu č. 6.11.

Nutno podotknout, že vyhodnocená životnost je použitelná pouze pro dané kritické místo. V ostatních místech na skříně vzniká maximální a minimální napjatost a deformace v jiných časech zatěžování. Pro vyhodnocení životnosti v jiném místě by bylo zapotřebí nadefinovat novou kombinaci řešení, podle časů, které odpovídají napěťovému průběhu v daném místě. Životnost byla vyhodnocena pouze v kritických místech, protože zde dochází ke vzniku největší napjatosti a deformace, resp. také jejich rozkmitu.



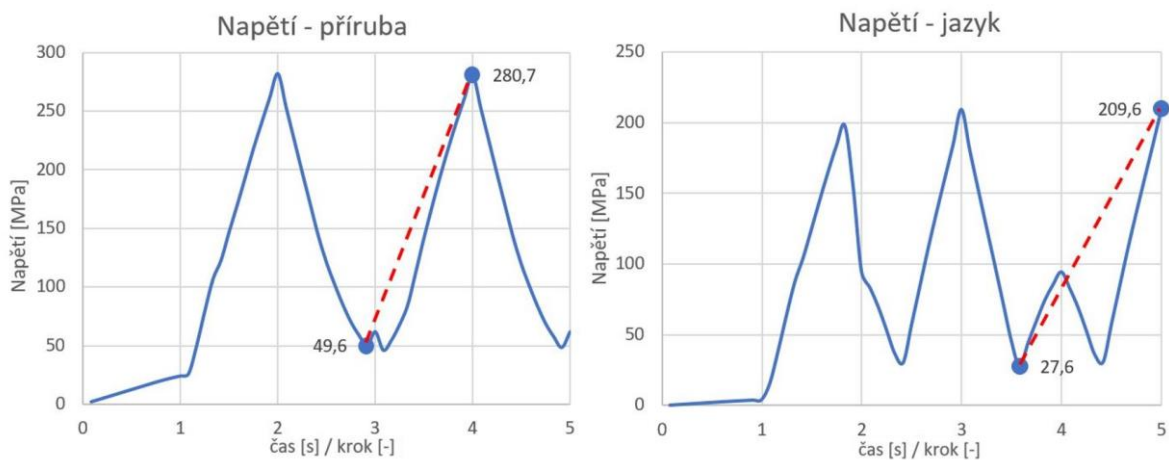
Graf 6.11. Průběh redukovaného napětí HMH v kritických místech a vyznačení časů pro kombinaci řešení u původní geometrie.

V modulu *Fatigue tool* byla životnost vyhodnocována pomocí deformačního přístupu za použití korekce středního napětí podle SWT. S aktivací beta funkcí programu Ansys bylo možné použít přetvoření jako vstupní parametr pro vyhodnocení životnosti. Do celkového počtu cyklů do lomu nebyly uvažovány první jeden až dva cykly, které se již dále periodicky nevyskytovaly v zatěžování. Z průběhu napětí v kritických místech v grafu č. 6.11. je patrné, že vždy během jednoho teplotního cyklu dojde k jednomu opakování napěťového cyklu. Životnost původní geometrie turbínové skříně dosahovala 4789 cyklů v kritickém místě příruby a 5327 v kritickém místě jazyka. To odpovídá 798 a 887 hodinám zatěžování teplotními šoky, s parametry uvedenými v grafu 6.2. Místa s minimální životností v obou kritických místech jsou zobrazena na následujícím obrázku č. 6.34.



Obr. 6.34. Životnost původní geometrie v kritickém místě příruby (vlevo) a v kritickém místě jazyka (vpravo).

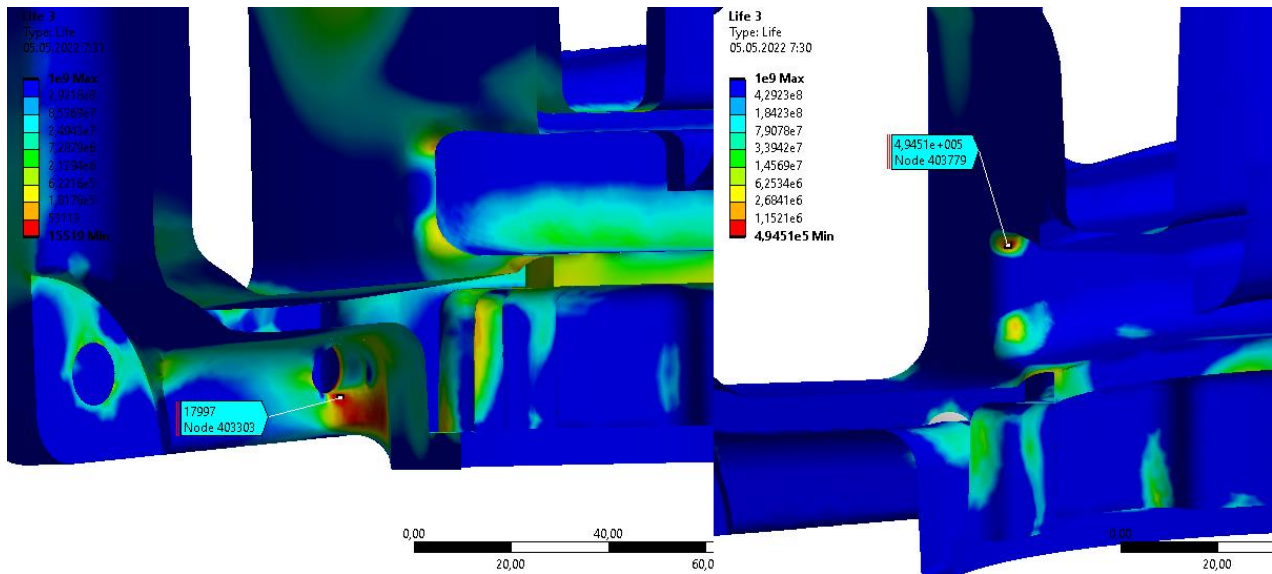
Obdobně byla životnost vyhodnocena u nové geometrie turbínové skříně pomocí kombinace řešení a *Fatigue toolu*. Průběh napětí v kritických místech se optimalizací geometrie skříně změnil, a proto byly zvoleny jiné časy, které vstupují do kombinace řešení. Použité časy v kombinaci řešení pro jednotlivá kritická místa a jim odpovídající napětí jsou zobrazeny v následujícím grafu č. 6.12. pomocí zvýrazněných bodů. Z grafu je patrné, že hodnoty maximálních napětí v kritických místech dosahují nižších hodnot než v případě původní skříně, obzvláště v kritickém místě jazyka, kde špička napětí klesla o 147 MPa.



Graf 6.12. Průběh redukovaného napětí HMM v kritických místech a vyznačení časů pro kombinaci řešení u optimalizované geometrie.

Se stejným nastavením *Fatigue toolu* jako v případě původní geometrie skříně, byla vyhodnocena životnost optimalizované geometrie. Životnost optimalizované geometrie turbínové skříně dosahovala 17997 cyklů v kritickém místě příruby a 494510 v kritickém místě jazyka. Absolutní minimum bylo vyhodnoceno na hraně kontaktní plochy šroubového spoje u kritického místa příruby. Ve skutečnosti bude napětí přenášeno přes závit, a proto se zde minimum nebude nacházet. Spočítané počty cyklů odpovídají přibližně 3000 a 82418 hodinám zatěžování teplotními šoky, s parametry uvedenými v grafu č. 6.2. Místa s minimální životností v obou kritických místech optimalizované geometrie jsou zobrazena na následující obrázku č. 6.35. Jedná se o podstatný nárůst životnosti o 276 % v kritickém místě příruby a o diametrální nárůst životnosti v kritickém místě jazyka. To je dáno faktem, že v blízkosti jazyka bylo okolo

outletu odebráno největší množství materiálu v průběhu topologické optimalizace, čím došlo k rozložení napětí do širší oblasti geometrie a výraznému snížení špičkového napětí.



Obr. 6.35. Životnost optimalizované geometrie v kritickém místě příruby (vlevo) a v kritickém místě jazyka (vpravo).

Kritické místo příruby nebude mít zásadní dopad na funkci turbodmychadla v případě poruchy. Když pomíneme fakt šíření trhliny z místa příruby, tak lze uvažovat životnost kritického místa jazyka za životnost turbínové skříně jako celku v případě funkčnosti turbodmychadla.



## 7. Diskuse

V rámci této diplomové práce byla navržena metodika použitelná k provedení topologické optimalizace turbínové skříně za účelem snížit únik tepla z výfukových spalin a zároveň zachovat požadované mechanické vlastnosti a životnost skříně. Navržená metodika vychází ze sepsané rešerše v první části práce, ve které byla snaha, vzhledem k rozsáhlému obsahu práce, pokrýt všechny podstatné oblasti. Prostor pro zlepšení je zde především v oblasti materiálů, kde by bylo vhodné provést izotermické a neizotermické zkoušky, na základě kterých by byl kalibrován model materiálu s deformačním zpevněním. Jedním z nedostatků materiálového modelu je zanedbání dopadu creepového tečení.

V praktické části je optimalizační metodika použita na turbínové skříně zatížené teplotním cyklem. Postup praktického příkladu vychází z CFD analýzy proudění výfukových spalin, kde byly provedeny ustálené analýzy pro získání teplotního pole. Výsledkem ustálené CFD analýzy jsou teploty, kterých bude dosaženo v nekonečně dlouhém čase. To je také důvod, proč je turbínová skříně dále zatěžována zkušebním cyklem místo reálného, který je díky ustáleným výsledkům z CFD roztažen na mnohem větší rozsah teplot. Nároky na životnost v tomto zkušebním cyklu jsou dle interních norem nastaveny na velmi nízké hodnoty, avšak tento postup vnáší do výsledků skutečné životnosti největší nepřesnost. Tento postup je firmou zvolen především za účelem zkrácení výpočetního času. Alternativou k tomuto výpočetnímu postupu, která by zaručila přesnější výsledky, je použití transienční CFD analýzy pro získání reálných hodnot rozložení teploty v čase. Na základě provedeného měření teploty vstupních spalin by vznikl stochastický soubor, ze kterého by byla odvozena dosažená teplota spalin včetně odchylek, se kterou by se dále pracovalo. Oba postupy mají určité výhody a nevýhody, především v přesnosti výsledků a délky experimentálního měření a výpočetních časů.

Hlavním cílem práce bylo posoudit použitelnost topologické optimalizace s cílem minimalizovat únik tepla při zachování požadovaných pevnostních parametrů. Řešený praktický příklad v této práci byl svým průběhem optimalizace unikátní. Topologická optimalizace je nejčastěji používána v případě, že na dané konstrukci dosahuje napětí nízkých hodnot, které se s úběrem materiálu zvyšují. Většinou se jedná o konzole nebo nosníky pod silovým zatížením, kde není uvažována nelinearita materiálu a úlohy. Topologická optimalizace programu Ansys Workbench je relativně nový typ analýzy, který neumožňuje provádět výpočty s nelineární úlohou. Existuje zde ještě veliký prostor pro zlepšení a implementaci nových funkcí, jako například přímé omezení minimální životnosti. V řešeném příkladu vstupoval do optimalizace jak nelineární materiál, tak nelineární typ úlohy. V tomto případě byl předpokládán trend pokles napětí a nárůst životnosti při snížení hmotnosti materiálu, který se ve výsledku potvrdil. Optimalizační problém bylo zapotřebí zadat lineární, na základě čehož byly provedeny některá zjednodušení a numerické přepočty pro získání omezující podmínky. Největším nedostatkem tohoto optimalizačního problému je, že při iteračním odběru materiálu nedochází k výpočtu nového teplotního pole, kterým je zbývající materiál zatížen. Jiné optimalizační programy dokáží zahrnout do výpočtu nelineární materiál, nebo přímo životnostní omezení (výpočetní softwarový program Altair), ale iterativní přepočty vycházející z CFD analýzy zatím není možný. Jednalo by se o významný posun ve všech oblastech, ve kterých se vyskytuje proudění tekutin, na které navazuje deformačně napěťová analýza.

Na závěr byla optimalizovaná geometrie ověřena z několika hledisek, kde jednou z nich byl výpočet životnosti při zatížení neproporcionálním teplotním cyklem. Vzhledem k dostupnosti materiálových únavových parametrů byla použita deformační únavová křivka životnosti pouze pro teplotu 400 °C, která představuje střední hodnotu v rozsahu teplotního pole. Výsledná životnost v daném místě je tak kromě jemnosti sítě ovlivněna odchylkou teploty,

při které mají únavové parametry materiálu jiné hodnoty. Prostorem pro zlepšení je zde nadefinování více deformačních únavových křivek životnosti, které budou podle teploty daného uzlu přiřazeny ve výpočtu životnosti. Tak jak bylo provedeno v [20], kde byly uvažovány zároveň různé materiálové modely zpevnění.

Vzhledem k dosaženým hodnotám životnosti na optimalizované geometrii je zde prostor pro přidání dalších omezení, jako například deformačního, v důsledku kterého by životnost teoreticky zpětně klesla. Tato omezení představují nadstavbu této práce, při které by byla zkoumána funkčnost a pohyblivost turbodmychadla.

## 8. Závěr

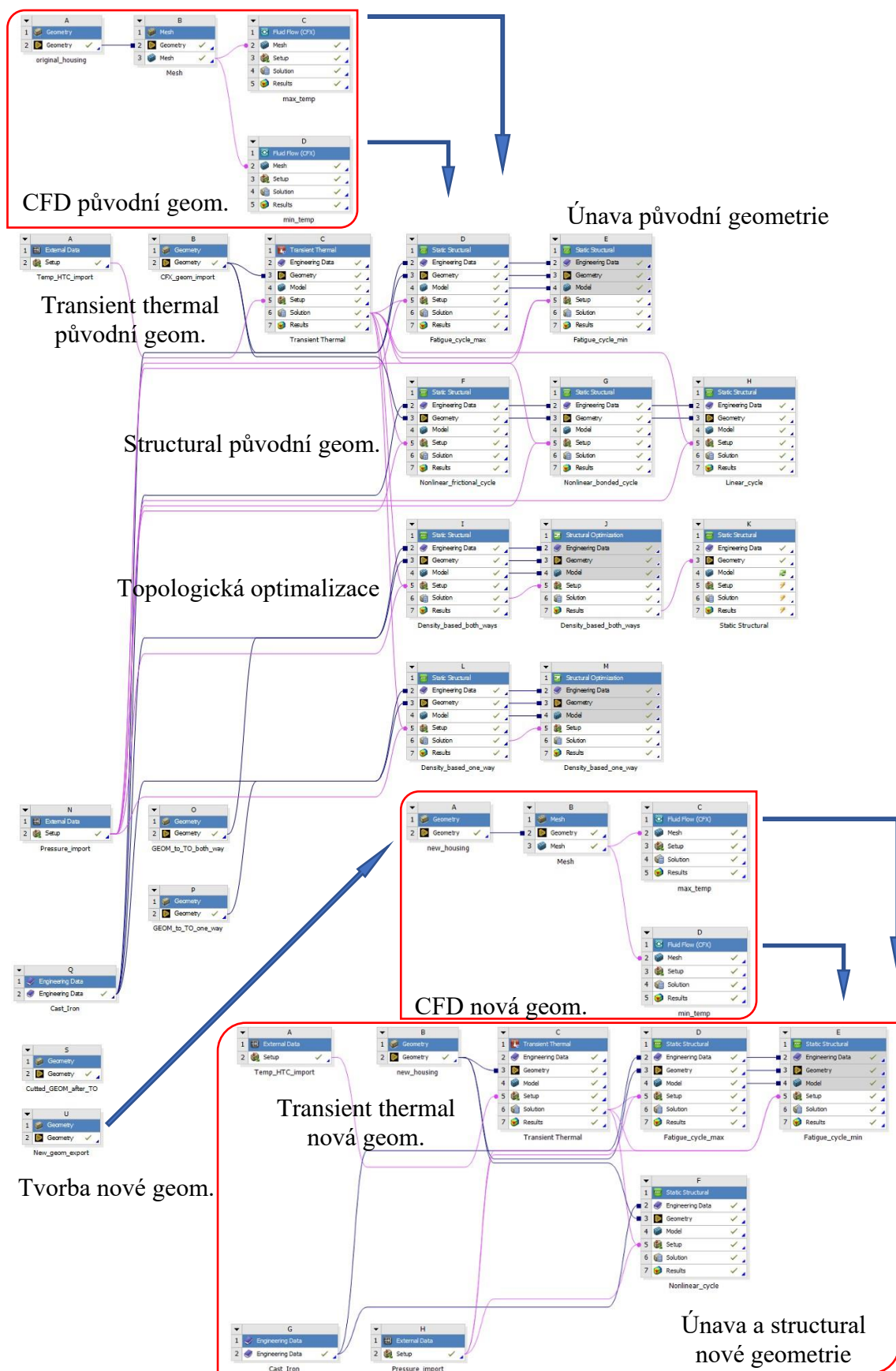
Hlavním cílem této diplomové práce bylo provést topologickou optimalizaci turbínové skříně za účelem minimalizace úniku tepla z výfukových spalin při zachování požadovaných mechanických vlastností a životnosti skříně. K tomu byla navržena metodika, pomocí které je možné takto specifickou geometrickou optimalizaci řešit. Navržená metodika byla aplikována na praktický příklad konkrétní turbínové skříně, kde se na základě validace výsledků prokázala její korektnost. Cíl diplomové práce byl tímto úspěšně splněn, stejně tak jako ostatní cíle, které k vedly k navržení metodiky a získání výsledků.

Cílem diplomové práce byla sice topologická optimalizace, té však předcházelo několik analýz, na základě kterých bylo možné novou geometrii navrhnout. Zachycený workflow výpočetní části práce je zobrazen na posledním obrázku č. 9.1., který je v práci záměrně zahrnut, aby vznikla představa o komplikovanosti této multifyzikální úlohy. Výpočetní část vychází ze dvou CFD analýz pro maximální a minimální zatížení turbodmychadla. Výsledky obou CFD jsou mapovány do vázané transienční teplotní a deformačně napětíové analýzy. Dále byly provedeny nelineární a lineární strukturální analýzy za účelem popisu chování turbínové skříně a stanovení omezující podmínky topologické optimalizace. Na lineární strukturální analýzu byla navázána topologická optimalizace, ze které byla získána nová geometrie skříně. Zde se postup opakuje s novou geometrií turbínové skříně na místo původní a je opět počítána CFD, transienční teplotní a strukturální analýza. Na závěr je ze strukturální analýzy obou turbínových skříní vyhodnocena jejich životnost. Na základě rozdílů jednotlivých analýz původní a optimalizované geometrie skříně byly vyhodnoceny závěry o přínosu optimalizace.

Pomocí aplikované topologické optimalizace byla snížena hmotnost turbínové skříně o 30 % na konečných 11,06 kg. Tento výrazný rozdíl v hmotnosti má za následek výrazně rychlejší ohřívání skříně. Oblast voluty, která se nachází v blízkosti odebraného materiálu okolo outletu a tvoří přibližně 1/3 celkové vnitřní plochy voluty, dosáhne teploty 600 °C o 120 sekund dříve, což je přibližně 4x dříve než v případě původní geometrie. Jedná se o velmi výrazný rozdíl 2 minut, který bude mít zásadní dopad na rychlost ohřevu výstupních spalin. K získání časového rozdílu v ohřevu výstupních spalin bude zapotřebí provést transienční CFD analýzu. Dále došlo odebráním materiálu k příznivějšímu rozložení napjatosti do větší oblasti a tím snížení špičkových napětí až o 147 MPa. To mělo velmi příznivý dopad na prodloužení životnosti turbínové skříně, která vzrostla v oblasti příruby z původních 4789 cyklů na 17797. V oblasti jazyka, která je pro chod turbodmychadla zásadní, vzrostla životnost v TMF z původních 5327 cyklů na přibližně 494500. Tento enormní nárůst životnosti je způsoben mnohem lepším rozložením materiálu v dané oblasti a snahy o co nejvíc konstantní tloušťku s pozvolnými přechody při modelování nové geometrie turbínové skříně.

Tato diplomová práce se zabývá topologickou optimalizací pouze z hlediska TMF a některých dalších omezení. Nebere v úvahu například požadavky na vyrobitelnost jader při odlévání, které jsou specifické dle výrobce. Dále se dopodrobna nezabývá přesným odhadem životnosti v TMF, jak bylo rozebráno v diskusi. Jednotlivé další požadavky na geometrii a topologickou optimalizaci je však možno zaimplementovat do výpočtové části téměř beze změny výpočtového postupu. Zde je možnost navázat další výzkum a danou problematiku zdokonalit.

# 9. Workflow výpočetní části



Obr. 9.1. Workflow výpočetní části diplomové práce.

## 10. Seznam použitých zdrojů

- [1] LUJÁN, José M., Vicente BERMÚDEZ, Vicente DOLZ a Javier MONSALVE-SERRANO. An assessment of the real-world driving gaseous emissions from a Euro 6 light-duty diesel vehicle using a portable emissions measurement system (PEMS). *Atmospheric Environment* [online]. 2018, 174, 112-121 [cit. 2022-04-24]. ISSN 13522310. Dostupné z: doi:10.1016/j.atmosenv.2017.11.056
- [2] LAO, Chung Ting, Jethro AKROYD, Nickolas EAVES, Alastair SMITH, Neal MORGAN, Daniel NURKOWSKI, Amit BHAVE a Markus KRAFT. Investigation of the impact of the configuration of exhaust after-treatment system for diesel engines. *Applied Energy* [online]. 2020, 267 [cit. 2022-04-24]. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2020.114844
- [3] HORSKÝ, O. *Automobil Revue*. 8. 2011, s. 65.
- [4] OLABI, A.G., David MAIZAK a Tabbi WILBERFORCE. Review of the regulations and techniques to eliminate toxic emissions from diesel engine cars. *Science of The Total Environment* [online]. 2020, 748 [cit. 2022-04-24]. ISSN 00489697. Dostupné z: doi:10.1016/j.scitotenv.2020.141249
- [5] GROSSALE, Antonio, Isabella NOVA a Enrico TRONCONI. Study of a Fe-zeolite-based system as NH<sub>3</sub>-SCR catalyst for diesel exhaust aftertreatment. *Catalysis Today* [online]. 2008, 136(1-2), 18-27 [cit. 2022-04-24]. ISSN 09205861. Dostupné z: doi:10.1016/j.cattod.2007.10.117
- [6] COLOMBO, Massimo, Isabella NOVA, Enrico TRONCONI, Volker SCHMEISSER, Brigitte BANDL-KONRAD a Lisa Rahel ZIMMERMANN. Experimental and modeling study of a dual-layer (SCR+PGM) NH<sub>3</sub> slip monolith catalyst (ASC) for automotive SCR after treatment systems. Part 2. Validation of PGM kinetics and modeling of the dual-layer ASC monolith. *Applied Catalysis B: Environmental* [online]. 2013, 142-143, 337-343 [cit. 2022-04-24]. ISSN 09263373. Dostupné z: doi:10.1016/j.apcatb.2013.05.032
- [7] LIU, Gang a Pu-Xian GAO. A review of NO<sub>x</sub> storage/reduction catalysts: mechanism, materials and degradation studies. *Catalysis Science & Technology* [online]. 2011, 1(4) [cit. 2022-04-24]. ISSN 2044-4753. Dostupné z: doi:10.1039/c1cy00007a
- [8] WEIBEL, M., N. WALDBÜSSER, R. WUNSCH, D. CHATTERJEE, B. BANDL-KONRAD a B. KRUTZSCH. A Novel Approach to Catalysis for NO<sub>x</sub> Reduction in Diesel Exhaust Gas. *Topics in Catalysis* [online]. 2009, 52(13-20), 1702-1708 [cit. 2022-04-24]. ISSN 1022-5528. Dostupné z: doi:10.1007/s11244-009-9329-7
- [9] KANG, Wooseok, Byungchul CHOI, Seunghun JUNG a Suhan PARK. PM and NO<sub>x</sub> reduction characteristics of LNT/DPF+SCR/DPF hybrid system. *Energy* [online]. 2018, 143, 439-447 [cit. 2022-04-24]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2017.10.133
- [10] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Exhaust Gas Thermal Management* [online]. 1 [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: [https://dieselnet.com/tech/engine\\_thermal-management.php](https://dieselnet.com/tech/engine_thermal-management.php)
- [11] VOTAVA, Ondřej. Návrh oběžného kola radiální turbíny se sníženým momentem setrvačnosti. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zavprace/detail/129735>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Vladimír Fuis.

- [12] Under the skin: how turbochargers have evolved. *Autocar* [online]. 2019 [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: <https://www.autocar.co.uk/car-news/technology/under-skin-how-turbochargers-have-evolved>
- [13] Franc, V. Vývoj turbodmychadel spalovacích motorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Kamil Řehák.
- [14] BARNETT, Josh. TECHNOLOGY EXPLAINED: VARIABLE TURBINE GEOMETRY. *Total911* [online]. [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: <https://www.total911.com/technology-explained-variable-turbine-geometry/>
- [15] PŘIBYL, Z. Návrh turbínové skříně pro diagonální turbínové kolo. Brno Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 79 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Josef Štětina Ph.D.
- [16] BUKOVNIK, S., G. OFFNER, A. DIEMATH a L. SMOLIK. Turbocharger Dynamic Analysis: Advanced Design Simulation in Time Domain Using CFD Predicted Thermal Boundary Conditions. *Technische Mechanik*. 2017, 37(2-5), 409-421. Dostupné z: doi:10.24352/UB.OVGU-2017-117
- [17] CORMERAIS, Mickaël, Pascal CHESSE a Jean-François HETET. Turbocharger Heat Transfer Modeling Under Steady and Transient Conditions. *International Journal of Thermodynamics*. 2009, 12(4), 193-202. Dostupné také z: [www.icatweb.org/journal.htm](http://www.icatweb.org/journal.htm)
- [18] ROMAGNOLI, Alessandro a Ricardo MARTINEZ-BOTAS. Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2012, 38, 58-77 [cit. 2022-04-24]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.12.022
- [19] VLACH, Radek. *Tepelné procesy v mechatronických soustavách*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-214-3976-4.
- [20] KOŠŤÁL, Josef. *Assessment of thermo-mechanical fatigue of exhaust manifold*. Brno, 2020. Available from: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121573>. Master's Thesis. Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics. 109 p. Supervisor František Šebek.
- [21] FIDLER, Tomáš. Zátížení střechy vzdušným proudem vrtulníku při montážních pracích. Brno, 2013. 110 s., Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav stavební mechaniky. Vedoucí práce Ing. Aleš Nevařil, Ph.D.
- [22] VERSTEEG, H. K. a W. MALALASEKERA, 2007. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method. 2nd ed. Harlow: Pearson education limited. 517 s. ISBN 978-0-13-127498-3.
- [23] KOZUBKOVÁ, Milada, 2008. Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. 153 s.
- [24] PÁNEK, Ondřej. Metody topologické optimalizace mechanicky namáhaných konstrukcí a jejich aplikace u prutových soustav. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116238>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Ing. Oldřich Ševeček, Ph.D.
- [25] THOMAS. Topology optimization of your parts [online]. [vid. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.formando.be/en/2017/12/12/topologie-optimalisatie/>

- [26] LE, Chau. *Topology Optimization Overview* [online]. [vid. 2019-03-22]. Dostupné z: <http://home.bm-rd.com/topology-optimization-overview/>
- [27] WANG, Y, Z LUO a N ZHANG. Design Optimization of Structures using A Nodal Density-Based SIMP Method [online]. 2008. [vid. 2019-03-22] Dostupné z: [http://www.sci-entech.com/apcom2013/APCOM2013-Proceedings/PDF\\_FullPaper/1793\\_Y.Wang.pdf](http://www.sci-entech.com/apcom2013/APCOM2013-Proceedings/PDF_FullPaper/1793_Y.Wang.pdf)
- [28] LIU, Zhenyu a Jan G. KORVINK. Adaptive moving mesh level set method for structure topology optimization. *Engineering Optimization* [online]. 2008, 40(6), 529-558 [cit. 2022-04-24]. ISSN 0305-215X. Dostupné z: doi:10.1080/03052150801985544
- [29] VAN DIJK, N. P., G. H. YOON, F. VAN KEULEN a M. LANGELAAR. A level-set based topology optimization using the element connectivity parameterization method. *Structural and Multidisciplinary Optimization* [online]. 2010, 42(2), 269-282 [cit. 2022-04-24]. ISSN 1615-147X. Dostupné z: doi:10.1007/s00158-010-0485-y
- [30] XIA, Qi a Michael Yu WANG. Topology optimization of thermoelastic structures using level set method. *Computational Mechanics* [online]. 2008, 42(6), 837-857 [cit. 2022-04-24]. ISSN 0178-7675. Dostupné z: doi:10.1007/s00466-008-0287-x
- [31] TYFLOPOULOS, Evangelos a Martin STEINERT. Topology and Parametric Optimization-Based Design Processes for Lightweight Structures. *Applied Sciences* [online]. 2020, 10(13) [cit. 2022-04-24]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app10134496
- [32] LIU, Zhenyu a Jan G. KORVINK. Adaptive moving mesh level set method for structure topology optimization. *Engineering Optimization* [online]. 2008, 40(6), 529-558 [cit. 2022-04-24]. ISSN 0305-215X. Dostupné z: doi:10.1080/03052150801985544
- [33] JÄÄSKELÄINEN, H.: Diesel Exhaust Gas. In: *DieselNet* [online]. Revision 2018.01. Ecopoint Inc. Available online: [https://www.dieselnets.com/tech/diesel\\_exh.php](https://www.dieselnets.com/tech/diesel_exh.php).
- [34] DIMELow, Andrew. Steady and transient conjugate heat transfer analysis of a turbocharger. *13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Institution of Mechanical Engineers* [online]. 2018, 22 [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: <https://www.cummins.com/sites/default/files/files/brochures/turbos/2018-imeche-steady-and-transient-conjugate-heat-transfer.pdf>
- [35] SRIVASTAVA, Jay Prakash, Prabir Kumar SARKAR, MV Ravi KIRAN a Vinayak RANJAN. A numerical study on effects of friction-induced thermal load for rail under varied wheel slip conditions. *SIMULATION* [online]. 2019, 95(4), 351-362 [cit. 2022-04-27]. ISSN 0037-5497. Dostupné z: doi:10.1177/0037549718782629
- [36] PAN, Cheng-gang, Chuan-xiang ZHAO, Qing-ming CHANG, Jia-lin ZHOU a Qiong WU. Three-dimensional metal particle flow simulation during the whole rolling process for 60 kg/m heavy rail. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2017, 9(10) [cit. 2022-04-27]. ISSN 1687-8140. Dostupné z: doi:10.1177/1687814017720879
- [37] SCHOENBORN, S., H. KAUFMANN, C.M. SONSINO a R. HEIM. Variable amplitude fatigue of high-strength cast iron alloys for automotive applications. *International Journal of Fatigue* [online]. 2016, 91, 445-458 [cit. 2022-04-28]. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.01.006
- [38] ŠAMEC, Blaž, Iztok POTRČ a Matjaž ŠRAML. Low cycle fatigue of nodular cast iron used for railway brake discs. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2011, 18(6), 1424-1434 [cit. 2022-04-30]. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2011.04.002
- [39] GORDON, Ali P., Eric P. WILLIAMS a Michael SCHULIST. Applicability of Neuber's Rule for Thermomechanical Fatigue. In: *Volume 5: Structures and Dynamics, Parts A and*

*B* [online]. ASMEDC, 2008, 2008-01-01, s. 235-244 [cit. 2022-04-30]. ISBN 978-0-7918-4315-4. Dostupné z: doi:10.1115/GT2008-51358

[40] HOLMBERG, Erik, Bo TORSTENFELT a Anders KLARBRING. Stress constrained topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization* [online]. 2013, 48(1), 33-47 [cit. 2022-05-02]. ISSN 1615-147X. Dostupné z: doi:10.1007/s00158-012-0880-7

[41] SHA, Wei, Yiting ZHAO, Liang GAO, Mi XIAO a Run HU. Illusion thermostics with topology optimization. *Journal of Applied Physics* [online]. 2020, 128(4) [cit. 2022-05-04]. ISSN 0021-8979. Dostupné z: doi:10.1063/5.0007354

[42] TAKEZAWA, Akihiro, Gil Ho YOON, Seung Hyun JEONG, Makoto KOBASHI a Mitsuru KITAMURA. Structural topology optimization with strength and heat conduction constraints. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* [online]. 2014, 276, 341-361 [cit. 2022-05-04]. ISSN 00457825. Dostupné z: doi:10.1016/j.cma.2014.04.003



# 11. Seznam obrázků

Obr. 2.1. Flow through monolith FTM (vlevo), Wall flow monolith WFM (vpravo) [2].	15
Obr. 2.2. Schéma výfukového systému pro následné úpravy výfukových plynů Scania 440/480, splňující emisní normy Euro 6 [3].	15
Obr. 3.1. Sběrné potrubí s turbínovou skříní a rotorem turbodmychadla [12].	20
Obr. 3.2. Popis konstrukce turbodmychadla s technologií VNT a vyznačení průtoku spalin a vzduchu [14].	21
Obr. 3.3. Dělená (vlevo) a nedělená (vpravo) turbínová skřín pro radiální oběžné kolo [15].	22
Obr. 3.4. Konstrukce VNT technologie a natočení lopatek. [13].	23
Obr. 3.5. Řez volutou dělené turbínové skříně [15].	24
Obr. 3.6. A/R poměr voluty turbínové skříně [13].	25
Obr. 3.7. Porovnání geometrie radiální (vlevo) a diagonální (vpravo) turbíny [15].	25
Obr. 4.1. Rozložení prostorového teplotního pole na turbodmychadle [16].	26
Obr. 4.2. Energetické bilance turbodmychadla [17].	27
Obr. 4.3. Teplotní bilance turbodmychadla [18].	28
Obr. 4.4. Přestup tepla na turbínové skříní [18].	29
Obr. 4.5. Přenos tepla vedením [19].	30
Obr. 4.6. Přestup tepla konvekcí a zářením [19].	30
Obr. 4.7. Rozdělení oblastí únavy na S-N křivce [20].	32
Obr. 5.1. Hmotnostní tok napříč elementárním objemem [22].	34
Obr. 5.2. Složky napětí ve směru osy x [22].	35
Obr. 5.3. Tepelný tok v jednotlivých směrech na elementárním objemu [21].	37
Obr. 5.4. Ukázka nové geometrie získané topologickou optimalizací [25].	40
Obr. 5.5. Kategorie strukturální optimalizace [24, 26].	41
Obr. 5.6. Proces optimalizace vetknuté desky pomocí metody SIMP [24, 27].	42
Obr. 5.7. Nastavení úrovně implicitní funkce (vlevo), vykreslení oblasti materiálu pomocí implicitní funkce (vpravo) [29].	43
Obr. 5.8. Rychlost posuv hranice ve fiktivním čase [30].	44
Obr. 6.1. Model geometrie analyzované turbínové skříně a komponent.	47
Obr. 6.2. Vytvoření fluidní domény turbínové skříně.	48
Obr. 6.3. CFD model – rozhraní mezi tělesy.	50
Obr. 6.4. Konečnoprvková síť pro účel CFD simulace a detail na inflační vrstvu.	52
Obr. 6.5. Proudnicе toku spalin pro maximální zatížení (nahore) a minimální zatížení (dole).	53
Obr. 6.6. Rozložení teplot fluidní domény na rozhraní fluid-solid pro maximální zatížení (nahore) a minimální zatížení (dole).	54
Obr. 6.7. Rozložení hodnot koeficientu přestupu tepla pro maximální zatížení (nahore) a minimální zatížení (dole).	55
Obr. 6.8. Rozložení tlakového pole pro maximální (nahore) a minimální (dole) zatížení.	56
Obr. 6.9. Hustota $\rho$ (nahore vlevo), koeficient teplotní roztažnosti $\alpha$ (nahore vpravo), teplotní vodivost $\lambda$ (dole vlevo) a měrná tepelná kapacita $c_p$ (dole vpravo) v závislosti na teplotě.	57
Obr. 6.10. Sestava použitá v transientní teplotní analýze.	58
Obr. 6.11. Namapování teploty stěny fluidní domény a koeficientu přestupu tepla z výsledků CFD analýzy.	59
Obr. 6.12. Umístění okrajových podmínek v teplotní analýze.	60
Obr. 6.13. Umístění kontrolních bodů pro vykreslení časového průběhu teplot.	61
Obr. 6.14. Geometrie použitá v nelineární deformačně napět'ové analýze.	62

Obr. 6.15. Napětově deformační odezva materiálového modelu BKIN (vlevo) [35], předpis sklonu křivky v obou oblastech BKIN modelu (vpravo) [36]. .....	63
Obr. 6.16. Typy kontaktů a jejich umístěn v deformačně napětově analýze. ....	64
Obr. 6.17. Umístění předzatížení šroubů, okrajové podmínky remote displacement a vnitřního tlaku (inner_wall). .....	65
Obr. 6.18. Namapované teplotní pole z transientní teplotní analýzy odpovídající času 1500 sekund (nahore vlevo) a času 1800 sekund (nahore vpravo). Namapované tlakové pole z CFD analýzy odpovídající maximálnímu (dole vlevo) a minimálnímu zatížení (dole vpravo). .....	66
Obr. 6.19. Napětí v kritických místech v 8. kroku (vlevo) a v 9. kroku (vpravo) cyklického zatěžování. ....	66
Obr. 6.20. Určený zátěžných cyklů metodou stékajícího deště v kritickém místě příruby. ....	69
Obr. 6.21. Neuberova korekční metoda fiktivního elastického napětí [39]. ....	71
Obr. 6.22. Hodnoty pro výpočet $Kt\sigma$ a $Kt\epsilon$ v kritickém místě jazyka. ....	72
Obr. 6.23. Maximální dosažené redukované napětí v kritických místech v lineární deformačně napětově analýze. ....	75
Obr. 6.24. Tvorba dopadové oblasti v případě porušení turbínového kola. ....	76
Obr. 6.25. Vazby typu bonded mezi těles (vlevo), okrajové podmínky a umístění tlakového zatížení (vpravo). ....	77
Obr. 6.26. Nastavení vyloučených ploch z topologické optimalizace (B), výrobní omezení na vytažení dílu (D) a výrobní omezení minimální tloušťky stěny (E). ....	78
Obr. 6.27. Umístění napětových omezení na kritické místo příruby (A), horní kritické místo jazyka (B) a dolní kritické místo jazyka (C). ....	79
Obr. 6.28. Nově vzniklé redukované napětí HMH v původních kritických místech. ....	79
Obr. 6.29. Optimalizovaná geometrie v pátém kroku topologické optimalizace (nahore) a v posledním kroku (dole). ....	80
Obr. 6.30. Minimální tloušťka stěny v různých místech nové geometrie. ....	81
Obr. 6.31. Manuální tvorba nové geometrie (světle šedá). ....	82
Obr. 6.32. Finální tvar optimalizované geometrie turbínové skříně. ....	82
Obr. 6.33. Teplotní pole na výstupu v ustáleném stavu pro maximální zatížení (nahore vlevo) a minimální zatížení (nahore vpravo) původní turbínové skříně. Teplotní pole na výstupu v ustáleném stavu pro maximální zatížení (dole vlevo) a minimální zatížení (dole vpravo) optimalizované turbínové skříně. ....	84
Obr. 6.34. Životnost původní geometrie v kritickém místě příruby (vlevo) a v kritickém místě jazyka (vpravo). ....	87
Obr. 6.35. Životnost optimalizované geometrie v kritickém místě příruby (vlevo) a v kritickém místě jazyka (vpravo). ....	88
Obr. 9.1. Workflow výpočetní části diplomové práce. ....	92

## 12. Seznam tabulek a grafů

Tab. 2.1. Pracovní teploty katalyzátoru a filtru pevných částic [4, 5, 6, 7, 8, 9].....	17
Tab. 2.2. Typy opatření a jejich použití pro rychlejšího dosažení pracovních teplot EAT [10]. .....	18
Tab. 5.1. Složky rovnic fyzikálních zákonů zachování jednotlivých veličin [21]. .....	34
Tab. 6.1. Okrajové podmínky proudění spalin. ....	48
Tab. 6.2. Označení rozhraní CFD modelu a definice. ....	49
Tab. 6.3. Materiálové charakteristiky CFD modelu [33]. ....	51
Tab. 6.4. Možné typy úloh pro jednotlivé metody topologické optimalizace.....	68
Tab. 6.5. Omezení nabízená jednotlivými metodami topologické optimalizace. ....	68
Tab. 6.6. Nízkocyklové únavové parametry litiny GJS-500-7 pro teplotu 400 °C [38]. ....	70
Tab. 6.7. Maximální a průměrné hodnoty dosažených teplot v ustálených stavech CFD analýzy pro původní a optimalizovanou geometrii turbínové skříně.....	83
Graf 2.1. Okamžité (vlevo) a akumulované (vpravo) emise NO <sub>x</sub> , NO <sub>2</sub> , HC, CO a CO <sub>2</sub> [1].	14
Graf 2.2. Míra konverze emisí CO, HC a NO <sub>2</sub> v závislosti na teplotě DOC katalyzátoru [4].	16
Graf 5.1. Rozdělení mezní vrstvy do vnější a vnitřní oblasti [23]. ....	39
Graf 6.1. Výchozí stavy pro ustálenou CFD analýzu.....	49
Graf 6.2. Zkušební zátěžný cyklus. ....	58
Graf 6.3. Teplota a HTC okolí (ambient), teplota a HTC oleje (Oil) a teplota a HTC v místě turbíny (Turbine).....	60
Graf 6.4. Rozložení teploty v čase 1500 sekund a umístění kontrolních bodů (nahore) a průběh teplot v kontrolních bodech T1 až T7 (dole). ....	61
Graf 6.5. Youngův modul pružnosti $E$ v závislosti na teplotě. ....	63
Graf 6.6. Materiálový model bilineárního kinematického zpevnění litiny. ....	64
Graf 6.7. Průběh redukovaného napětí HMH v kritickém místě příruby (vlevo) a horním kritickém místě jazyka (vpravo). ....	67
Graf 6.8. Výpočet fiktivního elastického napětí pomocí Neuberovy korekční metody.....	73
Graf 6.9. Průběh redukovaného napětí HMH a prvního hlavního napětí v kritickém místě příruby (vlevo) a průběh redukovaného napětí HMH v kritickém místě jazyka (vpravo). .....	74
Graf 6.10. Teplota v kontrolním bodě voluty (T5) a výstupu (T7) pro původní a optimalizovanou geometrii turbínové skříně. ....	85
Graf 6.11. Průběh redukovaného napětí HMH v kritických místech a vyznačení časů pro kombinaci řešení u původní geometrie. ....	86
Graf 6.12. Průběh redukovaného napětí HMH v kritických místech a vyznačení časů pro kombinaci řešení u optimalizované geometrie.....	87

## 13. Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol/označení	Význam
$P_e$	Efektivní výkon spalovacího motoru
$V_H$	Zdvihový objem válce
$p_e$	Střední efektivní tlak na ve válci
$n_m$	Otáčky motoru
$i_m$	Počet válců motoru
$\tau_m$	Otáčkový činitel motoru (taktost motoru)
$H_u$	Výhřevnost paliva
$\sigma_t$	Teoretický směšovací poměr
$\lambda_z$	Spalovací součinitel přebytku vzduchu
$\rho_{pl}$	Hustota plnicího vzduchu
$\eta_d$	Dopravní účinnost
$\eta_i$	Indikovaná účinnost
$\eta_m$	Mechanická účinnost
$T_{pl}$	Teplota plnicího vzduchu
$A/R$	Poměr průtokové plochy a odpovídajícího poloměru turbodmyhadla
$I$	Polární moment setrvačnosti
$m$	Hmotnost
$Q_T$	Přestup tepla konvekcí do ložiskové skříně
$(Q_{nc})_T$	Přestup tepla konvekcí do okolí – turbínová skříně
$(Q_{rad})_T$	Přestup tepla radiací do okolí – turbínová skříně
$P_T$	Mechanický výkon – turbínová skříně
$Q_H$	Přestup tepla konvekcí do chladícího oleje
$Q_C$	Přestup tepla konvekcí do kompresorové skříně
$(Q_{nc})_{CC}$	Přestup tepla konvekcí do okolí – ložisková skříně
$(Q_{rad})_{CC}$	Přestup tepla radiací do okolí – ložisková skříně
$P_F$	Mechanický výkon – ložiska
$P_C$	Mechanický výkon – kompresorová skříně
$(Q_{nc})_C$	Konvekce do okolí – kompresorová skříně
$(Q_{rad})_C$	Přestup tepla radiací do okolí – kompresorová skříně
$P_{T,in}$	Výkon vstupujících spalin do turbínové skříně
$P_{T,out}$	Výkon vystupujících spalin do turbínové skříně
$P_{C,out}$	Výkon vystupujících spalin do kompresorové skříně
$P_{C,in}$	Výkon vstupujících spalin do kompresorové skříně
$P_{cekový}$	Celkový výkon spalin
$\dot{m}$	Hmotnostní tok
$c, c_p$	Měrná tepelná kapacita
$c_m$	Hmotnostní tepelná kapacita
$\dot{Q}$	Objemový tok
$T$	Teplota
$\rho$	Hustota
$v$	Rychlost proudění, pole objemu
$Q_{T \rightarrow BH}$	Přestup tepla do ložiskové skříně
$Q_{T \rightarrow S}$	Přestup tepla do turbínového kola

$Q_{T,conv}$	Přestup tepla konvekcí do okolí – turbínová skříň
$Q_{T,rad}$	Přestup tepla radiací do okolí – turbínová skříň
$Q_{S\rightarrow oil}$	Přestup tepla konvekcí do chladícího oleje z hřídele
$Q_{oil\rightarrow BH}$	Přestup tepla do ložiskové skříně – olej
$Q_{BH,conv}$	Přestup tepla konvekcí do okolí – ložisková skříň
$Q_{BH,rad}$	Přestup tepla radiací do okolí – ložisková skříň
$Q_{C\rightarrow air}$	Přestup tepla do vzduchu v kompresoru
$Q_{S\rightarrow air}$	Přestup tepla do vzduchu ze kompresorového kola
$Q_{C,conv}$	Přestup tepla konvekcí do okolí – kompresorová skříň
$Q_{C,rad}$	Přestup tepla radiací do okolí – kompresorová skříň
$Q_{Forced\ Convection}$	Přestup tepla nucenou konvekcí – turbínová skříň
$Q_{Conduction}$	Vedení tepla – turbínová skříň
$Q_{Turbine\ convection}$	Přestup tepla konvekcí do okolí – turbínová skříň
$Q_{Turbine\ radiation}$	Přestup tepla radiací do okolí – turbínová skříň
$Q_{Engine\ convection}$	Přestup tepla konvekcí z okolí – motor
$Q_{Engine\ radiation}$	Přestup tepla radiací z okolí – motor
$Q_{Bearinghous\ convention}$	Přestup tepla konvekcí do ložiskové skříně
$T_{w1}$	Teplota vnitřní stěny
$T_{w2}$	Teplota vnější stěny
$S, A$	Plocha
$\lambda$	Měrná tepelná vodivost
$\delta$	Tloušťka stěny
$q_v$	Tepelný tok
$q_k$	Tepelný tok konvekcí
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla konvekcí
$\varepsilon$	Emisivita materiálu, přetvoření
$T_a$	Teplota okolí
$T_w$	Teplota stěny
$q_z$	Tepelný tok zářením
$\alpha_z$	Součinitel přestupu tepla zářením
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla, koef. teplotní roztažnosti
$q_p$	Celkový tepelný tok
$P_{inlet}$	Tepelný výkon na vstupu
$P_{outlet}$	Tepelný výkon na výstupu
$k$	Prostupová vodivost
$T_{w,in}$	Teplota vnitřní stěny turbínové skříně
$T_{gas}$	Teplota proudícího plynu
$T_{w,out}$	Teplota vnější stěny turbínové skříně
$T_{out}$	Teplota okolí
$T_T$	Teplota turbínové skříně v místě kontaktu
$T_{CC}$	Teplota ložiskové skříně v místě kontaktu
$p$	Tlak
$\mathbf{u}$	Vektor rychlostí
$t$	Čas
$x, y, z$	Souřadnice v jednotlivých směrech
$u, v, w$	Hybnost v jednotlivých směrech
$E$	Energie, modul pružnosti
$\tau_{ij}$	Složky viskózního napětí v daném směru

$S_{Mi}$	Molekulové síly v daném směru
$S_E$	Potenciální energie ze zdroje
$q_i$	Tepelný tok v daném směru
$Q$	Teplo, objemový tok
$V$	Objem
$F$	Vektor proudění
$U$	Střední rychlost proudění
$\tau_w$	Smykové napětí stěny domény
$\kappa$	Karmánova konstanta
$u_\tau$	Třecí rychlost
$y$	Vzdálenost bodu proudění od stěny
$u^+$ a $y^+$	Bezrozměrné veličiny os proudění
$U_{max}$	Maximální rychlost proudění
$\delta$	Tloušťka mezní vrstvy
$g$	Gravitační zrychlení
$\rho_e$	Virtuální hustota
$E_e^0$	Původní modul pružnosti
$p$	Penalizační faktor
$C$	Poddajnost
$V_S$	Maximální objem prvku
$N$	Počet konečných prvků
$v_e$	Objem e-tého prvku
$K_e$	Matice tuhosti e-tého prvku
$\mathbf{u}$	Matice posuvů
$\mathbf{F}$	Matice zatížení
$\phi$	Řídící funkce
$\Omega$	Označení oblasti materiálu
$\Gamma$	Označení oblasti hranice
$V_n$	Rychlost pohybu hranice
$\delta(\phi)$	Dirichletova funkce
$F(u)$	Objem struktury definovaný pomocí řídicí funkce
$u$	Pole posuvů
$H(\phi)$	Heavisideova funkce
$E_{ijkl}$	Elastický tenzor
$\varepsilon_{ij}$ a $\varepsilon_{kl}$	Tenzory protažení
$\Gamma_d$	Částečná hranice
$T_{inlet}$	Teplota na vstupu
$\dot{m}_{in}$	Hmotnostní tok na vstupu
$P_{out}$	Tlak na výstupu
$T_{amb}$	Teplota okolí turbodmychadla
$HTC_{amb}$	Koeficient přestupu tepla do okolí
$h_{tot}$	Celková entalpie
$\mu_T$	Turbulentní vířivá viskozita
$k_T$	Turbulentní kinetická energie
$\omega_T$	Turbulentní frekvence
$h$	Entalpie
$s$	Entropie
$\mu$	Viskozita
$M$	Molární hmotnost

$T_{bulk}$	Teplota tekutiny mimo mezní vrstvu
$T_1$	Teplota v těžišti prvního elementu do stěny
$HTC_{CFX}$	Koeficient přestupu tepla z CFX softwaru
$T_{wall-fluid}$	Teplota fluidní domény na rozhraní fluid – solid
$\mathbb{K}$	Matice tuhosti
$\mathbb{U}$	Matice posuvů
$\mathbb{F}_0$	Matice silového zatížení
$\mathbb{F}_T$	Matice uzlových sil, které jsou způsobeny teplotním zatížením
$S_{e-GJS-500}$	Mez únavy pro danou odpovídající litinu
$R$	Parametr asymetrie cyklu
$\sigma_{min}$	Minimální napětí v cyklu
$\sigma_{max}$	Maximální napětí v cyklu
$\sigma'_f$	Součinitel únavové pevnosti
$\varepsilon'_f$	Součinitel únavové tažnosti
$b, c$	Exponenty únavové životnosti
$K'$	Koeficient cyklické pevnosti
$n'$	Exponent cyklického deformačního zpevnění
$\varepsilon_a^{SWT}$	Maximální přípustná amplituda přetvoření podle SWT
$\varepsilon_a^{MC}$	Maximální přípustná amplituda přetvoření podle MC
$2N_f$	Počet půlcyklů do lomu
$\varepsilon_{a-p.}$	Amplituda plastického přetvoření
$\sigma_{a-p.}$	Amplituda plastického napětí
$\varepsilon_{a-e.p.}$	Amplituda elastoplastického přetvoření
$\sigma_{a-e.p.}$	Amplituda elastoplastického napětí
$\sigma^{e.}$	Elastické napětí
$\varepsilon^{e.}$	Elastické přetvoření
$\sigma^{e.p.}$	Elastoplastické napětí
$\varepsilon^{e.p.}$	Elastoplastické přetvoření
$\sigma_{nom}^{e.}$	Nominální elastické napětí
$\varepsilon_{nom}^{e.}$	Nominální elastické přetvoření
$K_t$	Součinitel tvaru
$K_t^\sigma$	Součinitel tvaru získaný z napětí
$K_t^\varepsilon$	Součinitel tvaru získaný z přetvoření
$\varepsilon_{max}$	Maximální přetvoření
$\varepsilon_{nom}$	Nominální přetvoření
$\sigma_{max}^p.$	Maximální přípustné plastické napětí
$\sigma_{max}^{e.p.}$	Maximální přípustné elastoplastické napětí
$\sigma_{max}^{e.}$	Maximální přípustné elastické napětí
$\sigma_i(\rho_e)$	Hodnotu i-tého napěťového omezení
$\bar{\sigma}_i$	Horní hranice i-tého napěťového omezení
$\varepsilon$	Minimální hodnota virtuální hustoty
$\sigma_0$	Mez kluzu
$\sigma_c$	Mez únavy
$R_m$	Mez pevnosti

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
DPF	Filtr pevných částic
DOC	Dieselový oxidační katalyzátor
LNT	Záchytný katalyzátor
SCR	Selektivní katalytická redukce
EAT	Systém následné úpravy výfukových plynů
FTM	Průtok skrz kanálky monolitu
WFM	Průtok skrz stěny monolitu
EGR	Ventil recirkulace výfukových spalin
RDE	Měření emisí ve skutečné jízdě
ASC	Amoniakový katalyzátor
NSR	Skladovací redukční katalyzátor
NSC	Skladovací katalyzátor
VGT	Variabilní geometrie lopatek turbodmychadla
AFR	Poměr vzduchu a paliva
ECU	Řídící jednotka
EHC	Elektrické vyhřívání katalyzátoru
VNT	Variabilní geometrie lopatek turbodmychadla
TMF	Termo-mechanická únava
CFD	Výpočtová dynamika tekutin
CFX	Software pro CFD výpočty programu Ansys
SIMP	Pevný izotropní materiál s penalizací (TO metoda hustot)
TO	Topologická optimalizace
LSM	Level-Set Method (TO metoda úrovní)
AMR	Adaptivní zjemnění sítě
AMM	Adaptivní pohyblivá síť
GGI	General Grid Interface (rozhraní mezi domény v CFX)
SST	Shear stress transport (model přenosu smykového napětí)
HTC	Koeficient přestupu tepla
BKIN	Bilineární kinematické zpevnění
HMH	Redukované napětí dle hypotézy von-Mises
SWT	Únavová korekční metoda Smith-Watson-Topper
MC	Únavová křivka životnosti deformace podle Manson-Coffina
LCF	Oblast nízkocyklové únavy
HCF	Oblast vysokocyklové únavy