

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Numerické modelování proudění v plnicím vedení mezichladiče  
s využitím Adjoint solveru za účelem minimalizace tlakové ztráty

Numerical Modeling of the Flow in the Intercooler Filling Line by  
Adjoint Solver to Minimize Pressure Loss

Student: Bc. Veronika Horová

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Marian Bojko, Ph.D.

Ostrava 2018

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Veronika Horová**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma: **Numerické modelování proudění v plnicím vedení mezichladiče s využitím Adjoint solveru za účelem minimalizace tlakové ztráty**  
**Numerical Modeling of the Flow in the Intercooler Filling Line by Adjoint Solver to Minimize Pressure Loss**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše odborné literatury zabývající se požadovaným tématem.
- 2) Definice vhodného CFD modelu k užití optimalizačního Adjoint solveru na zjednodušeném modelu.
- 3) Definice metodiky optimalizace tvaru pomocí Adjoint solveru v software ANSYS Fluent na reálné geometrii.
- 4) Vyhodnocení dosažených výsledků.

Seznam doporučené odborné literatury:

*ANSYS Fluent Advanced Add-On Modules ANSYS 18*. ANSYS Inc., 2017, p. 465.

*ANSYS Fluent Tutorial Guide ANSYS 18*. ANSYS Inc., 2017, p. 1033.

TZANAKIS, A. Duct optimization using CFD software 'ANSYS Fluent Adjoint Solver'. *Master's thesis in Automotive Engineering*, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Sweden, 2014, p. 42.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 2006, p. 997, ISBN 0-471-45728-0.

SHAH K. R., SEKULIĆ P. D. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, 2003, p. 941, ISBN 0-471-32171-0.

KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění FLUENT, CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008, p. 142, <<http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Fluent.pdf>>.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Marian Bojko, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....*21.5.2018*.....

.....*Hourová*.....

podpis studenta

### Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :...21.5.2018

.....  
Horová

podpis

Veronika Horová

Přemyslovců 1260/42

Ostrava

709 00

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HOROVÁ, V. *Numerické modelování proudění v plnicím vedení mezichladiče s využitím Adjoint solveru za účelem minimalizace tlakové ztráty: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 78 s. Vedoucí práce: Bojko, M.

Diplomová práce se zabývá numerickým modelováním proudění v plnicím vedení mezichladiče s využitím Adjoint solveru za účelem minimalizace tlakové ztráty. Teoretická část se zabývá klasifikací a charakteristikou tepelných výměníků. Dále je uvedena podrobná charakteristika mezichladiče. Teoretická část se také zabývá teorií numerického modelování a Adjoint solveru. Praktická část obsahuje využití Adjoint solveru na vzorové geometrii kolena a na zjednodušené geometrii vstupního konektoru pro přívod chladicí kapaliny do mezichladiče. Je zde uveden popis a postup numerického modelování. Výsledky jsou vyhodnoceny grafickou formou a v tabulkách.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

HOROVÁ, V. *Numerical Modeling of the Flow in the Intercooler Filling Line by Adjoint Solver to Minimize Pressure Loss: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2018, 78 p. Thesis head: Bojko, M.

The content of this thesis is numerical modeling of the flow in the intercooler filling line by Adjoint Solver to minimize pressure loss. The theoretical part deals with the classification and characteristics of heat exchangers. There is listed characteristic of intercooler. The theoretical part deals with theory of numerical modeling and Adjoint Solver. The practical part focuses on using the Adjoint Solver on the example knee geometry and on the simplified geometry of the entry connector for coolant, which leads to intercooler. There is also listed a description and a proces of numerical modeling. The results are evaluated by graphical form and in tables.

## Obsah

Seznam použitého značení.....	8
1 Úvod.....	9
2 Klasifikace a charakteristika tepelných výměníků.....	11
2.1 Konstrukce tepelných výměníků.....	13
3 Charakteristika mezichladiče.....	15
4 Teorie numerického modelování.....	17
4.1 Rovnice kontinuity.....	17
4.2 Navier-Stokesovy rovnice.....	18
4.3 Rovnice energie.....	19
4.4 Turbulentní matematické modely.....	19
5 Teorie optimalizace s využitím gradientové metody.....	20
5.1 Adjungovaný řešič v softwaru ANSYS Fluent.....	21
6 Aplikace matematického modelování na reálnou geometrii.....	23
6.1 Řešení základního proudového pole.....	23
6.2 Aplikace Adjoint Solveru na reálnou geometrii.....	32
7 Aplikace Adjoint Solveru s úpravou dynamické viskozity.....	37
7.1 Aplikace Adjoint Solveru na celý model.....	38
7.2 Přepoččet základního proudění na deformované geometrii.....	49
8 Závěr.....	52
9 Seznam použité literatury.....	56
10 Seznam příloh.....	57

## Seznam použitého značení

Označení	Název	Jednotka
$c_p$	měrná tepelná kapacita	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$d_h$	hydraulický průměr	[m <sup>2</sup> ]
$E$	celková energie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$E_k$	kinetická energie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$F_O$	hmotnostní síla (objemová)	[N]
$F_p$	plošná síla (tlaková)	[N]
$F_S$	setrvačná síla	[N]
$I_T$	intenzita turbulence	[%]
$k$	kinetická energie turbulence	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-2</sup> ]
$p$	tlak	[Pa]
$Q_v$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[1]
$S$	obsah plochy	[m <sup>2</sup> ]
$S_h$	člen zahrnující chemické reakce a další zdroje tepla	[1]
$T$	absolutní teplota	[K]
$U$	vnitřní energie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$\vec{u}$	vektor střední rychlosti	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v$	rychlost kapaliny	[m·s <sup>-1</sup> ]
$\Delta p$	tlaková ztráta	[Pa]
$\eta$	dynamická viskozita	[Pa·s]
$\varepsilon$	turbulentní disipace	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-3</sup> ]
$\lambda$	součinitel molekulové tepelné vodivosti	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$\nu$	kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	hustota	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\bar{\tau}$	tenzor vazkých napětí	[Pa]
$\omega$	specifická disipace energie	[s <sup>-1</sup> ]



# 1 Úvod

Cílem diplomové práce je numerické modelování proudění v plnicím vedení mezichladiče s využitím Adjoint solveru za účelem minimalizace tlakové ztráty. Téma diplomové práce bylo zadáno firmou Hanon Systems Autopal s. r. o., která se zabývá výrobou automobilových součástí s podporou numerického modelování. Zadavatel poskytl pro účely diplomové práce zjednodušené geometrie včetně výpočetních sítí vstupního a výstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče. Výpočet proudění a následná optimalizace za účelem snížení tlakové ztráty byla provedena jen na geometrii vstupního konektoru.

V úvodní kapitole jsem popsala tepelné výměníky. V kapitole je uvedeno jejich dělení podle vzájemného proudění médií, podle předávání tepelné energie a podle dalších kritérií. Dále jsou v této kapitole popsány jednotlivé konstrukce tepelných výměníků

Další kapitola literární rešerše pojednává o charakteristice mezichladiče. Je zde popsáno, kde se mezichladič používá a k čemu slouží. Dále jsou v této kapitole popsány výhody vodních mezichladičů vzduchu WCAC (water charge air cooler) a je zde vysvětleno, proč se používají nejčastěji a čím je dána jejich vysoká účinnost. Tato kapitola také pojednává o vstupním a výstupním konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče, které jsou předmětem praktické části diplomové práce. Tyto konektory spojují zdroj tlakové energie s chladicími pláty, a tedy zajišťují přívod a vývod chladicí kapaliny do chladicích plátů a z chladicích plátů. Tyto konektory se skládají ze dvou částí, kterým se říká „runner“ a „spout“.

V další kapitole se zabývám teorií numerického modelování. Jsou zde uvedeny rovnice, kterými je matematický model definován. Jsou to rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice a rovnice energie. Dále popisují nejpoužívanější matematické modely turbulence a jsou zde popsány jejich největší výhody a nevýhody a pro jaké oblasti použití jsou vhodné.

Následující kapitola literární rešerše je věnována adjungovanému řešiči. Je zde popsán princip a postup adjungovaného výpočtu. Dále zde charakterizují dva přístupy, které lze použít při použití adjungovaného řešiče, a to diskrétní a kontinuální adjungovaný řešič. Zabývám se zde stabilizací adjungovaného řešiče, která může být problematická. Proto jsou k dispozici dvě stabilizační schémata.

Praktická část představuje vlastní aplikaci matematického modelování a následně i Adjoint solveru na zjednodušenou geometrii vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny

do mezichladiče. Nejprve jsem prováděla výpočet základního proudového pole. Definovala okrajové podmínky, které byly dány zadavatelem diplomové práce, a následně jsem testovala několik matematických modelů turbulence. Fyzikální vlastnosti chladicího média („coolantu“) byly rovněž zadány zadavatelem diplomové práce. Výsledné tlaky a tlakové spády vyhodnocené v příčných řezech a mezi vstupem a výstupem jsem vyhodnotila v tabulkách a následně pomocí grafů.

Dále jsem přistoupila k aplikaci Adjoint solveru v softwaru ANSYS Fluent 18.2. Tvarovou optimalizaci jsem prováděla pro variantu nastavení oblasti deformace na celé těleso konektoru. Používala jsem model turbulence  $k-\varepsilon$  RNG se stěnovou funkcí Enhanced Wall Treatment. Testovala jsem výpočet adjungovaných proměnných bez stabilizačních schémat i se stabilizačními schématy. Následně jsem testovala výpočet pro upravenou dynamickou viskozitu proudícího média. Výsledky optimalizací jsou vyhodnoceny pomocí grafických výstupů a tlakové ztráty jsou zaznamenány v tabulkách.

## 2 Klasifikace a charakteristika tepelných výměníků

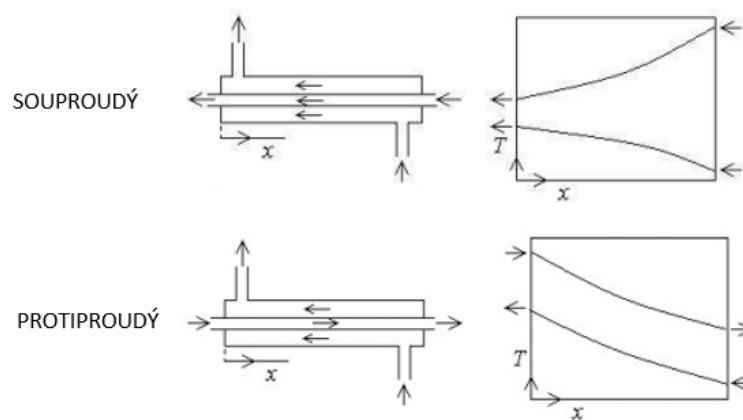
Tepelný výměník je zařízení, které se používá k přenosu tepelné energie mezi dvěma nebo více rozhráními s rozdílnou teplotou. Rozhrání může být mezi dvěma, nebo více tekutinami, mezi pevným povrchem a tekutinou, nebo mezi pevnými částicemi a tekutinou.

Výměníky tepla se používají v průmyslu, kde nacházejí uplatnění v aplikacích jako je vypařování a kondenzování a v ostatních aplikacích jako je sterilizace, pasterizace a další. Tepelné výměníky se používají k vytápění prostorů a bývají součástí klimatizací. Běžnými příklady tepelných výměníků jsou výparníky, kondenzátory, chladicí věže, topení v automobilech, atd. Tepelný výměník je i součástí motoru s vnitřním spalováním. Chladicí kapalina cirkuluje v motoru a udržuje pracovní teplotu motoru na konstantní hodnotě. V některých tepelných výměnících jsou dvě tekutiny v přímém kontaktu. Ale ve většině tepelných výměníků odděluje dvě tekutiny pevná stěna, aby nedocházelo k jejich mísení.

Výměníky tepla se dělí do různých kategorií. Můžeme je klasifikovat podle vzájemného proudění médií, podle způsobu předávání tepelné energie, podle způsobu přenosu tepla, podle kombinace médií, podle účelu a použití [5].

### **Dělení podle vzájemného proudění médií:**

- *Souproudé*  
Média proudí stejným směrem a jsou rovnoběžné
- *Protiproudé*  
Média proudí opačným směrem a jsou rovnoběžné.
- *Křížové*  
Osy proudů jsou mimoběžné a svírají spolu v kolmém průmětu úhel  $90^\circ$  [5].
- *Kombinované proudění*



Obr. 2.1 - Schéma souproudého a protiproudého výměníku [5]

### Dělení podle předávání tepelné energie

- *Rekupační*  
Média rozděluje nepropustná stěna, která má danou tloušťku a teplosměnné plochy.
- *Regenerační*  
Do prostoru, který je vyplněn pevným elementem, vtéká ohřívající médium. Za ním, s časovým zpožděním, vtéká druhé médium, které se ohřívá o pevný element [1].
- *Směšovací*  
V tomto výměníku se vytváří směs ochlazovaného a ohřívajícího média.
- *Kontaktní*  
V pracovním prostoru se smíchají obě média. Předají si tepelnou energii a následně se od sebe oddělí [5].

### Dělení podle způsobu přenosu tepla

Podle literatury [5] dělíme výměníky tepla podle způsobu přenosu tepla:

- *Sdílení tepla prouděním (konvekci)* – přenos tepla prouděním
- *Sdílení tepla vedením (kondukcí)* – přenos tepla vzájemným kontaktem
- *Sdílení tepla sáláním (radiací)* – přenos tepla sáláním
- *Prostup tepla stěnou výměníku* – přenos tepla mezi dvěma tekutinami, které jsou odděleny pevnou stěnou

## Dělení podle kombinace médií

Nejčastější kombinace médií jsou voda-voda, pára-voda, pára-vzduch, pára-olej, spaliny-voda, spaliny-pára, spaliny-vzduch [5].

## Dělení podle účelu a použití

Podle účelu a použití dělíme tepelné výměníky na ohříváky, chladiče, výparníky a odparky, kondenzátory, přehříváky, sušárny, termické odplyňovačky vody, topná tělesa ústředního vytápění [5].

## 2.1 Konstrukce tepelných výměníků

Dnes existuje mnoho různých konstrukcí tepelných výměníků.

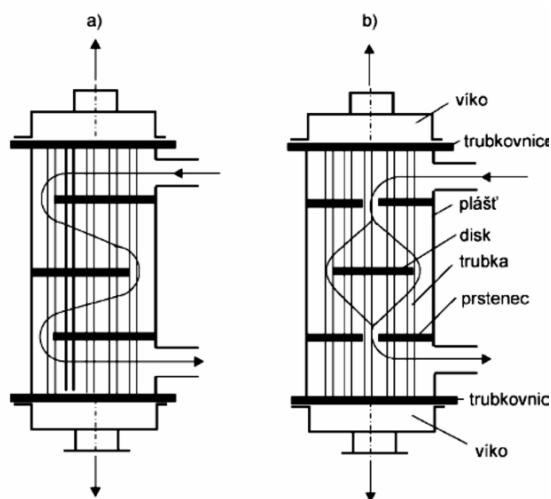
### Rekuperační výměníky

Rekuperační výměníky můžeme rozdělit následovně [5].

- **Trubkové výměníky**

Trubkové výměníky se skládají z pláště, uvnitř kterého jsou trubky. Je to nejstarší a nejpoužívanější typ tepelného výměníku. Mezi trubkový prostor obvykle obsahuje přepážky, ke zpomalení média.

- Plášťový výměník s rovnými trubkami*
- Dvoutrubkový výměník*
- Vlásokový výměník*
- Výměník se šroubovitě vinutými trubkami*



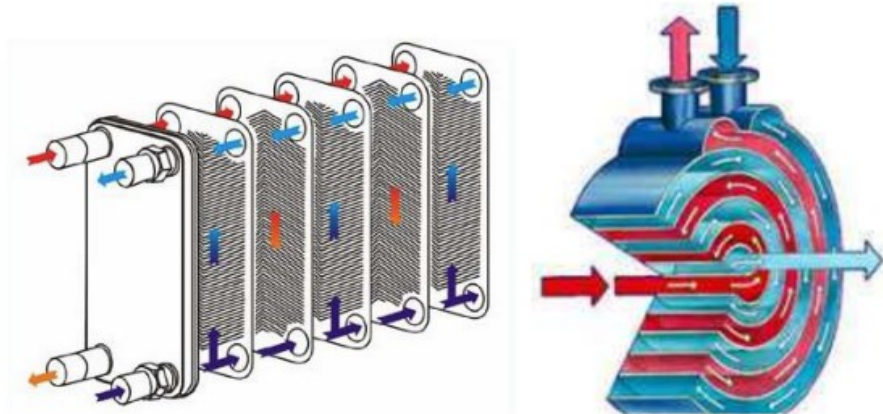
Obr. 2.2 - Plášťový trubkový výměník tepla s přepážkami a) segmentovými b) koncentrickými [5]

- **Deskové výměníky**

Tenké kovové desky, pevně spojené k sobě, tvoří teplosměnnou plochu. Na těchto deskách jsou vytlisovány kanálky, ve kterých proudí média (viz. Obr. 2.3).

- **Spirálové výměníky**

Obě média proudí spirálovitě zakřivenými kanály [5] (viz. Obr. 2.3).



Obr. 2.3 - Deskový tepelný výměník [1] (vlevo), spirálový tepelný výměník (vpravo) [5]

### **Regenerační výměníky**

U tohoto druhu výměníků tepla se teplo přenáší pomocí pohyblivé (rotační) nebo nepohyblivé výplně. Tepelné výměníky s rotační výplní se dále dělí na horizontální a vertikální [5].

### **Směšovací výměníky**

Tento typ tepelného výměníku nemá oproti ostatním druhům žádné teplosměnné plochy. Obě média se ve výměníku smíchají a vytvoří homogenní směs. Podle [5] se tento výměník používá pro vstřík vody do páry a ohřev napájecí vody.

### 3 Charakteristika mezichladiče

Chladič je tepelný výměník, ve kterém se teplo předává z látky chlazené do látky, která je chladičem ohřívána. Chladičem se zajišťuje odvod tepla (u motorů, které přeměnou energie produkují odpadní teplo). Chladič je většinou přídatné zařízení, kterým se odvádí nežádoucí teplo.

Mezichladič je technické zařízení, které se používá na výměnu tepla v přeplňovaných motorech s turbokompresorem nebo turbodmychadlem. Úkol mezichladiče je chlazení stlačeného vzduchu, který vystupuje z dmychadla. To umožňuje přivést do válce více kyslíku, který umožňuje shoření vyšší dávky paliva. To má za následek zvýšení výkonu motoru, při zachování jeho zdvihového objemu. Nižší teplota způsobuje zlepšení tzv. plnicí účinnosti motoru, nižší teplotu cyklu a také riziko samovolného vznícení plynů je menší.

Mezichladiče se liší konstrukcí a rozměry, umístěním v automobilu a technologií výroby. V automobilech se mezichladič umísťuje tak, aby měl co největší přísun vzduchu. To znamená, že čím rychleji se vůz pohybuje, tím účinnější je mezichladič. Mezichladič se montuje nejčastěji mezi motor a chladič. U závodních vozů se pořadí může změnit a mezichladič je hned za předním nárazníkem, čímž dochází k maximálnímu ochlazení plnicího vzduchu a chladič je až za ním.

Vodní mezichladiče vzduchu WCAC (water charge air cooler) se používají nejčastěji a to z důvodu, že umožňují největší přestup tepla a mají nejvyšší účinnost. Je to dáno tím, že voda má vysokou chladicí účinnost, způsobenou její velkou měrnou tepelnou kapacitou  $4,187 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . To znamená, že potřebujeme  $4,187 \text{ kJ}$  tepelné energie pro zvýšení teploty  $1 \text{ kg}$  vody o  $1 \text{ K}$ . Tepelná kapacita  $1 \text{ kg}$  vzduchu je pro srovnání  $1,005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . Vodní mezichladič vzduchu je konstruován jako protiproudý výměník tepla. Dle schématu protiproudého výměníku Obr. 2.1 vidíme, že po celé délce výměníku je teplotní rozdíl mezi oběma proudy přibližně stejný. Díky tomu nedochází k tepelnému namáhání zařízení, jako je tomu u výměníku souproutého. U souproutého výměníku je na vstupu rozdíl teplot obou proudů největší, to znamená, že nejvíce tepelně namáhán je právě počátek výměníku, jak uvádí literatura [8] a jak je vidět na Obr. 2.1.

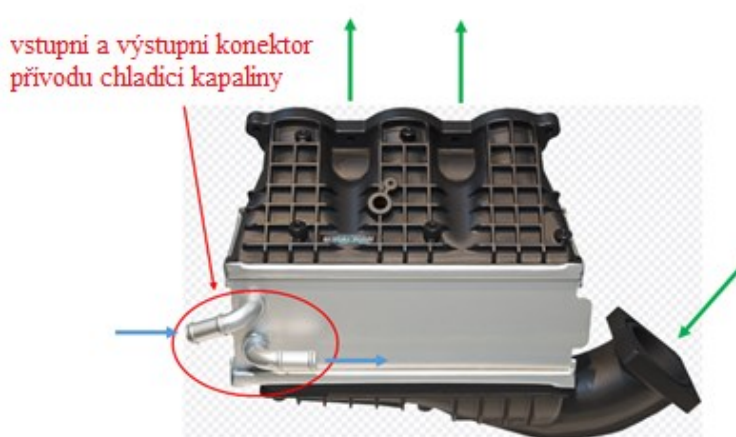
## Vstupní a výstupní konektor mezichladiče

Tato diplomová práce se konkrétně zabývá řešením proudění ve vstupním konektoru přívodu chladicí kapaliny a následnou tvarovou optimalizací konektoru za účelem snížení tlakové ztráty.

Pro výpočty byla použita zjednodušená geometrie konektoru přívodu chladicí kapaliny, kterou poskytl a specifikoval včetně výpočtové sítě zadavatel diplomové práce. Nebylo možno použít reálnou geometrii, kterou používá zadavatel, protože se jedná o „know-how“ firmy Hanon Systems Autopal s.r.o. Geometrie reálných konektorů přívodu chladicí kapaliny používaných v automobilovém průmyslu jsou odlišné a jejich konstrukce mohou být různé. Základní charakteristické rozměry jsou ovšem podobné.

Na Obr. 3.1 je zobrazen vodní chladič vzduchu a je zde vyznačen vstupní a výstupní konektor přívodu chladicí kapaliny. Modře je znázornění proudění chladicího média (vodního glykolu) a zeleně je znázorněno proudění vzduchu.

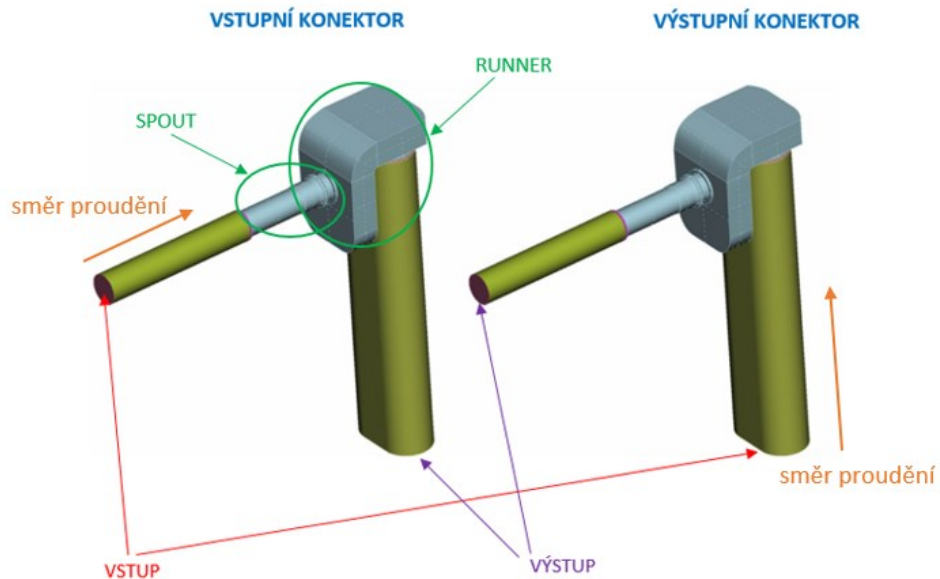
Vstupní a výstupní konektor přívodu chladicí kapaliny spojují zdroj tlakové energie s chladicími pláty a tedy zajišťují přívod a vývod chladicí kapaliny do chladicích plátů a z chladicích plátů. Konektory přívodu chladicí kapaliny mají dvě části, kterým se říká „spout“ a „runner“. Na Obr. 3.2 jsou také vyznačeny okrajové podmínky pro vstupní a výstupní konektor přívodu chladicí kapaliny, které budou použity v praktické části diplomové práce.



Obr. 3.1 - Vodní chladič vzduchu

zdroj: <http://zkraceno.cz/nwn4s>





Obr. 3.2 - Vstupní a výstupní konektor

## 4 Teorie numerického modelování

Při proudění kapalin mohou nastat dva případy, a to laminární proudění a turbulentní proudění. Proudění může být také stlačitelné a nestlačitelné a můžeme řešit přenos tepla, chemické reakce, atd. Tyto problémy týkající se proudění popisujeme rovnicemi, kterými je definován matematický model. Jsou to rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice a rovnice energie a další.

### 4.1 Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity vyjadřuje zákon zachování hmotnosti a je shodná pro skutečnou i ideální kapalinu. Rovnice kontinuity vyjadřuje vztah mezi průřezem „ $S$ “ a rychlostí „ $v$ “ v daném místě uzavřené trubice, předpokládáme-li ustálené proudění ideální nestlačitelné kapaliny [1].

Rovnice kontinuity je vyjádřena vztahem:

$$Q_v = S \cdot v = konst. [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (4.1)$$

Kde  $Q_v$ ...objemový průtok [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]

$S$ ...obsah plochy průřezu v daném místě trubice [ $m^2$ ]

$v$ ...rychlost proudění v daném místě [ $m \cdot s^{-1}$ ]

Rovnice kontinuity zapsaná v diferenciálním vektorovém tvaru [1]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.2)$$

Kde  $\vec{u}$ ...vektor střední rychlosti [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

## 4.2 Navier-Stokesovy rovnice

Navier-Stokesovy rovnice popisují rovnováhu sil při proudění skutečné tekutiny. V této rovnici je setrvačná síla rovná součtu hmotnostní (objemové) a plošné (tlakové a třecí) síly. Tuto rovnováhu můžeme vyjádřit vztahem [9]:

$$\vec{F}_S = \vec{F}_O + \vec{F}_p \quad (4.3)$$

V pravoúhlém souřadném systému dostaneme Navier-Stokesovu rovnici vyjádřenou ve vektorovém zápise pro obecnou stlačitelnou tekutinu [9].

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \rho \vec{a} + \nabla \cdot (\tau) + S_m \quad (4.4)$$

Kde  $\vec{u} \vec{u}$ ...tzv. dyadický součin vektorů

Tuto rovnice můžeme rozepsat do tří směrů souřadnic x, y, z pro případ nestlačitelného proudění.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \\ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \\ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z \end{aligned} \quad (4.5)$$

### 4.3 Rovnice energie

Rovnice energie vznikne odvozením z Navier-Stokesovy rovnice. Můžeme ji zapsat v diferenciálním vektorovém tvaru [1]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{u}) + S_h \quad (4.6)$$

Kde  $E$ ...celková energie (součet vnitřní energie  $U$  a kinetické energie  $E_k$ ) [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]

$S_h$ ...člen zahrnující chemické reakce a další zdroje tepla

$T$ ...absolutní teplota [K]

$\lambda$ ...součinitel molekulové tepelné vodivosti [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]

$\bar{\tau}$ ...tenzor vazkých napětí [Pa]

Problematika rovnice energie je podrobněji popsána v literatuře [9]. Při výpočtu proudění na geometrii vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny nebyla rovnice energie aplikována. Bylo definováno izotermní proudění.

### 4.4 Turbulentní matematické modely

Software ANSYS Fluent nabízí k dispozici několik matematických modelů turbulence. K nejpoužívanějším matematickým modelům turbulence patří dvourovnicový  $k$ - $\varepsilon$  model. Transportní proměnná  $k$  označuje turbulentní kinetickou energii a druhá transportní proměnná  $\varepsilon$  představuje rychlost disipace. Existují tři hlavní modifikace tohoto modelu, které jsou  $k$ - $\varepsilon$  Standard,  $k$ - $\varepsilon$  RNG a  $k$ - $\varepsilon$  Realizable. Dalším používaným modelem turbulence je  $k$ - $\omega$  dvourovnicový model, kde  $\omega$  představuje specifickou disipaci energie (vířivost), což je míra rotace kapaliny v určitém bodě proudového pole [1].

#### Standard $k$ - $\varepsilon$ model

Tento model turbulence je vhodný pro výpočet plně vyvinutého turbulentního proudění, to znamená pro úlohy s vysokým Reynoldsovým číslem, řádově  $10^5$ . Není vhodný pro aplikaci u velkých zakřivených proudů, při zavírání oblasti a při odtržení proudu, kde je nízké Reynoldsovo číslo [1]. Tento model turbulence není také vhodný pro použití při velmi nízkých rychlostech, při řešení přestupu tepla. Zajišťuje nejrychlejší a nejstabilnější výpočet.

### **RNG $k$ - $\varepsilon$ model**

Matematický model turbulence  $k$ - $\varepsilon$  RNG je odvozen z modelu turbulence  $k$ - $\varepsilon$  Standard. Využívá metody renormalizace skupin, jak napovídá jeho název (Re-Normalisation Group Method). Tento model turbulence přináší lepší výsledky pro širší rozsah typů proudění, než model  $k$ - $\varepsilon$  Standard. Je vhodný pro nižší Reynoldsova čísla při existenci zavíření a sekundárního proudění

### **Realizable $k$ - $\varepsilon$ model**

Tento model turbulence dokáže odstranit problémy, které se vyskytují u předchozích dvou modelů turbulence a tím zrealizovat dříve problematické výpočty [1].

### **Standard $k$ - $\omega$ model**

Tento dvourovnicový model turbulence je vhodný především pro nízká Reynoldsova čísla, stlačitelnost a smykové proudění a pro přestup tepla. Poměrně přesně řeší proudění v blízkosti stěny, ale při řešení proudění ve větší vzdálenosti od stěny nepodává tak zcela přesně výsledky. V tomto je hlavní rozdíl mezi modelem turbulence  $k$ - $\omega$  Standard a  $k$ - $\varepsilon$  Standard.

### **SST $k$ - $\omega$ model**

Je to dvourovnicový model, který je přesný pro řešení proudění v blízkosti stěny. Při výpočtech proudění v blízkosti stěny spojuje vlastnosti  $k$ - $\omega$  a  $k$ - $\varepsilon$  modelů tak, že využívá výhod modelu  $k$ - $\omega$  a při proudění ve větší vzdálenosti naopak využívá výhod modelu  $k$ - $\varepsilon$ .

## **5 Teorie optimalizace s využitím gradientové metody**

Důležitou součástí procesu výroby je optimalizace konstrukce s využitím matematického modelování proudění. Díky optimalizaci není nutné vytvářet fyzické modely pro praktické zkoumání, což vede k ušetření financí i času. Prvním krokem optimalizace je vytvoření a definice 3D modelu. Následuje simulace, díky které získáme potřebná data.

Nejnámější metodou optimalizace je gradientová metoda, která pracuje s velkým množstvím konstrukčních proměnných. Gradientová metoda používá k řešení výpočetní schémata jako je schéma konečných diferencí a adjungovaná metoda. Adjungovaná metoda je časově výhodnější, protože provádí výpočet pouze jedenkrát a je nezávislá na konstrukčních proměnných. Adjungovaná metoda umožňuje dva přístupy řešení úloh - kontinuální a diskrétní. O těchto přístupech je pojednáno v následujících kapitolách.

## 5.1 Adjungovaný řešič v softwaru ANSYS Fluent

Adjungovaný řešič softwaru ANSYS Fluent je nástroj, který nám umožňuje získat informace o citlivosti fluidního systému, které je těžké získat jiným způsobem. Adjungovaný řešič rozšiřuje analýzu, která je ve standardním řešiči proudění. Při provádění simulace pomocí standardního řešiče proudění (ANSYS) musí uživatel doplnit všechny potřebné informace. Těmito informacemi je výpočtová síť, vlastnosti použitých materiálů, fyzikální modely a okrajové podmínky. Pokud dojde ke konvergenci výpočtu proudění, standardní řešič poskytne soubor dat, popisující proudění.

Pokud změníme některý údaj definující problém, tak se mohou změnit výsledky výpočtu. Literatura [7] uvádí, že míra změny závisí na tom, jak citlivé je proudění na konkrétní upravovaný parametr. Můžeme říci, že derivace výsledku řešení podle upraveného parametru určuje citlivost prvního řádu [7]. To znamená, že pro provedení citlivostní analýzy potřebujeme určit derivace. Výsledná matice derivací výstupních dat s ohledem na vstupní data může být velmi velká. Ovšem bude zapotřebí jen některá derivovaná data. Pomocí jednoho výpočtu dokáže adjungovaný řešič vypočítat derivace jedné úlohy vzhledem k vysokému počtu vstupních parametrů současně [7].

Adjungovaný řešič provádí výpočet, který je velmi podobný standardnímu výpočtu. Jediný rozdíl je, že před zahájením výpočtu je zvoleno pozorování skalární hodnoty.

### Postup adjungovaného výpočtu podle literatury [7]

- Určí se způsob řešení
- Monitorují se reziduály
- Proveďte se inicializace
- Po několika iteracích dojde ke konvergenci

Dojde-li ke konvergenci adjungovaného řešení, dostaneme derivace sledované veličiny vzhledem k pozici každého jednotlivého bodu, který se nachází na povrchu geometrie. Tím můžeme určit citlivost sledované veličiny pro určité nastavení okrajové podmínky. Po vypočtení adjungované úlohy může být použita jako vzor ke konstrukční úpravě.

Existují dva přístupy, které lze použít při použití adjungovaného řešiče, a to diskrétní a kontinuální adjungovaný řešič.

## **Kontinuální adjungovaný řešič**

Kontinuální adjungovaný řešič se spoléhá na tvar parciálních diferenciálních rovnic, kterými se řídí proudění. Tento přístup je založen na použití Navier-Stokesových rovnic. Výhodou tohoto řešiče je, že je téměř oddělen od původního řešiče proudění.

## **Diskrétní adjungovaný řešič**

Diskrétní adjungovaný řešič je založen na diskretizovaném tvaru rovnic, které jsou v řešiči použity. Tento přístup není tak oddělen od původního řešiče proudění. Použitím diskrétního adjungovaného řešiče získáme informace pro různé problémy včetně problému se stěnovými funkcemi. Kvůli těmto výhodám je diskrétní adjungovaný řešič obsažen v softwaru ANSYS Fluent.

## **Stabilizace adjungovaného řešiče**

Použití Adjoint Solveru může být nestabilní zejména v situacích, kdy se vyskytuje např. zavíření případně jiné nestability v proudovém poli. Stabilita Adjoint Solveru může být problematická při vysokých Reynoldsových číslech. Zejména pokud řešíme aplikace s velkým počtem buněk a složitou geometrií. Pro překonání těchto problémů jsou ve Fluentu k dispozici dvě stabilizační schémata. Stabilizační schémata se používají pouze tehdy, je-li standardní schéma nestabilní.

Stabilizační schémata jsou dvě, a to prostorové schéma (Spatial Scheme) a modální schéma (Modal Scheme). Prostorové schéma rozpozná části oblasti, kde se vyskytuje nestabilní růst a uplatní stabilnější postup řešení v těchto oblastech. Modální schéma rozpoznává konkrétní detaily nestabilního růstu tvaru nebo modu. Podle literatury [7] je modální schéma méně náročné na paměť, než prostorové schéma pro typické problémy. V každém případě se může objevit různý počet nestabilních objektů. Nestabilní objekty mohou vzniknout kdykoliv v průběhu adjungovaného výpočtu.

## 6 Aplikace matematického modelování na reálnou geometrii

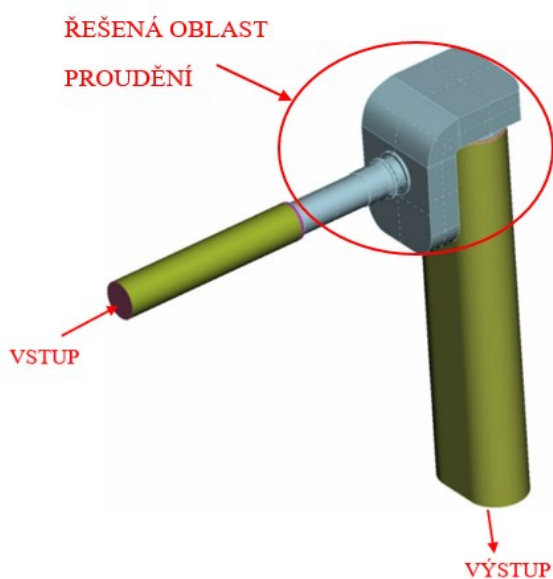
Diplomová práce je zaměřena na matematické modelování proudění vstupním a výstupním konektorem přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče stlačeného vzduchu. V následujících kapitolách budou provedeny výpočty základního proudového pole a následně optimalizace tvaru s ohledem na snížení tlakové ztráty pro vstupní konektor.

### Charakteristika definovaného matematického modelu

- 3D model geometrie
- Nestlačitelné proudění  $\rho = \text{konst.}$
- Turbulentní proudění
- Proudění bez přestupu tepla  $T = \text{konst.}$
- Proudění jednoho média (jednofázové proudění)

### 6.1 Řešení základního proudového pole

V první fázi jsem provedla výpočet základního proudění. Dále bylo úkolem aplikovat Adjoint Solver na geometrii vstupního konektoru do mezichladiče (Obr. 6.1) pro Dieselový motor a provést optimalizaci z hlediska minimálního tlakového spádu  $\Delta p$ . Chladicím médiem byl vodní glykol v poměru 60/40 (60 % voda, 40 % glycol). Pro výpočet byl použit software ANSYS Fluent 18.2. Okrajové podmínky včetně výpočetní sítě definoval zadavatel diplomové práce.



Obr. 6.1 - Geometrie - vstupní konektor

## Okrajové podmínky

*Vstup (typ vstupní okrajové podmínky - mass flow inlet):*

- Hmotnostní průtok=0,264166 kg·s<sup>-1</sup>
- Intenzita turbulence=5 %
- Hydraulický průměr=0,01461 m

Intenzita turbulence byla vypočítána podle vztahu:

$$I_T = 0,16 \cdot Re^{-\frac{1}{8}} \cdot 100 [\%] \quad (6.1)$$

## Výpočet Reynoldsova čísla

Hmotnostní průtok je definován vztahem

$$Q = S \cdot v \cdot \rho \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.2)$$

Kde  $S$ ...obsah plochy vstupu [m<sup>2</sup>]

$\rho$ ...hustota [kg·m<sup>-3</sup>]

$$v = \frac{Q}{S \cdot \rho} = \frac{0,264166}{0,00016769 \cdot 1045} = 1,507 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.3)$$

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} = \frac{1,507 \cdot 0,01461}{1,82 \cdot 10^{-6}} = \mathbf{12089,12} \quad (6.4)$$

Kde  $\nu$ ...kinematická viskozita [m<sup>2</sup>·s<sup>-1</sup>]

$d_h$ ...hydraulický průměr [m<sup>2</sup>]

$v$ ...rychlost kapaliny [m·s<sup>-1</sup>]

Reynoldsovo číslo definuje režim proudění jako turbulentní.

*Výstup (typ výstupní okrajové podmínky - pressure outlet):*

- $p=0$  Pa
- Intenzita turbulence=5 %
- Hydraulický průměr=0,02922 m



## Matematický model

Testovala jsem několik matematických modelů turbulence

- $k-\varepsilon$  Standard, Standard Wall Function
- $k-\varepsilon$  Standard, Enhanced Wall Function
- $k-\varepsilon$  RNG, Enhanced Wall Function
- $k-\varepsilon$  RNG, Enhanced Wall Function, nastavení přesnosti (continuity)= $1e^{-8}$
- $k-\varepsilon$  Realizable, Enhanced Wall Function
- $k-\varepsilon$  Realizable, Enhanced Wall Function, nastavení přesnosti (continuity)= $1e^{-8}$
- $k-\omega$  SST

## Fyzikální vlastnosti (pro teplotu 35 °C)

Hustota  $\rho=1045 \text{ kg m}^{-3}$

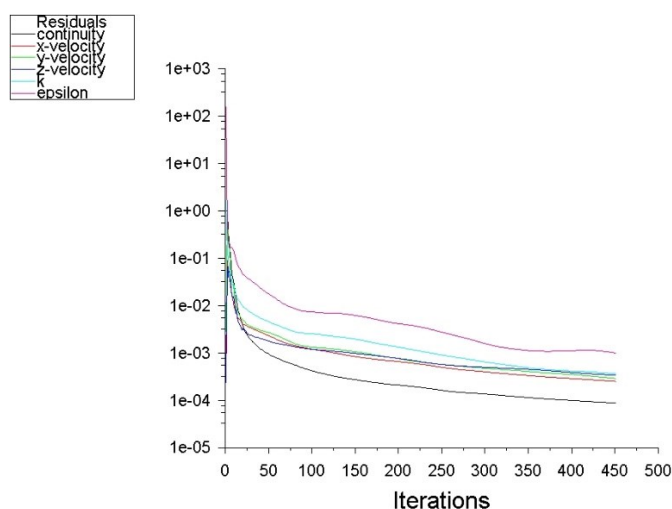
Dynamická viskozita  $\eta=0,0019 \text{ Pa s}$

Výpočetní síť měla 4206535 elementů.

## Vyhodnocení základního proudového pole

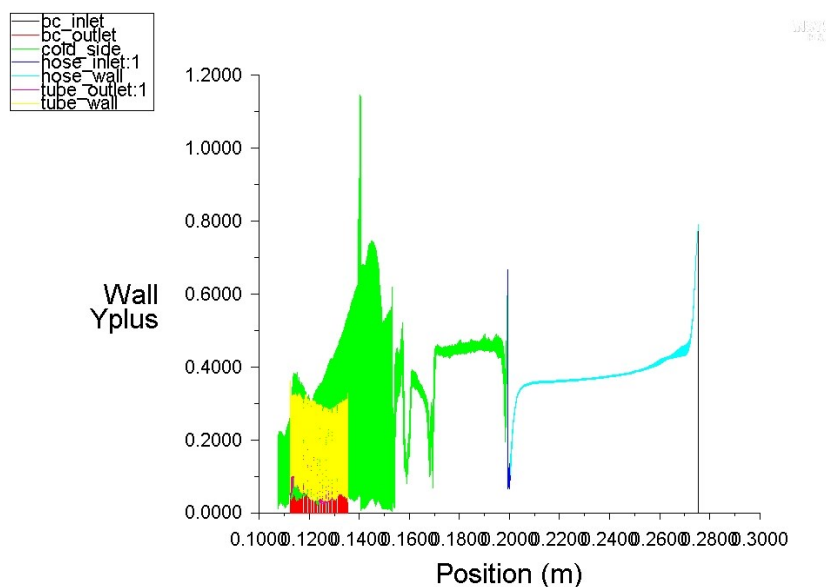
Vyhodnocení je provedeno pro matematický model  $k-\varepsilon$  RNG se stěnovou funkcí Enhanced Wall Treatment. Pro ostatní matematické modely budou vyhodnoceny pouze výsledné tlakové spády.

Na Obr. 6.2 je zobrazen průběh reziduálů základního proudového pole pro matematický model turbulence  $k-\varepsilon$  RNG se stěnovou funkcí Enhanced Wall Treatment.



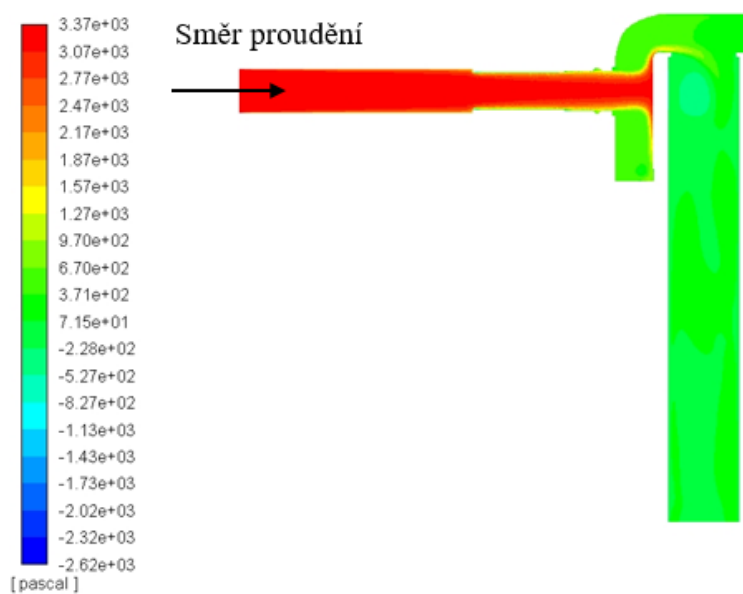
Obr. 6.2 - Průběh reziduálů ( $k-\varepsilon$  RNG se stěnovou funkcí Enhanced Wall Treatment)

Na Obr. 6.3 je vyhodnocen průběh parametru  $y^+$ . Parametr  $y^+$  určuje, zda je zvolen správný přístup použití stěnové funkce. Podle Obr. 6.3 vidíme, že hodnota  $y^+$  se pohybuje kolem 1. To znamená, že stěnová funkce Enhanced Wall Treatment je vhodně zvolená.



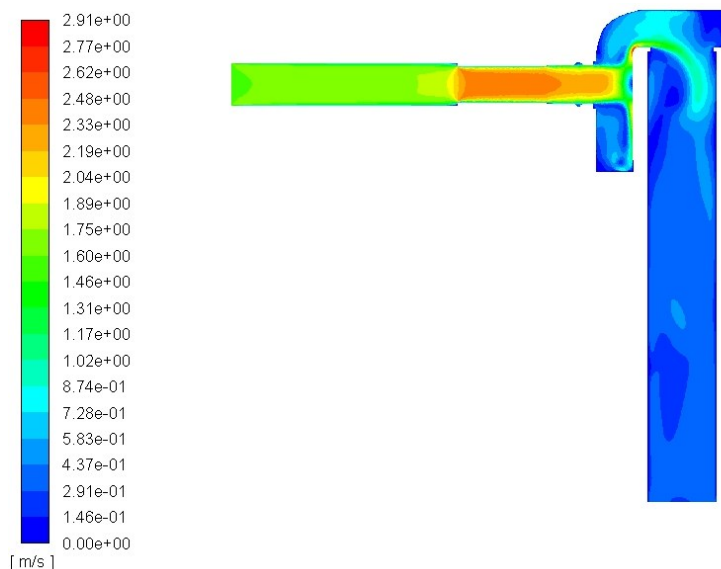
Obr. 6.3 – Vyhodnocení průběhu parametru  $y^+$

Na Obr. 6.4 jsou znázorněny kontury totálního tlaku v podélném řezu výpočtovou oblastí. Byl vyhodnocován totální tlak, protože vstup a výstup mají odlišné průřezy a dynamická složka je jiná (jiné rychlosti v průřezech). Totální tlak je definován jako součet tlaku dynamického a statického.



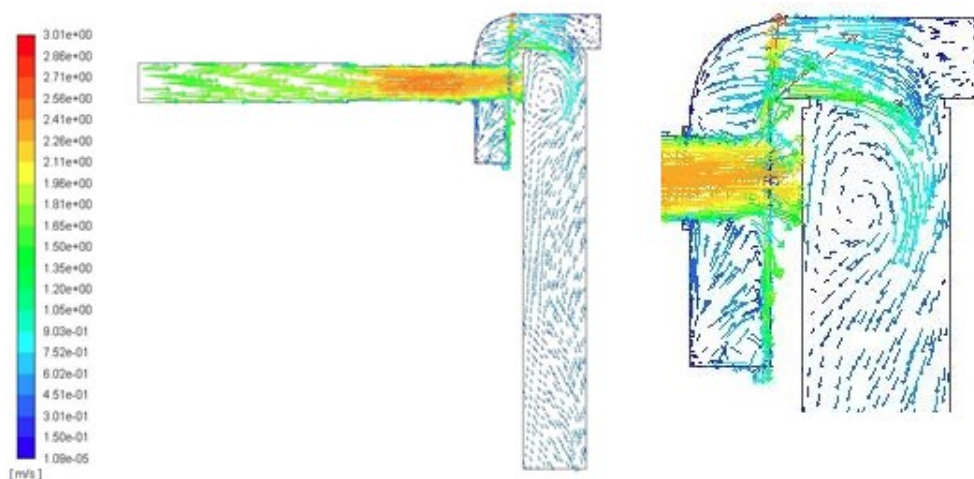
Obr. 6.4 - Kontury totálního tlaku v podélném řezu [Pa]

Na Obr. 6.5 jsou zobrazeny kontury velikosti rychlostí v podélném řezu výpočtovou oblastí.



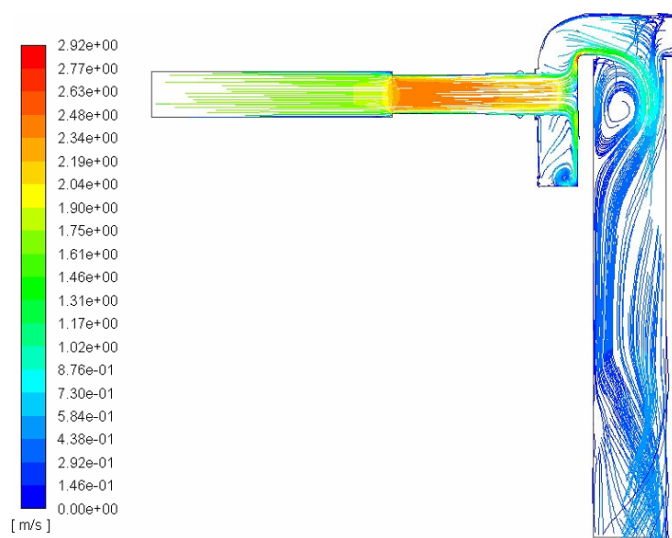
Obr. 6.5 - Kontury velikosti rychlostí v podélném řezu [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

Dále na Obr. 6.6 jsou zobrazeny vektory rychlostí v podélném řezu výpočtovou oblastí včetně detailu, ze kterého je patrné zavíření vznikající v důsledku odtržení proudu.



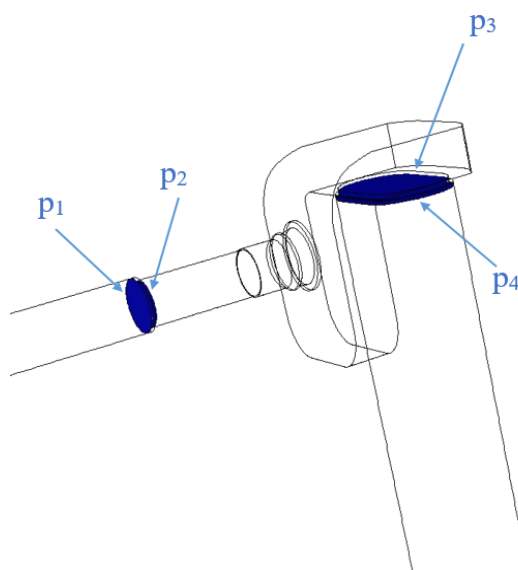
Obr. 6.6 - Vektory rychlostí v podélném řezu [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

Na Obr. 6.7 jsou zobrazeny pathlines, což jsou trajektorie obarvené velikostí rychlosti, ze kterých je patrný stejný závěr jako v předchozím případě.



Obr. 6.7 - Vyhodnocení trajektorií obarvených velikostmi rychlosti [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

Pro každou variantu matematického modelu turbulence byly vyhodnoceny střední hodnoty tlaku (pomocí plošného integrálu)  $p_1, p_2, p_3, p_4$  v příčných řezech dle Obr. 6.8, tlak na vstupu ( $p_{INLET}$ ) a tlak na výstupu ( $p_{OUTLET}$ ). Z těchto tlaků bylo poté možné vyhodnotit jednotlivé tlakové spády ( $\Delta p$ ).



Obr. 6.8 - Příčné řezy  $p_1, p_2, p_3, p_4$

Vyhodnocované tlakové spády

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2$$

$$\Delta p_2 = p_2 - p_3$$

$$\Delta p_3 = p_3 - p_4$$

$$\Delta p_{TOT} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$$

$$\Delta p_{IN,OUT} = p_{INLET} - p_{OUTLET}$$

Vyhodnotila jsem tlaky v příčných řezech podle Obr. 6.8 ( $p_1, p_2, p_3, p_4, p_{INLET}, p_{OUTLET}$ ). Tyto tlaky jsou vyhodnoceny v Tab. 6.1.

Tab. 6.1 - Tlaky v příčných řezech – vstupní konektor

	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$p_3$ [Pa]	$p_4$ [Pa]	$p_{INLET}$ [Pa]	$p_{OUTLET}$ [Pa]
<i>k-ε</i> Standard, Standard Wall Fct	3253,4	3079,8	221,8	197,6	3853,8	129,2
<i>k-ε</i> Standard, Enhanced Wall Treatment	2849,3	2590,1	212,1	151,9	3247,2	67,4
<i>k-ε</i> RNG, Enhanced Wall Treatment	2859,4	2597,1	283,8	121,2	3256,9	70,3
<i>k-ε</i> RNG, Enhanced Wall Treatment, 1e-8	3036,4	2774,5	332,6	165,3	3434	57,5
<i>k-ε</i> Realizable, Enhanced Wall Treatment	3754,5	3495,2	475,6	336,4	4156,3	137,8
<i>k-ε</i> Realizable, Enhanced Wall Treatment, 1e-8	2976,5	2716,8	243,3	119,8	3377,1	57,9
<i>k-ω</i> SST	2795	2567,5	342,9	114,5	3180	58,3

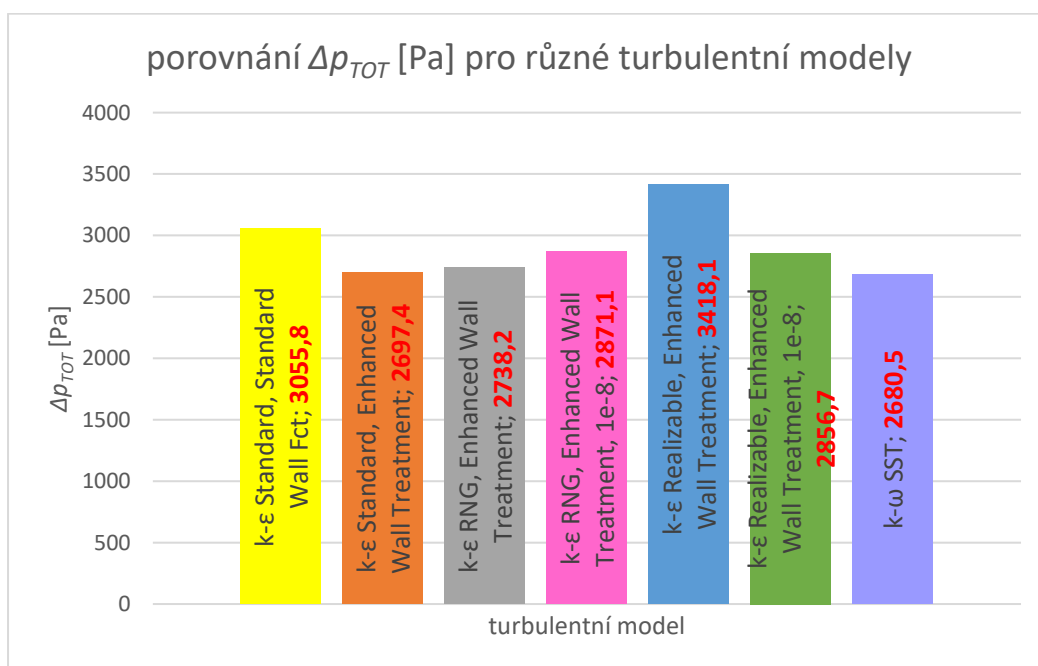
Z těchto tlaků jsem následně vyhodnotila dílčí tlakové spády ( $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3, \Delta p_{TOT}$  a  $\Delta p_{IN,OUT}$ )

V Tab. 6.2 jsou vyhodnoceny dílčí tlakové spády ( $\Delta p$ ).

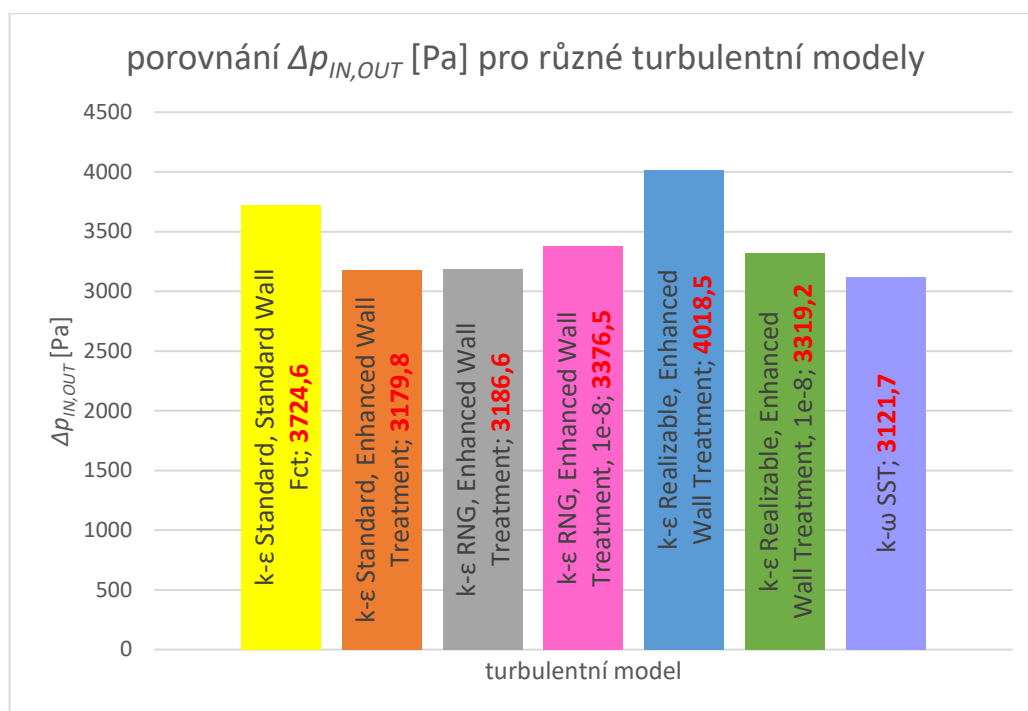
Tab. 6.2 - Tlakové spády – vstupní konektor

	$\Delta p_1$ [Pa]	$\Delta p_2$ [Pa]	$\Delta p_3$ [Pa]	$\Delta p_{TOT}$ [Pa]	$\Delta p_{IN,OUT}$ [Pa]
vztah	$p_1-p_2$	$p_2-p_3$	$p_3-p_4$	$\Sigma \Delta p_i$	$p_{INLET} - p_{OUTLET}$
<i>k-ε</i> Standard, Standard Wall Fct	173,6	2858	24,2	3055,8	3724,6
<i>k-ε</i> Standard, Enhanced Wall Treatment	259,2	2378	60,2	2697,4	3179,8
<i>k-ε</i> RNG, Enhanced Wall Treatment	262,3	2313,3	162,6	2738,2	3186,6
<i>k-ε</i> RNG, Enhanced Wall Treatment, 1e-8	261,9	2441,9	167,3	2871,1	3376,5
<i>k-ε</i> Realizable, Enhanced Wall Treatment	259,3	3019,6	139,2	3418,1	4018,5
<i>k-ε</i> Realizable, Enhanced Wall Treatment, 1e-8	259,7	2473,5	123,5	2856,7	3319,2
<i>k-ω</i> SST	227,5	2224,6	228,4	2680,5	3121,7

Dále byly vyhodnoceny grafy pro  $\Delta p_{TOT}$  a  $\Delta p_{IN,OUT}$  (viz. Obr. 6.9 a Obr. 6.10), kde jsou porovnány výsledné tlakové spády pro různé matematické modely turbulence z Tab. 6.2.



Obr. 6.9 - Porovnání  $\Delta p_{TOT}$  pro různé turbulentní modely [Pa]



Obr. 6.10 - Porovnání  $\Delta p_{IN,OUT}$  pro různé turbulentní modely [Pa]

Analogicky jsem postupovala při výpočtu základního proudového pole pro výstupní konektor přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče. Testovala jsem matematické modely turbulence  $k-\varepsilon$  Standard,  $k-\varepsilon$  RNG a  $k-\varepsilon$  Realizable. Pro všechny tyto modely turbulence byla použita stěnová funkce Enhanced Wall Treatment. V Tab. 6.3 jsou vyhodnoceny tlaky v příčných řezech výpočtovou oblastí ( $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $p_4$ ,  $p_{INLET}$ ,  $p_{OUTLET}$ ).

Tab. 6.3 - Tlaky v příčných řezech – výstupní konektor

	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$p_3$ [Pa]	$p_4$ [Pa]	$p_{INLET}$ [Pa]	$p_{OUTLET}$ [Pa]
$k-\varepsilon$ Standard, Enhanced Wall Treatment	3866,1	3852,6	1883	1688,3	3882,04	1444,8
$k-\varepsilon$ RNG, Enhanced Wall Treatment	3786,1	3772,5	1907	1692,1	3801,6	1449,6
$k-\varepsilon$ Realizable, Enhanced Wall Treatment	4389,4	4375,1	2209,2	1940,1	4405,7	1387,03

Následně v Tab. 6.4 jsou vyhodnoceny dílčí tlakové spády ( $\Delta p$ ).

Tab. 6.4 - Tlakové spády – výstupní konektor

	$\Delta p_1$ [Pa]	$\Delta p_2$ [Pa]	$\Delta p_3$ [Pa]	$\Delta p_{TOT}$ [Pa]	$\Delta p_{IN,OUT}$ [Pa]
vztah	$p_1-p_2$	$p_2-p_3$	$p_3-p_4$	$\Sigma \Delta p_i$	$p_{INLET} - p_{OUTLET}$
<i>k-ε</i> Standard, Enhanced Wall Treatment	13,5	1969,6	194,7	2177,8	2437,24
<i>k-ε</i> RNG, Enhanced Wall Treatment	13,6	1865,5	214,9	2094	2352
<i>k-ε</i> Realizable, Enhanced Wall Treatment	14,3	2165,9	269,1	2449,3	3018,67

## 6.2 Aplikace Adjoint Solveru na reálnou geometrii

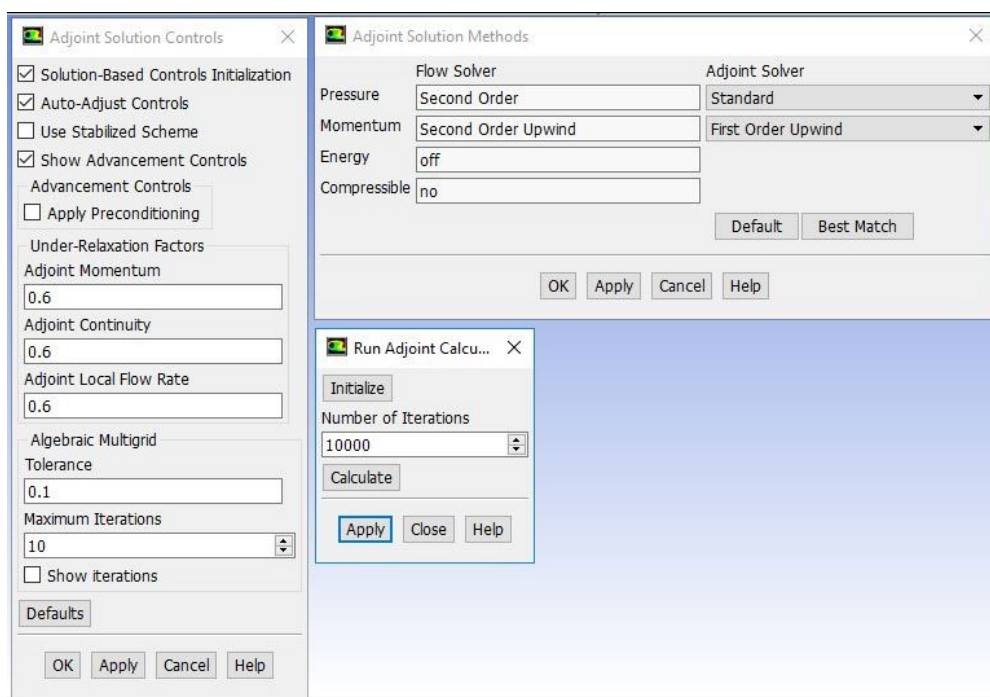
Samotné aplikaci Adjoint Solveru na geometrii vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče předchází testovací úloha na jednoduché 3D oblasti. Na této úloze jsem definovala metodiku aplikace Adjoint Solveru. Postup včetně výsledku je popsán v příloze A.

Pro aplikaci Adjoint Solveru byl použit software ANSYS Fluent 18.2, stejně jako pro výpočet základního proudového pole. Tvarová optimalizace byla prováděna pro variantu matematického modelu turbulence *k-ε* RNG se stěnovou funkcí Enhanced Wall Treatment na geometrii vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče.



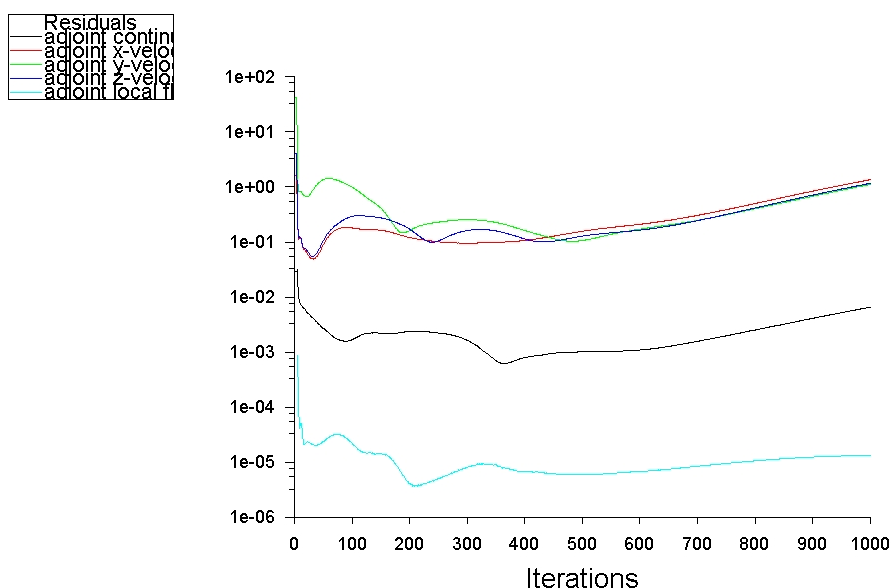
## Výpočet bez použití stabilizačních schémat

Jako první byl testován výpočet adjungovaných proměnných bez použití stabilizačních schémat s výchozím nastavením Adjoint Solveru, které je patrné z Obr. 6.11.



Obr. 6.11 - Nastavení Adjoint Solveru

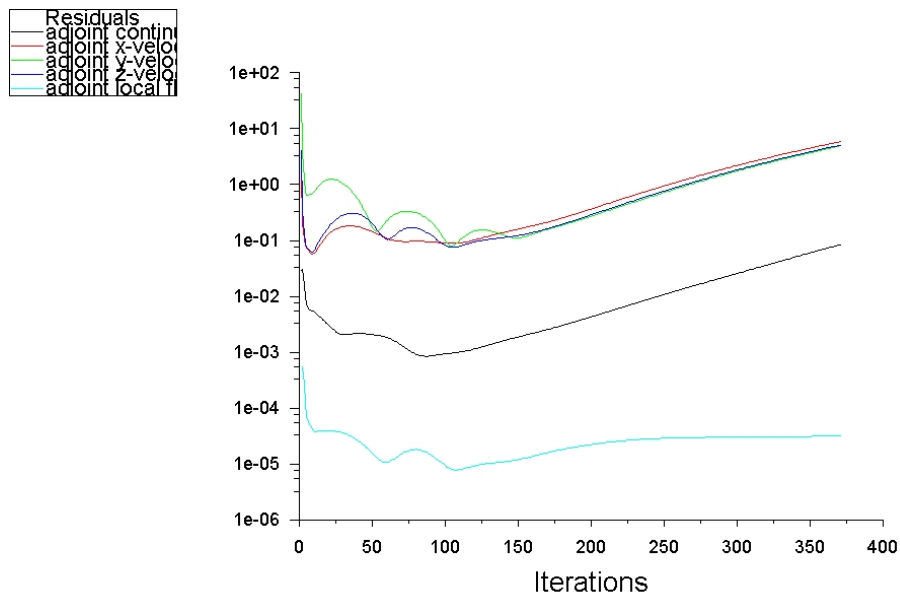
Jak je vidět podle reziduálů, toto nastavení parametrů Adjoint Solveru nevedlo ke konvergentnímu řešení. Divergentní charakter reziduálů je patrný z Obr. 6.12.



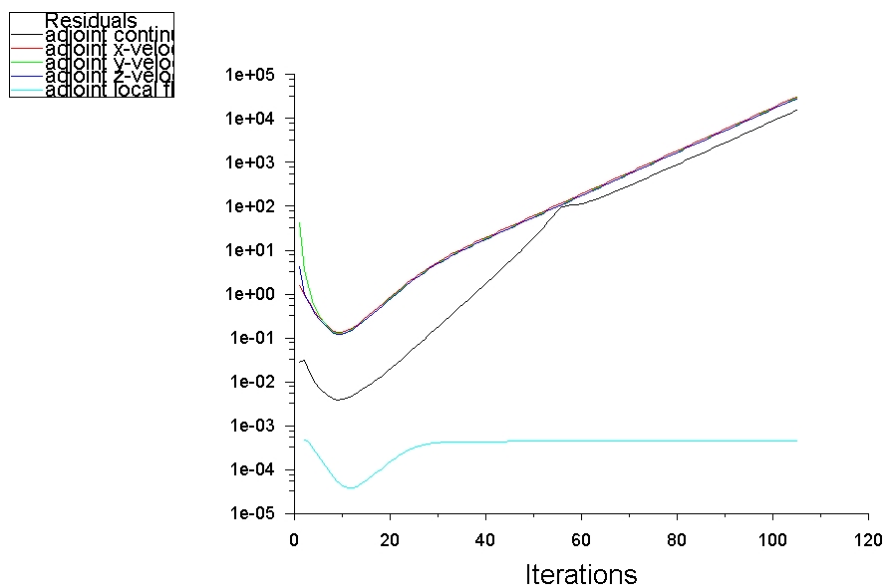
Obr. 6.12 - Reziduály, bez schémat, výchozí nastavení

## Výpočet s použitím stabilizačních schémat

Jako další byl testován výpočet s použitím stabilizačních schémat Modal Scheme a Spatial Scheme. Jak je patrné z Obr. 6.13 a Obr. 6.14 ani jedno stabilizační schéma nevedlo ke konvergentnímu řešení a výsledkem je divergentní charakter reziduálů.



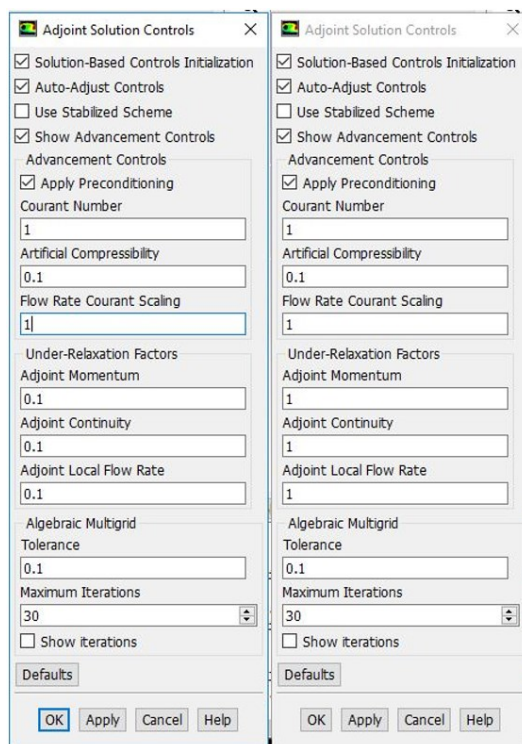
Obr. 6.13 – Reziduály, Modal Scheme



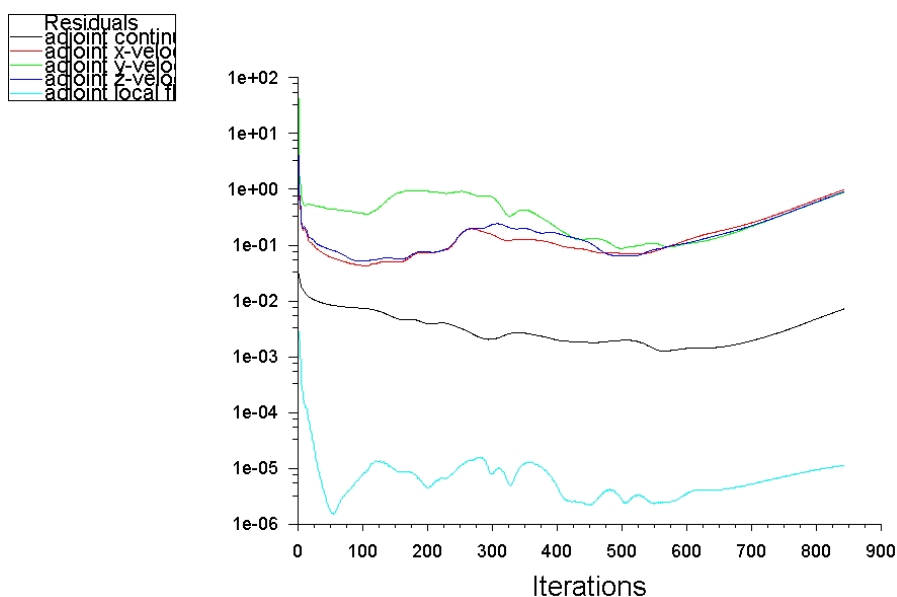
Obr. 6.14 – Reziduály, Spatial Scheme

## Bez použití stabilizačních schémat, upravené relaxační parametry

V další fázi byly upravovány relaxační parametry Adjoint Solveru. Výpočet jsem prováděla bez použití stabilizačních schémat. Byly testovány dvě varianty nastavení relaxačních parametrů a to 0,1 a 1 pro všechny veličiny. Nastavení parametrů je patrné z Obr. 6.15.



Obr. 6.15 - Nastavení parametrů pro relaxační parametry 0,1 a 1 bez stabilizačních schémat

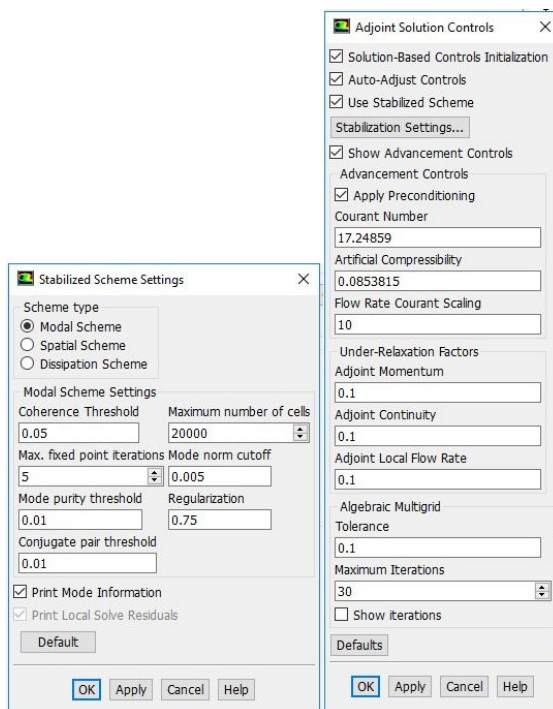


Obr. 6.16 - Bez schémat, relaxační parametry 1

Ani jedno nastavení nevedlo ke konvergentnímu řešení. Při nastavení relaxačních parametrů na hodnotu 1 i 0,1 byl patrný divergentní charakter reziduálů (viz Obr. 6.16).

### Použití stabilizačního schématu Modal a upravené relaxační parametry

Dále bylo použito stabilizační schéma Modal Scheme a byly upraveny relaxační parametry jak je vidět na Obr. 6.17.



Obr. 6.17 - Nastavení parametrů Adjoint Solveru, schéma Modal

Opět ani toto nastavení Adjoint Solveru nevedlo ke konvergentnímu řešení. Jak je popsáno v charakteristice Adjoint Solveru, je jeho použití nestabilní a to zejména v situacích, kdy se vyskytuje např. zavíření případně jiné nestability v proudovém poli. Tento závěr byl vysledován i v tomto případě, kdy ani použití stabilizačních schémat nevedlo ke konvergentnímu řešení. V případě jednoduchých úloh se konvergentního řešení Adjoint Solveru dosáhne jednoduše, jak je vidět na příkladu jednoduché 3D geometrie, (příloha A). Na této úloze jsem definovala metodiku aplikace Adjoint Solveru. Možností jak dospět ke konvergentnímu řešení je několik, např. přejít na časově závislé řešení, což ovšem Adjoint Solver neumožňuje [11]. K zamezení vzniku zavíření byla provedena úprava hodnoty dynamické viskozity proudícího média s cílem dosáhnout konvergentního řešení.

## 7 Aplikace Adjoint Solveru s úpravou dynamické viskozity

Dále byla testována aplikace Adjoint Solveru na geometrii vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny s upravenou hodnotou dynamické viskozity na hodnotu 1 Pa·s. Touto úpravou jsem docílila stabilního a konvergentního výpočtu adjungovaných proměnných.

Reynoldsovo číslo je dáno vztahem

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} [1] \quad (7.1)$$

Kde  $v$ ...rychlost kapaliny [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$d_h$ ...hydraulický průměr [ $\text{m}^2$ ]

$\nu$ ...kinematická viskozita [ $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ ]

Kinematická viskozita je dána vztahem

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.2)$$

Kde  $\eta$ ...dynamická viskozita [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]

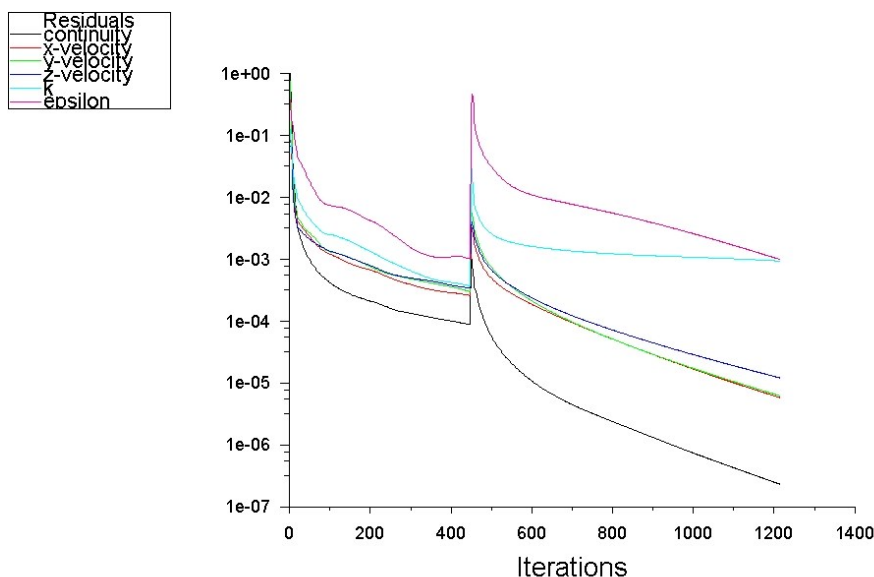
$\rho$ ...hustota [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]

Úpravou dynamické viskozity dostaneme Reynoldsovo číslo 22,99 a tím lze předpokládat rovnoměrnější charakter proudění. Tím byl následně zajištěn stabilní a konvergentní výpočet adjungovaných proměnných.

## 7.1 Aplikace Adjoint Solveru na celý model

V první fázi byl testován výpočet základního proudového pole a výpočet adjungovaných proměnných s upravenou hodnotou dynamické viskozity. Oblast deformace jsem vymezila na celé těleso vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče. Při výpočtu adjungovaných proměnných nebylo používáno žádné stabilizační schéma.

Nejprve bylo potřeba provést výpočet základního proudového pole s upravenou dynamickou viskozitou. Výsledné reziduály základního proudového pole jsou na Obr. 7.1.



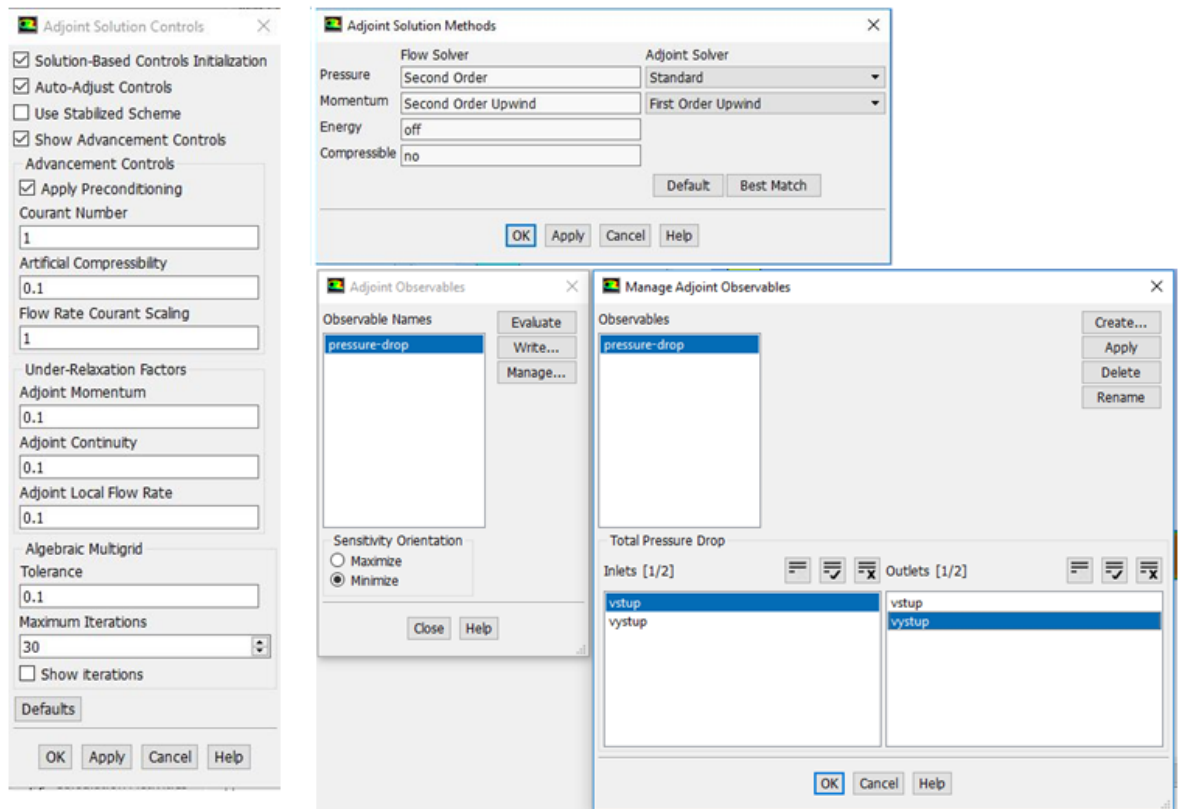
Obr. 7.1 - Reziduály, základní proudové pole

Dále jsem přistoupila k optimalizaci. Průběh výpočtu bude vysvětlen jen pro první optimalizaci. Další optimalizace jsem provedla analogickým způsobem.

### Metodika postupu optimalizace

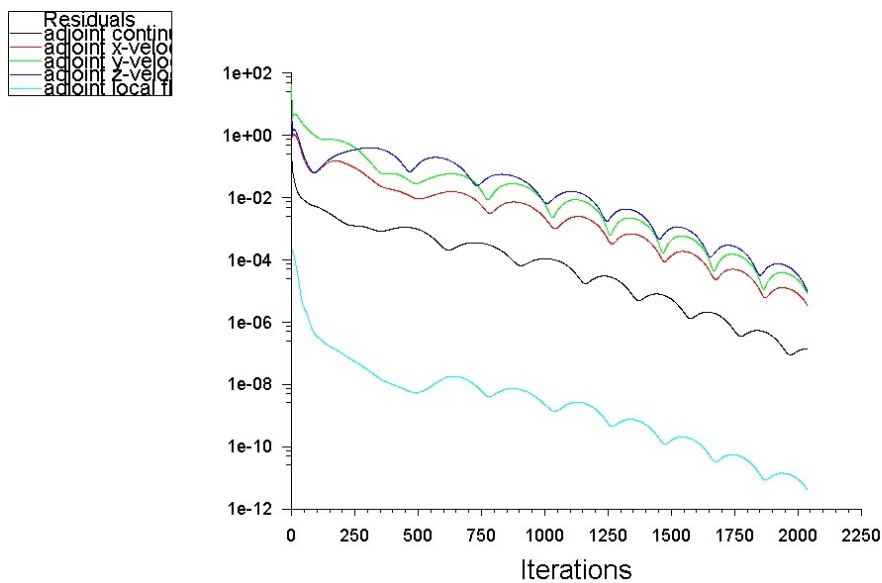
- Vyhodnocení tlakové ztráty z výpočtu ( $\Delta p_{IN,OUT}$ )
- Vyhodnocení citlivostní mapy
- Vyhodnocení předpokládané změny tlakového spádu ( $\Delta p_{PZ}$ )
- Provedení modifikace geometrie
- Zobrazení kontur optimálních posunutí geometrie
- Zobrazení výsledku úpravy geometrie
- Spuštění přepočtu základního proudového pole
- Spuštění přepočtu pro adjungované proměnné

Provedla jsem výpočet adjungovaných proměnných. Nastavení parametrů Adjoint Solveru, nastavení metody řešení Adjoint Solveru a nastavení proměnné je na Obr. 7.2.



Obr. 7.2 - Nastavení parametrů Adjoint Solveru, nastavení proměnné

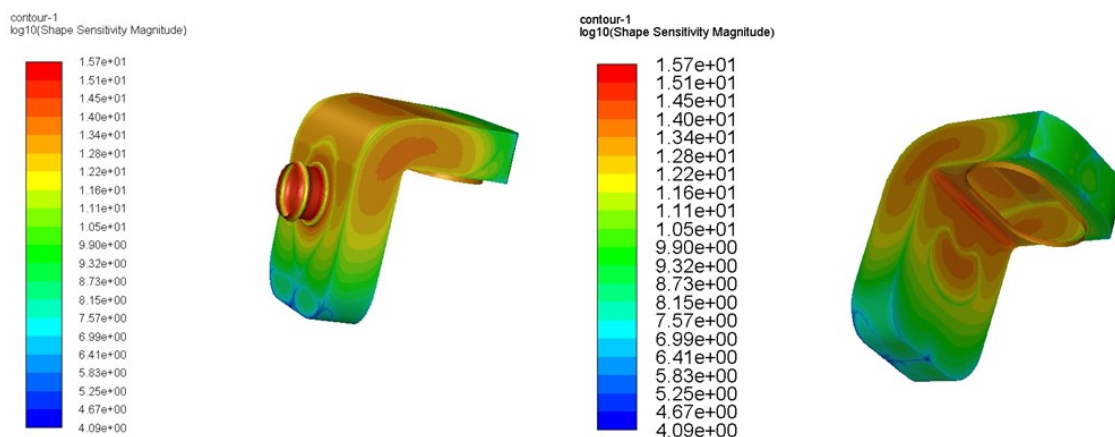
Průběh výpočtu adjungovaných proměnných byl stabilní a došlo ke konvergentnímu řešení. Zobrazení reziduálů adjungovaných proměnných je Obr. 7.3.



Obr. 7.3 - Reziduály adjungovaných proměnných

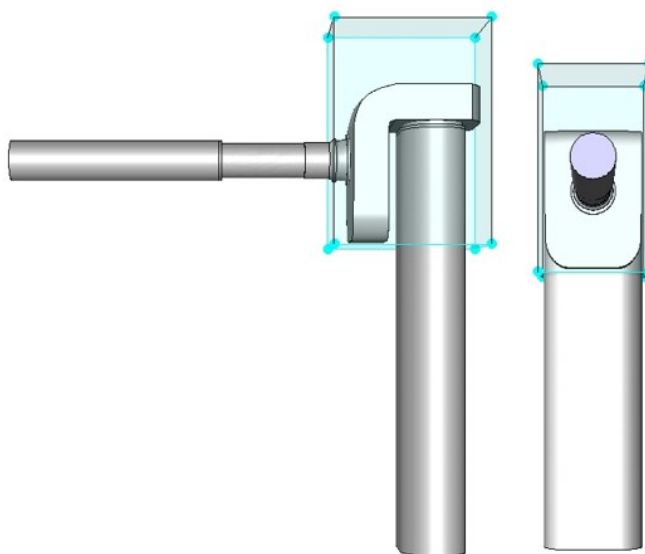
V další fázi jsem vyhodnotila tlakovou ztrátu mezi vstupem a výstupem  $\Delta p_{IN,OUT}$  pro variantu nemodifikované geometrie (řádek „základní proudění“ v Tab. 7.1), která byla **46719,45 Pa**.

Dále byla vyhodnocena citlivostní mapa, což je predikce před optimalizací geometrie. Zobrazuje místa, kde je tlaková ztráta citlivá na tvar geometrie. Jak je vidět z Obr. 7.4 místo, kde je tlaková ztráta nejvíce citlivá na tvar geometrie, je vstupní část tělesa konektoru (červená oblast).



Obr. 7.4 - Citlivostní mapa

Následně byla nastavena oblast povolené deformace. Rozměry oblasti povolené deformace byly definovány podle požadavků zadavatele diplomové práce. Na Obr. 7.5 je zobrazena oblast deformace.

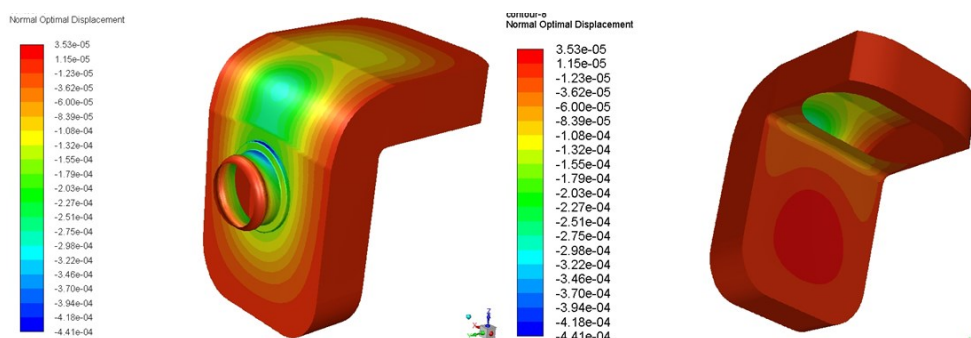


Obr. 7.5 - Oblast povolené deformace



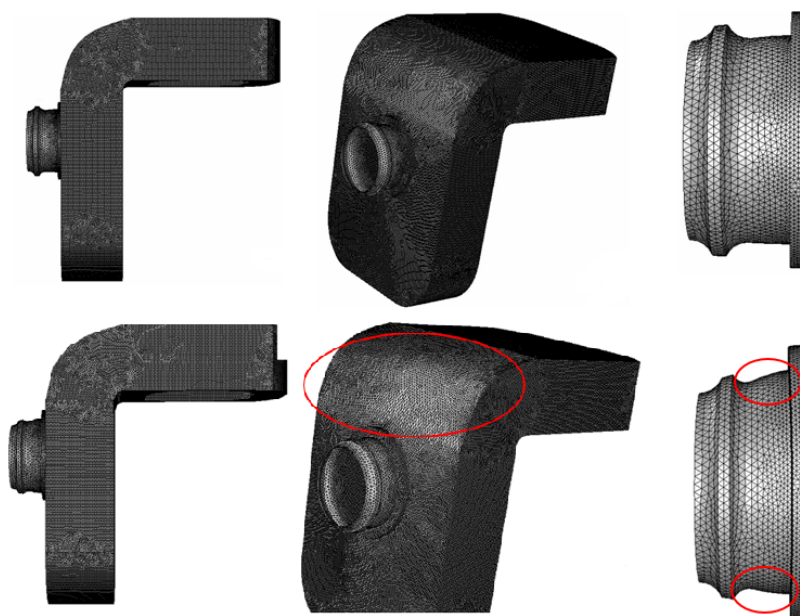
Hodnotu Scale Factor jsem nastavila na hodnotu 10. Scale Factor je násobek posunutí a určuje, jak moc se provede změna geometrie. Je možné nastavit i jinou hodnotu, ale pokud je hodnota příliš vysoká, může dojít k nestabilnímu výpočtu. Současně je možné vyhodnotit předpokládanou změnu tlakového spádu  $\Delta p_{PZ}$ , která byla **-618,25 Pa** (řádek „základní proudění“ v Tab. 7.1). Následně jsem provedla modifikaci geometrie.

Dále jsem vyhodnotila kontury optimálních posunutí geometrie, jak je vidět na Obr. 7.6. Kladné hodnoty kontur optimálních posunutí geometrie naznačují, že povrch geometrie se bude posouvat směrem do oblasti toku, zatímco záporné hodnoty se budou posouvat z oblasti toku.



Obr. 7.6 - Kontury optimálních posunutí geometrie

Výsledek první deformace výpočetní oblasti a porovnání se stavem před deformací je zobrazen na Obr. 7.7. Je vidět, že vstupní část konektoru má tendenci se rozšiřovat, jak bylo patrné z kontur optimálních posunutí geometrie. Rovněž na horní ploše tělesa konektoru dochází k mírnému zaoblení.



Obr. 7.7 - Výsledek deformace: před deformací (nahore), po optimalizaci (dole)

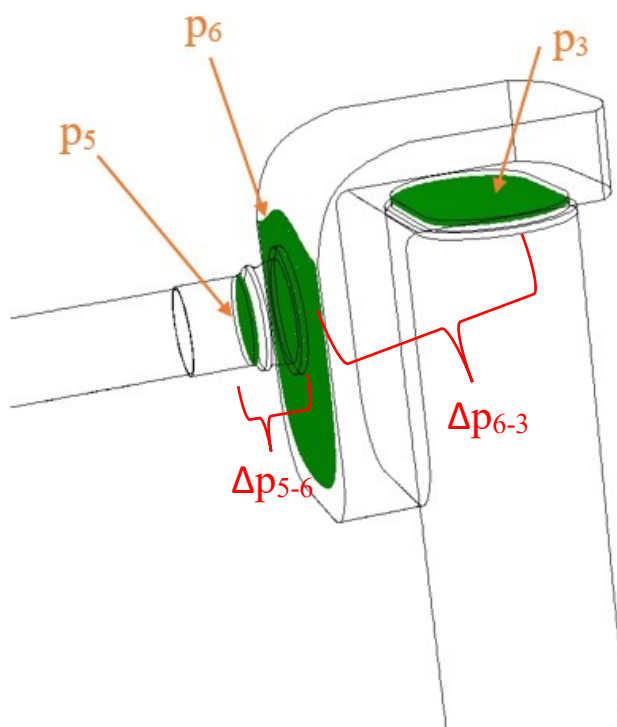
Následně byl proveden výpočet základního proudového pole na modifikované geometrii s vyhodnocením tlakového spádu mezi vstupem a výstupem  $\Delta p_{IN,OUT}$ , který byl **45712,19 Pa** (řádek „optimalizace 1“ v Tab. 7.1).

Tlaková ztráta mezi vstupem a výstupem se pomocí optimalizace snížila z hodnoty **46719,45 Pa** na hodnotu **45712,19 Pa**. To je snížení o **1007,26 Pa** ( $\Delta p_{IN,OUT,změna}$  viz Tab. 7.3). Oproti předpokládané změně tlakové ztráty, která byla **-618,25 Pa**, je rozdíl **389,01 Pa**.

Tab. 7.1 - Tlaková ztráta ( $\Delta p_{IN,OUT}$ ) a předpokládaná změna tlakové ztráty ( $\Delta p_{PZ}$ )

	$\Delta p_{IN,OUT}$ [Pa]	$\Delta p_{PZ}$ [Pa]
základní proudění	46719,45	-618,25
optimalizace 1	45712,19	-

Součástí vyhodnocení bylo také určení tlaků v příčných řezech ( $p_5, p_6, p_3$ ), dle Obr. 7.8. Pomocí těchto tlaků jsem určila, v jaké části tělesa konektoru se nejvíce projeví změna tlakové ztráty ( $\Delta p_{IN,OUT,změna}$ ).



Obr. 7.8 – Příčné řezy  $p_5, p_6, p_3$

Vyhodnocované tlakové spády

$$\Delta p_{5-6} = p_5 - p_6$$

$$\Delta p_{6-3} = p_6 - p_3$$

V Tab. 7.2 jsou vyhodnoceny tlaky v příčných řezech ( $p_5, p_6, p_3$ ). Z dílčích tlaků jsou následně vyhodnoceny tlakové spády mezi příčnými řezy ( $\Delta p_{5-6}, \Delta p_{6-3}$ ).

Tab. 7.2 - Tlaky v příčných řezech ( $p_5, p_6, p_3$ ) a dílčí tlakové spády ( $\Delta p_{5-6}, \Delta p_{6-3}$ )

	$p_5$ [Pa]	$p_6$ [Pa]	$p_3$ [Pa]	$\Delta p_{5-6}$ [Pa]	$\Delta p_{6-3}$ [Pa]
základní proudění	7501,04	3915,87	1916,9	3585,17	1998,97
optimalizace 1	6495,12	3771,8	1948,04	2723,32	1823,76

Odečtením hodnot v řádku „základní proudění“ a řádku „optimalizace“ (z Tab. 7.2) jsem získala hodnoty změny tlakových ztrát ( $\Delta p_{,změna}$ ) způsobené optimalizací tvaru. Tím jsem vyhodnotila rozložení tlakové ztráty na vstupní části tělesa konektoru ( $\Delta p_{5-6,změna}$ ) a tělese konektoru ( $\Delta p_{6-3,změna}$ ), dle Obr. 7.8. Změna tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem ( $\Delta p_{IN,OUT,změna}$ ) je uvedena v Tab. 7.3.

$$\Delta p_{IN,OUT,změna} = \Delta p_{IN,OUT(zákl. proud)} - \Delta p_{IN,OUT(opt1)}$$

$$\Delta p_{5-6,změna} = \Delta p_{5-6(zákl. proud)} - \Delta p_{5-6(opt1)}$$

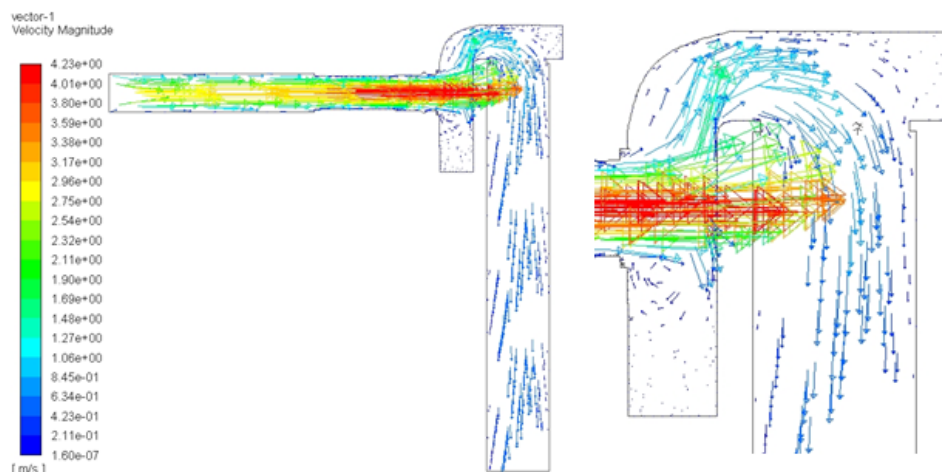
$$\Delta p_{6-3,změna} = \Delta p_{6-3(zákl. proud)} - \Delta p_{6-3(opt1)}$$

Tab. 7.3 - Rozložení celkové tlakové ztráty ( $\Delta p_{IN,OUT,změna}$ ) na vstupní části tělesa konektoru ( $\Delta p_{5-6,změna}$ ) a tělese konektoru ( $\Delta p_{6-3,změna}$ )

	$\Delta p_{IN,OUT,změna}$ [Pa]	$\Delta p_{5-6,změna}$ [Pa]	$\Delta p_{6-3,změna}$ [Pa]
optimalizace 1	1007,26	861,85	175,21

Jak je vidět z Tab. 7.3, nejvíc se změní tlaková ztráta na vstupní části tělesa konektoru ( $\Delta p_{5-6,změna}$ ), která je **861,85 Pa**. To je asi **85 %** z celkových **1007,26 Pa**.

Pro každou optimalizaci jsem vyhodnotila vektory rychlostí v podélném řezu výpočtovou oblastí. Vektory rychlostí pro první optimalizaci jsou zobrazeny na Obr. 7.9.

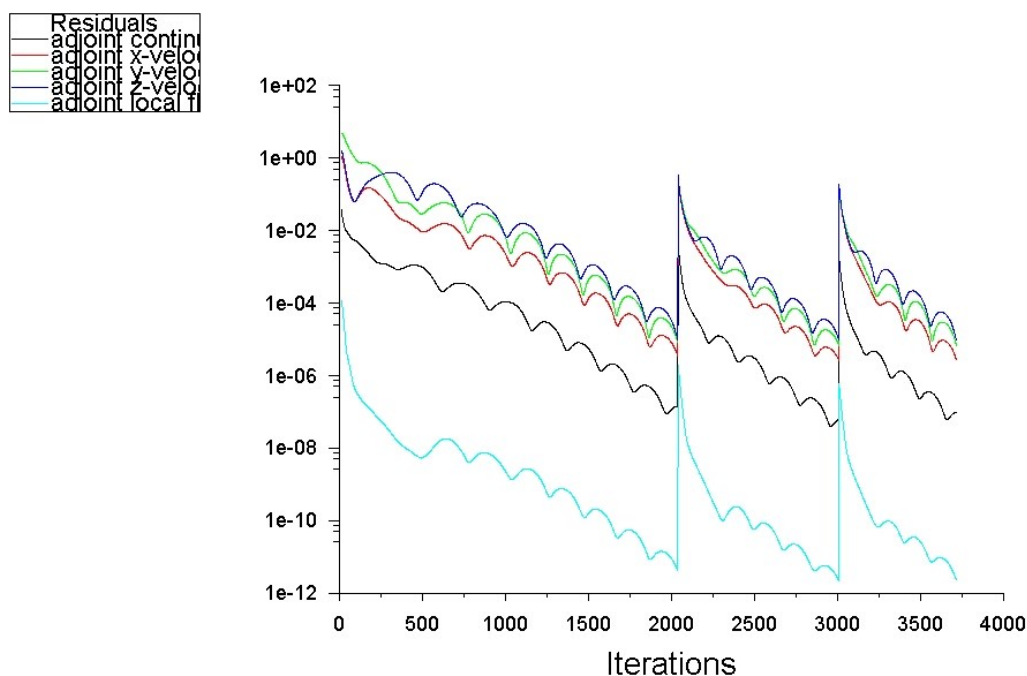


Obr. 7.9 - Vektory rychlostí pro 1. optimalizaci [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

Jak je vidět na Obr. 7.9, po úpravě dynamické viskozity nedochází k zavření ve výpočetní oblasti a výpočet je stabilní a řešení má konvergentní charakter.

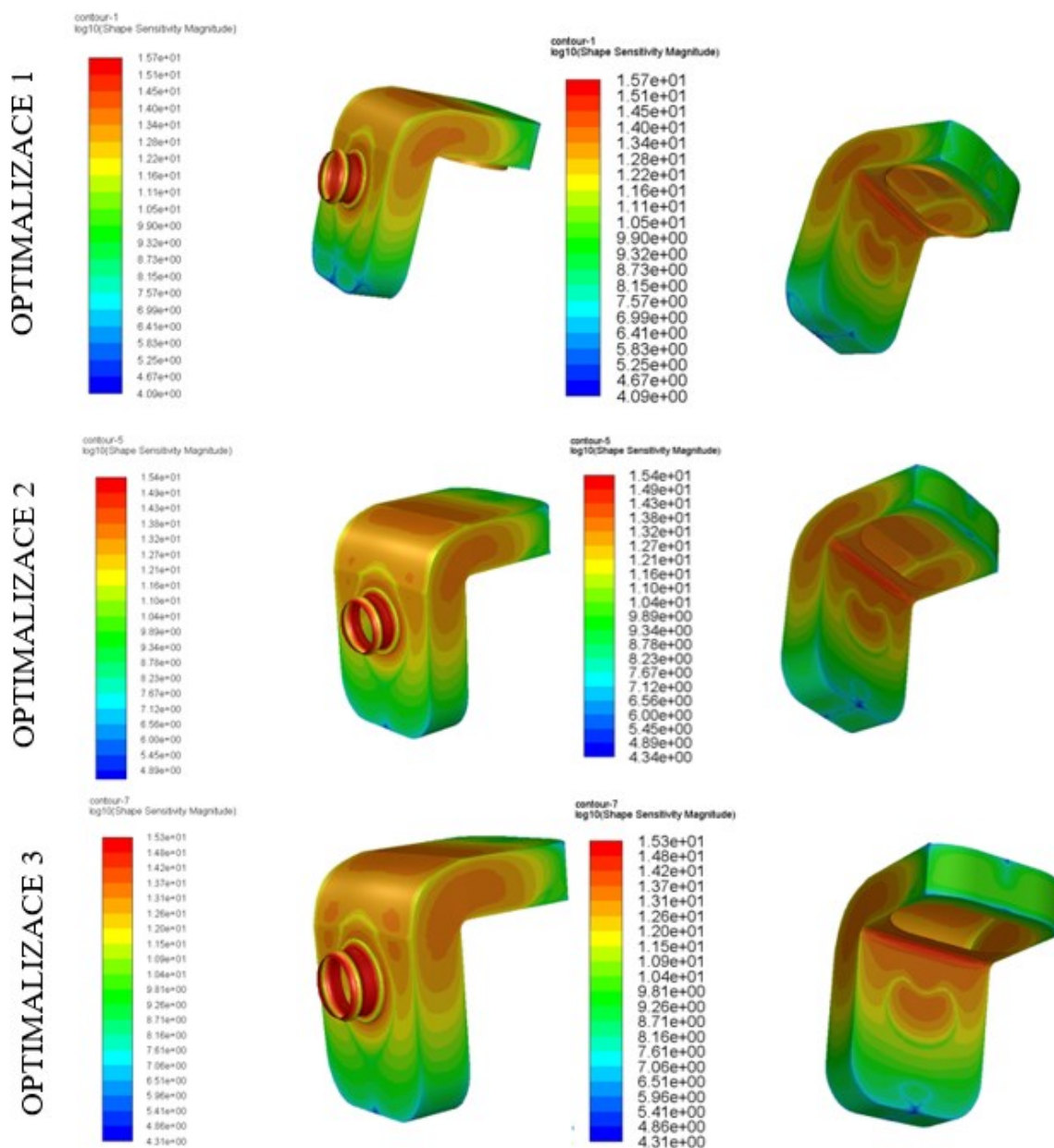
Při dalších optimalizacích bylo postupováno analogicky, proto jsou dále uvedeny jen výsledky optimalizací.

Výpočet reziduálů adjungovaných proměnných byl stabilní a došlo ke konvergentnímu řešení. Průběh reziduálů adjungovaných proměnných je zobrazen na Obr. 7.10.



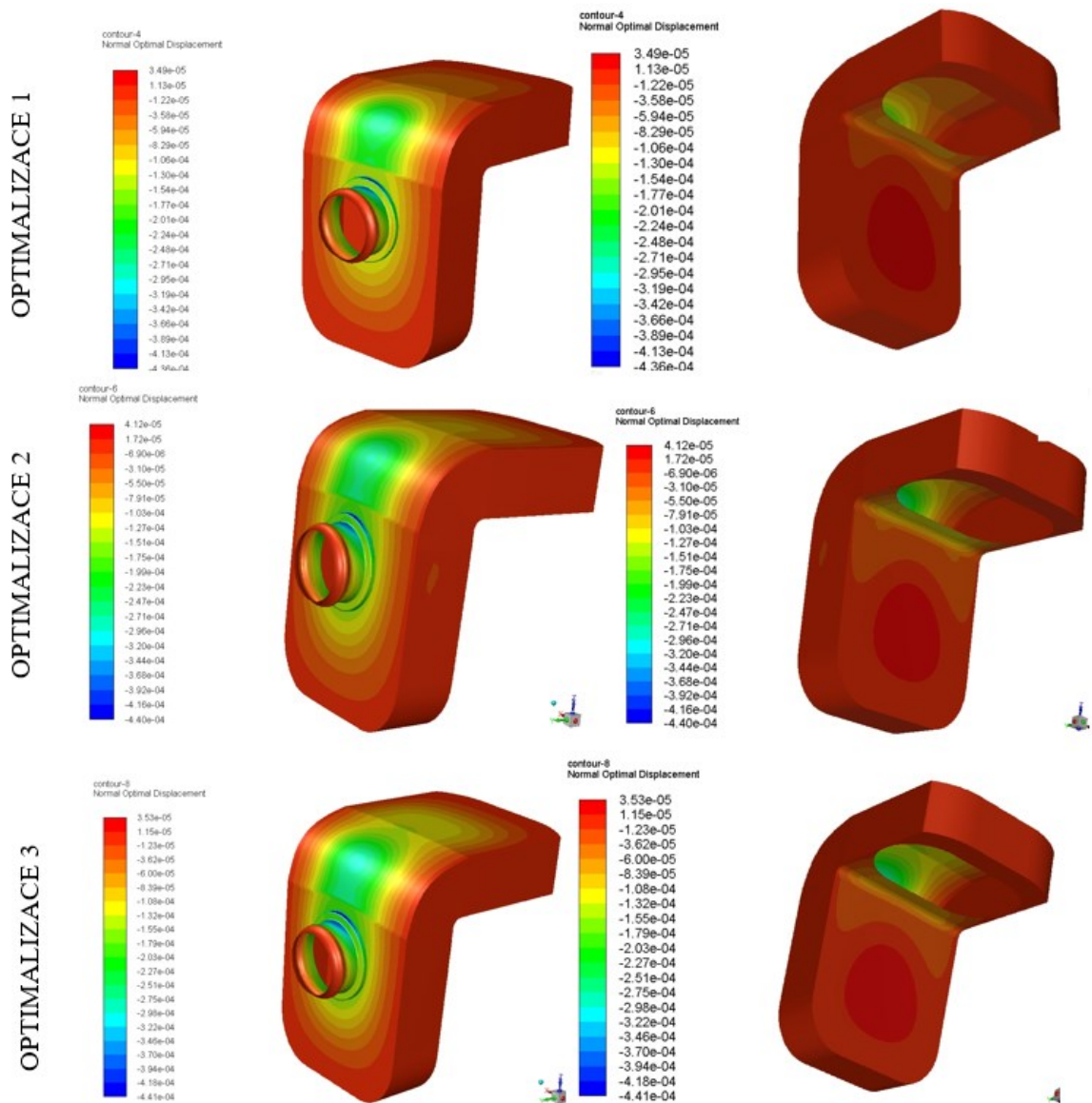
Obr. 7.10 - Reziduály adjungovaných proměnných

V další fázi jsem vyhodnocovala citlivostní mapy pro všechny 3 optimalizace. Jak je vidět z Obr. 7.11 místo, kde je tlaková ztráta nejvíce citlivá na tvar geometrie, je opět vstupní část tělesa konektoru (červená oblast). Z toho můžeme potvrdit výsledek první optimalizace, který ukázal, že nejvíce se změní tlaková ztráta na vstupní části tělesa.



Obr. 7.11 - Citlivostní mapy

Dále jsem vyhodnotila kontury optimálních posunutí geometrie pro všechny 3 optimalizace, které jsou na Obr. 7.12.



Obr. 7.12 - Kontury optimálních posunutí geometrie



Identicky jsem vyhodnocovala tlakovou ztrátu mezi vstupem a výstupem ( $\Delta p_{IN,OUT}$ ) a předpokládané změny tlakové ztráty ( $\Delta p_{PZ}$ ). Tyto hodnoty jsou vyhodnoceny v Tab. 7.4.

Tab. 7.4 - Tlakové ztráty ( $\Delta p_{IN,OUT}$ ) a předpokládané změny ( $\Delta p_{PZ}$ )

	$\Delta p_{IN,OUT}$ [Pa]	$\Delta p_{PZ}$ [Pa]
základní proudění	46719,45	-618,25
optimalizace 1	45712,19	-442,99
optimalizace 2	45327,75	-377,93
optimalizace 3	45003,41	nebylo vyhodnoceno

Dále jsem vyhodnotila tlaky v příčných řezech výpočtovou oblastí ( $p_5, p_6, p_3$ ), ze kterých jsem následně vypočítala dílčí tlakové spády ( $\Delta p_{5-6}, \Delta p_{6-3}$ ) viz. Tab. 7.5.

Tab. 7.5 - Tlaky v příčných řezech ( $p_5, p_6, p_3$ ) a tlakové spády ( $\Delta p_{5-6}, \Delta p_{6-3}$ )

	$p_5$ [Pa]	$p_6$ [Pa]	$p_3$ [Pa]	$\Delta p_{5-6}$ [Pa]	$\Delta p_{6-3}$ [Pa]
základní proudění	7501,04	3915,87	1916,9	3585,17	1998,97
optimalizace 1	6495,12	3771,8	1948,04	2723,32	1823,76
optimalizace 2	6110,96	3689,77	1947,83	2421,19	1741,94
optimalizace 3	5786,88	3609,63	1946,77	2177,25	1662,86

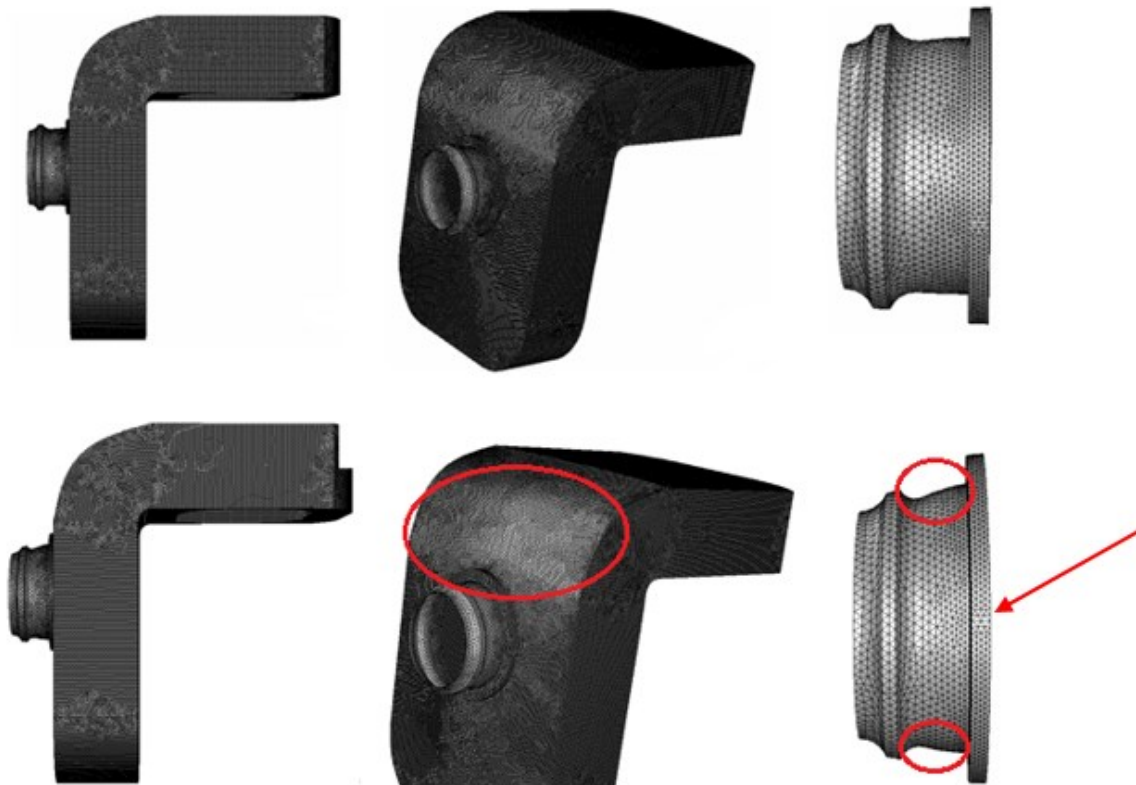
Z těchto tlakových spádů jsem určila, jak se rozloží změna tlakové ztráty na vstupní části tělesa konektoru ( $\Delta p_{5-6,změna}$ ) a tělese konektoru ( $\Delta p_{6-3,změna}$ ) viz Tab. 7.6.

Tab. 7.6 - Rozložení celkové tlakové ztráty ( $\Delta p_{IN,OUT,změna}$ ) na vstupní části tělesa konektoru ( $\Delta p_{5-6,změna}$ ) a tělese konektoru ( $\Delta p_{6-3,změna}$ )

	$\Delta p_{IN,OUT,změna}$ [Pa]	$\Delta p_{5-6,změna}$ [Pa]	$\Delta p_{6-3,změna}$ [Pa]
optimalizace 1	1007,26	861,85	175,21
optimalizace 2	1391,7	1163,98	257,03
optimalizace 3	1716,04	1407,92	336,11

Tlaková ztráta mezi vstupem a výstupem ( $\Delta p_{IN,OUT}$ ) se optimalizacemi snížila z původní hodnoty **46719,45 Pa**, až na hodnotu **45003,41 Pa** po provedení poslední optimalizace viz Tab. 7.4. To je pokles o **1716,04 Pa** ( $\Delta p_{IN,OUT,změna}$ ).

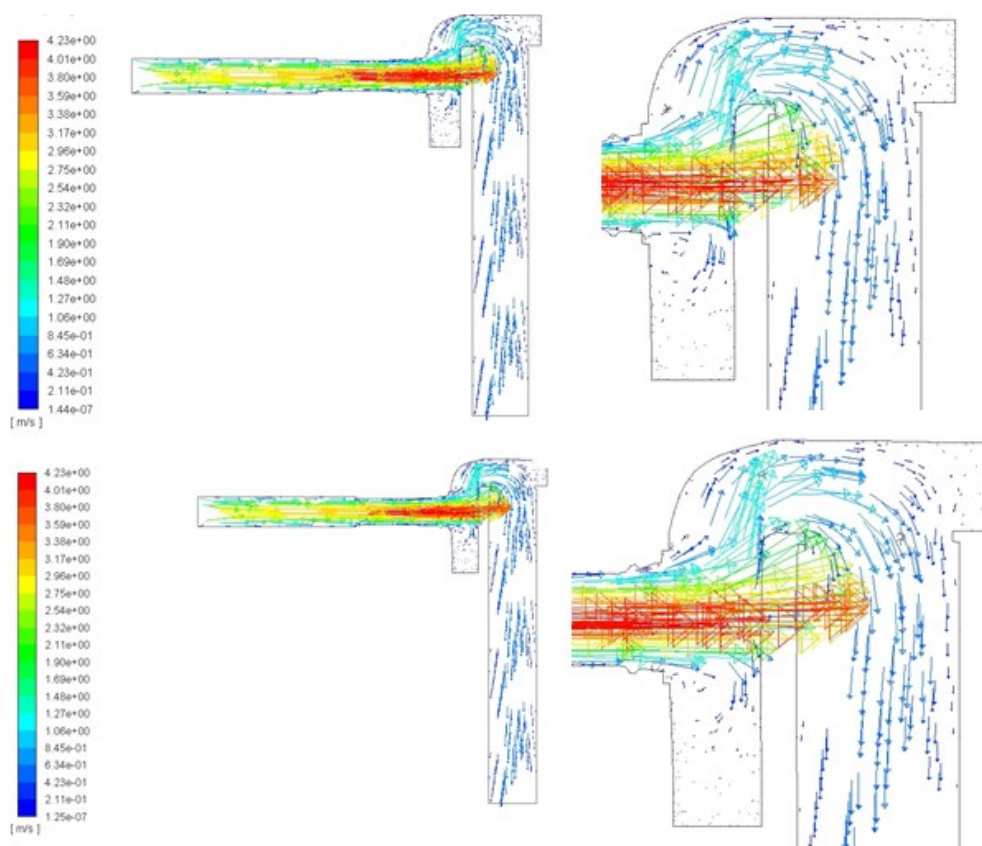
Následně jsem vyhodnotila výsledek deformací a porovnála s původním tvarem geometrie. Jak je vidět na Obr. 7.13, vstupní část tělesa má tendence rozšiřovat svůj průměr a přední plocha tělesa se lehce zaobluje



Obr. 7.13 - Porovnání výsledků deformace geometrie: před optimalizací (nahore), po 3. optimalizaci (dole)



Opět jsem vyhodnotila vektory rychlostí a ani v dalších optimalizacích nedocházelo k zavření ve výpočetní oblasti (viz. Obr. 7.14).



Obr. 7.14 - Vektory rychlostí pro 2. optimalizaci (nahore) a pro 3. optimalizaci (dole) [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

## 7.2 Přepočítání základního proudění na deformované geometrii

V poslední fázi jsem provedla nový výpočet základního proudového pole pro modifikovanou geometrii po poslední optimalizaci s tím, že dynamická viskozita byla definována na původní hodnotu.

Opět jsem vyhodnocovala tlaky v příčných řezech ( $p_1, p_2, p_3, \dots$ ) výpočetové oblasti, které jsou v Tab. 7.7. Tlaky jsem vyhodnocovala pro nemodifikovanou geometrii (řádek „základní proudění“) a pro geometrii po modifikacích (řádek „optimalizace (celá oblast)“).

Tab. 7.7 - Tlaky v příčných řezech ( $p_1, p_2, p_3, \dots$ )

	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$p_3$ [Pa]	$p_4$ [Pa]	$p_5$ [Pa]	$p_6$ [Pa]
základní proudění	2859,4	2597,1	283,8	121,2	2325,8	1656,4
optimalizace (celá oblast)	2144,5	1882,3	227,6	88,04	1620,9	608,7

Dále v Tab. 7.8 jsou vyhodnoceny tlakové spády mezi příčnými řezy ( $\Delta p$ ), které jsem získala výpočtem.

Tab. 7.8 - Tlakové spády mezi příčnými řezy ( $\Delta p$ )

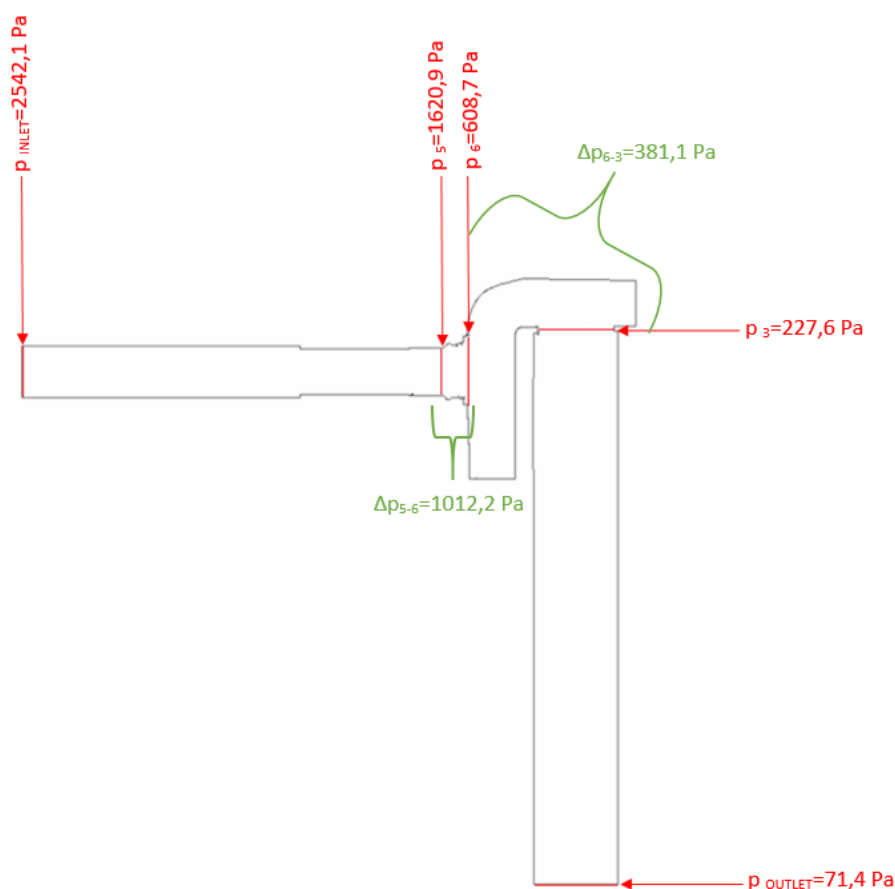
	$\Delta p_1$ [Pa]	$\Delta p_2$ [Pa]	$\Delta p_3$ [Pa]	$\Delta p_{5-6}$ [Pa]	$\Delta p_{6-3}$ [Pa]
vztah	$p_1-p_2$	$p_2-p_3$	$p_3-p_4$	$p_5-p_6$	$p_6-p_3$
základní proudění	262,3	2313,3	162,6	669,4	1372,6
optimalizace (celá oblast)	262,2	1654,7	139,56	1012,2	381,1

Nakonec jsem vyhodnotila tlaky na vstupu a výstupu ( $p_{INLET}$ ,  $p_{OUTLET}$ ), ze kterých jsem určila tlakovou ztrátu mezi vstupem a výstupem ( $\Delta p_{IN,OUT}$ ).

Tab. 7.9 - Tlaková ztráta mezi vstupem a výstupem ( $\Delta p_{IN,OUT}$ )

	$p_{INLET}$ [Pa]	$p_{OUTLET}$ [Pa]	$\Delta p_{IN,OUT}$ [Pa]
základní proudění	3256,9	70,3	<b>3186,6</b>
optimalizace (celá oblast)	2542,1	71,4	<b>2470,7</b>

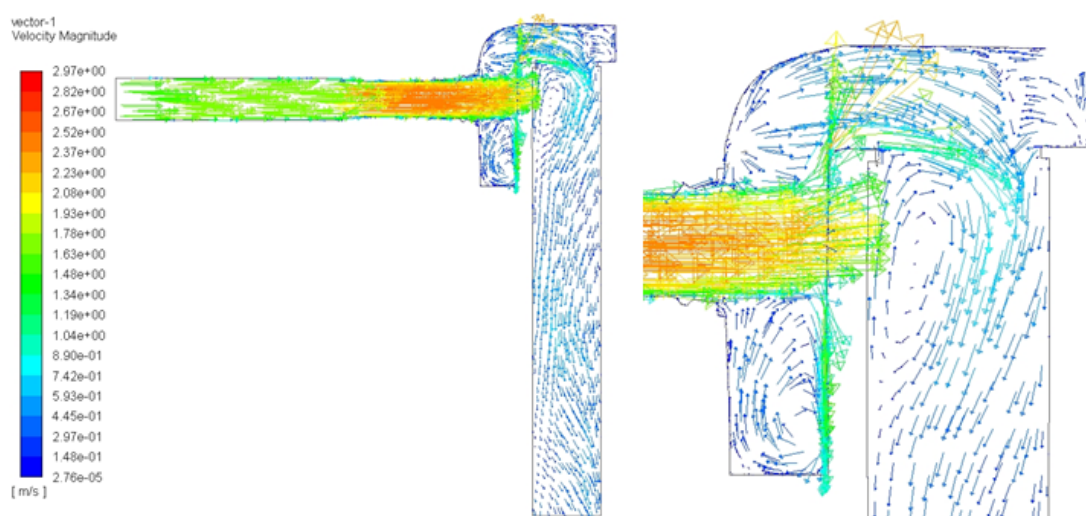
Z Tab. 7.9 je patrné snížení tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem ( $\Delta p_{IN,OUT}$ ) z hodnoty **3186,6 Pa** na hodnotu **2470,7 Pa**. To je snížení o **715,9 Pa** pomocí optimalizací.



Obr. 7.15 - Rozložení tlakové ztráty  $\Delta p$  [Pa]

Na Obr. 7.15 je zobrazeno rozložení tlakové ztráty po modifikacích. Je patrné, že největší tlaková ztráta je na vstupní části konektoru ( $\Delta p_{5-6}$ ), viz Tab. 7.8. Výsledek odpovídá závěrům z předchozí kapitoly („Aplikace deformace na celý model“), kdy největší změna tlakového spádu se vyskytuje na vstupní části konektoru.

Následně jsem vyhodnotila vektory rychlostí po přepočtu s původní dynamickou viskozitou. Jak je vidět na Obr. 7.16, dochází k zavírání ve výpočtové oblasti. Právě toto zavírání způsobovalo nestabilní výpočet a řešení nemělo konvergentní charakter.



Obr. 7.16 - Vektory rychlostí po přepočtu s původní dynamickou viskozitou [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

## 8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo numerické modelování proudění v plnicím vedení mezichladiče s využitím Adjoint Solveru za účelem minimalizace tlakové ztráty. Téma diplomové práce bylo zadáno firmou Hanon Systems Autopal s. r. o., která se zabývá výrobou automobilových součástí s využitím numerického modelování. Zadavatel poskytl zjednodušené geometrie včetně výpočetních sítí vstupního a výstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče. Výpočet proudění a následná optimalizace za účelem snížení tlakové ztráty byla provedena jen na geometrii vstupního konektoru.

V teoretické části diplomové práce jsem se zabývala popisem a konstrukcemi tepelných výměníků. Dále jsem se zabývala charakteristikou mezichladiče a také konektory přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče, které byly předmětem praktické části diplomové práce.

V další kapitole bylo pojednáno o teorii numerického modelování. Uvedla jsem rovnice, které definují matematický model (rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice, rovnice energie) a uvedla jsem nejčastěji používané matematické modely turbulence. Následně jsem se věnovala Adjoint Solveru, který je k dispozici v softwaru ANSYS Fluent. Zabývala jsem se stabilizací adjungovaného řešiče, kde jsem charakterizovala dvě stabilizační schémata (modální a prostorové), které jsou k dispozici.

Praktická část představovala vlastní aplikaci matematického modelování a následné použití Adjoint solveru na zjednodušené geometrii. Cílem bylo provést optimalizaci za účelem snížení tlakové ztráty  $\Delta p$ . Pro modelování proudění a následné optimalizace byla použita geometrie vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče stlačeného vzduchu. Pro výstupní konektor přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče byl proveden pouze výpočet základního proudění.

Nejprve byl proveden výpočet základního proudového pole na geometrii vstupního konektoru, kde chladicím médiem byl vodní glykol v poměru 60/40. Definovala jsem okrajové podmínky na vstupu (mass flow inlet) a na výstupu (outlet pressure). Dále byly definovány fyzikální vlastnosti proudícího média. Provedla jsem výpočet Reynoldsova čísla, které bylo 12089,12, což nasvědčuje možnému výskytu zavíření a jiných nestabilit. Při výpočtu základního proudového pole bylo testováno několik matematických modelů turbulence ( $k-\varepsilon$  Standard,  $k-\varepsilon$  RNG,  $k-\varepsilon$  Realizable,  $k-\omega$  SST).

Grafické vyhodnocení základního proudového pole jsem prováděla pro matematický model turbulence  $k-\varepsilon$  RNG, se stěnovou funkcí Enhanced Wall Treatment. Pro ostatní

matematické modely turbulence jsem provedla vyhodnocení formou tabulek a grafů. Vyhodnotila jsem parametr  $y^+$ , který se pohyboval kolem 1, což znamená, že byla vhodně zvolená stěnová funkce. Pro každou variantu matematického modelu turbulence byly vyhodnoceny střední hodnoty tlaků (pomocí plošného integrálu)  $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5, p_6, p_{INLET}, p_{OUTLET}$  v příčných řezech. Z těchto tlaků byly vyhodnoceny jednotlivé tlakové spády ( $\Delta p$ ).

Dále jsem přistoupila k aplikaci Adjoint Solveru softwaru ANSYS Fluent 18.2 na zjednodušenou geometrii vstupního konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče. Tvarová optimalizace byla prováděna pro variantu matematického modelu turbulence  $k-\varepsilon$  RNG se stěnovou funkcí Enhanced Wall treatment. Výpočet adjungovaných proměnných byl nestabilní a proto se přistoupilo k testování stabilizačních schémat (modal a spatial). Testovala se různá nastavení stabilizačních schémat (relaxační parametry, metody), ale žádné nastavení nevedlo ke konvergentnímu řešení a průběh reziduálů adjungovaných proměnných měl divergentní charakter.

Následně byla upravena dynamická viskozita proudícího média na hodnotu 1 Pa·s. Provedla jsem znovu výpočet základního proudového pole. Tato změna vedla ke stabilizaci výpočtu adjungovaných proměnných a průběh reziduálů měl konvergentní charakter. Je to dáno tím, že při původní dynamické viskozitě bylo Reynoldsovo číslo vysoké a při vysokých  $Re$  může být výpočet nestabilní.

Oblast povolené deformace vymežila na celé těleso konektoru přívodu chladicí kapaliny do mezichladiče. Zjistila jsem, změna deformace geometrie je patrná na vstupní části a na přední ploše konektoru. Součástí vyhodnocení bylo také vyhodnocení tlaků v příčných řezech, ze kterých jsem zjistila, že nejvíce se změní tlaková ztráta na vstupní části tělesa konektoru (tj. mezi řezy  $p_5$  a  $p_6$ ), viz Obr. 7.8. Tlaková ztráta na vstupní části tělesa činila asi 85 % z celkové tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem. Z výsledku deformace bylo patrné, že vstupní část konektoru má tendenci se rozšiřovat a přední plocha konektoru se mírně zaobluje.

Nakonec jsem provedla přepočítání základního proudového pole na modifikované geometrii, kde jsem změnila dynamickou viskozitu na původní hodnotu. Vyhodnotila jsem tlaky na vstupu ( $p_{INLET}$ ), výstupu ( $p_{OUTLET}$ ) a v příčných řezech ( $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5, p_6$ ), ze kterých jsem vypočítala tlakové ztráty ( $\Delta p$ ). Výslednou tlakovou ztrátu mezi vstupem a výstupem jsem porovnála s původní hodnotou. Výsledkem je, že tlaková ztráta mezi vstupem a výstupem se optimalizací snížila z hodnoty 3186,6 Pa na hodnotu 2470,7 Pa. To je

snížení o 715,9 Pa. Největší tlakový spád byl právě na vstupní části konektoru ( $\Delta p_{5-6}$ ), což potvrdilo výsledky z předchozí kapitoly.

## **Poděkování**

Ráda bych touto cestou poděkovala vedoucímu své diplomové práce panu doc. Ing. Marianu Bojkovi, Ph.D a panu Ing. Josefovi Dobešovi, Ph.D za cenné rady a za čas, který mi během společných konzultací věnovali.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] NAVRÁTIL, Jiří, *Numerické modelování s následnou optimalizací tvaru za účelem minimalizace tlakové ztráty s využitím adjungovaného řešiče*. Ostrava, 2016. Diplomová práce. VŠB-TUO. Vedoucí práce doc. Ing. Marian Bojko, Ph.D. 80 s.
- [2] Intercooler. *Wikipedia*. [online]. [cit. 7.11.2017]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Intercooler>
- [3] SHAH, Ramesh K., Dušan P. SEKULIĆ, *Fundamentals of heat exchanger design* [online]. John Wiley & Sons, Inc., 2003 [cit. 7.11.2017]. Dostupné z: <http://teguhady.lecturer.pens.ac.id/FUNDAMENTAL%20OF%20HEAT%20EXCHANGER%20DESIGN.pdf>
- [4] TZANAKIS, Anthanasios. *Duct optimization using CFD software `ANSYS Fluent Adjoint Solver`*. Göteborg, Švédsko, 2014. Diplomová práce. Chalmers University of Technology in Göteborg. 42 s. Dostupné z: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/202020/202020.pdf>
- [5] ROZSYPAL, Štěpán. *Výměníky tepla*. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Marek Baláš. 32 s. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=29102](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102)
- [6] KOZUBKOVÁ, Milada, Marian BOJKO, *Adjungovaný řešič aplikace na příkladech*. Ostrava, 2015. Učební text. VŠB-TUO.
- [7] KOZUBKOVÁ, Milada, Marian BOJKO, *Aplikace adjungovaného řešiče teorie*. Ostrava, 2015. Učební text. VŠB-TUO.
- [8] Výměníky tepla. [online]. Dostupné z: [http://fzp.ujep.cz/ktv/uc\\_texty/pt3/10%20VymenikyTepla.pdf](http://fzp.ujep.cz/ktv/uc_texty/pt3/10%20VymenikyTepla.pdf)
- [9] KOZUBKOVÁ, Milada, Marian BOJKO, Tomáš BLEJCHAŘ, *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. Ostrava, 2011. Učební text. VŠB-TUO.
- [10] ŠOLTYS, David, *Optimalizace průtočné části zpětných klapek L10*. Ostrava, 2017. Diplomová práce. VŠB-TUO. Vedoucí práce prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
- [11] KOZUBKOVÁ, Milada, *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava, 2008. Učební text. VŠB-TUO.



## **10 Seznam příloh**

Příloha A Aplikace Adjoint Solveru na geometrii kolena ve verzi ANSYS Fluent 18.2