

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství**

**Studijní specializace: Stavba energetických strojů a zařízení**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**Analýza vzduchového chlazení olejového okruhu šroubového  
kompresoru**

**Autor: Jan POSPÍCHAL**

**Vedoucí práce: Ing. Michal VOLF**

**Akademický rok 2021/2022**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jan POSPÍCHAL**  
Osobní číslo: **S19B0475P**  
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**  
Specializace: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Téma práce: **Analýza vzduchového chlazení olejového okruhu šroubového kompresoru**  
Zadávající katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

## Zásady pro vypracování

1. Formou rešerše proveďte studii základních technických údajů kompresorů s důrazem na funkci olejem zaplavených šroubových kompresorů.
2. Popište základní teoretické předpoklady vzduchového chlazení kompresoru s ohledem na proudění vzduchu a přenos tepla.
3. Proveďte analýzu ventilátorového chladiče kompresorového oleje na základě rozložení rychlosti proudění vzduchu a přestupu tepla.

Rozsah bakalářské práce: **30 – 40 stran**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování bakalářské práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- BLAŽEK, J.: Computational fluid dynamics: principles and applications, ELSEVIER SCIENCE Ltd, 2001, ISBN 0080430090
- WHITE, Frank M.: *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill Education, 2015, ISBN 978-0073398273
- ANSYS, *ANSYS CFX-Solver Theory Guide [online]*, dostupné z: [www.ansys.com](http://www.ansys.com)
- KOZUBKOVÁ, M.: *Modelování proudění tekutin Fluent, CFX [online]*, VŠB-TU Ostrava, 2008, 154 s., dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/studium/skripta/>

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Volf**  
Centrum energetického výzkumu

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Lukáš Richter**  
Atmos Chrást s.r.o.

Datum zadání bakalářské práce: **29. října 2021**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. května 2022**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

**Doc. Ing. Václav Dostál, Sc.D.**  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Děkuji Ing. Michalovi Volfovi za odborné vedení práce, věcné připomínky, rady a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Poděkování náleží i Ing. Lukášovi Richterovi a firmě ATMOS Chrást s.r.o. za poskytnutí dokumentací ke šroubovému kompresoru a pomoc při přípravě analýzy.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Pospíchal	<b>Jméno</b> Jan	
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	B0715A270013 Strojní inženýrství		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. Volf.	<b>Jméno</b> Michal	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU – FST – KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Analýza vzduchového chlazení olejového okruhu šroubového kompresoru		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	43	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	43	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b> <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Bakalářská práce analyzuje proudění a prostup tepla ve výměníku připojeného ke skříni šroubového kompresoru SMARTRONIC od firmy ATMOS Chrást s.r.o. za pomoci numerické simulace. Práce má za cíl popsat proudění ve všech částech výměníku a zjistit rozložení teplotního pole.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	Numerická simulace, CFX, tepelný výměník, šroubový kompresor, simulace proudění, prostup tepla

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Pospíchal	<b>Name</b> Jan	
<b>STUDY PROGRAMME</b>	B0715A270013 Mechanical Engineering		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Ing. Volf	<b>Name</b> Michal	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU – FST – KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	The analysis of oil circuit cooling of a screw compressor		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKE	<b>SUBMITTED IN</b>	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	43	<b>TEXT PART</b>	43	<b>GRAPHICAL PART</b>	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The bachelor's thesis analyzes the flow and heat transfer in the heat exchanger connected to the SMARTRONIC screw compressor housing from ATMOS Chrást s.r.o. using numerical simulation. The work aims to describe the flow in all parts of the exchanger and to determine the distribution of the temperature field.
<b>KEY WORDS</b>	Numerical simulation, CFX, heat exchanger, screw compressor, flow simulation, heat transfer

## Obsah

Úvod.....	9
1 Kompresory.....	10
1.1 Termodynamický průběh komprese.....	11
1.2 Parametry kompresorů.....	12
Pístové kompresory.....	13
1.3 Objemové kompresory.....	13
1.3.1 Pístové kompresory.....	13
1.3.2 Rotační kompresory.....	14
1.4 Rychlostní kompresory.....	14
1.4.1 Radiální kompresory.....	15
1.4.2 Axiální kompresory.....	15
2 ATMOS chrást s.r.o. ....	16
2.1 Kompresory řady SMARTRONIC.....	16
2.1.1 Šroubové kompresory.....	17
2.1.2 Složení kompresoru SMARTRONIC.....	18
3 CFD simulace.....	20
3.1 Matematické modely turbulence.....	20
3.1.1 DNS.....	22
3.1.2 LES.....	22
3.1.3 RANS.....	22
3.2 Metoda konečných objemů.....	23
4 Modelování výměníku tepla.....	24
4.1 Konstrukční provedení výměníku tepla.....	24
4.2 Ventilátor.....	26
4.3 Nastavení výpočtu.....	27
5 Studie výpočetní sítě.....	29
5.1 Výpočetní sítě.....	30
5.2 Vliv rovných přepážek.....	31
5.3 Studie vlivu typu vlnovcového plechu.....	32
5.4 Snížení počtu elementů.....	33
6 Numerická simulace.....	34
6.1 Výpočetní sítě.....	34
6.2 Nastavení podmínek simulace.....	35



6.3	Průběh simulace.....	35
7	Výsledky simulace .....	36
8	Závěr.....	39
9	Bibliografie.....	40

## Seznam obrázků

Obr. 1: Typy kompresorů (2) .....	10
Obr. 2: Porovnání adiabatické (1-2) a izotermické (1-2T) komprese (3).....	11
Obr. 3: Ukázka ušetřené práce při dvoustupňové kompresi (3).....	12
Obr. 4: Pístový kompresor řady PERFEKT (6) .....	13
Obr. 5: Schéma rotačního kompresoru (8) .....	14
Obr. 6: Radiální turbokompresor (2).....	15
Obr. 7: Axiální turbokompresor (2) .....	15
Obr. 8: Historické foto firmy ATMOS (9).....	16
Obr. 9: Rotor šroubového kompresoru (14).....	18
Obr. 10: Schéma šroubového kompresoru SMARTRONIC .....	19
Obr. 11: Tepelný výměník šroubového kompresoru SMARTRONIC .....	19
Obr. 12: Zobrazení tří pilířů hydromechaniky (15).....	20
Obr. 13: porovnání metod pro řešení turbulentního proudění (16) .....	21
Obr. 14: meze modelování vírů (16) .....	21
Obr. 15: Přehled některých využívaných elementů (17).....	23
Obr. 16: Strukturovaná a nestrukturovaná síť (17) .....	23
Obr. 17: Výměník kompresoru.....	24
Obr. 18: Upravená geometrie výměníku .....	25
Obr. 19 a 20: Detail původní (vlevo) a upravené (vpravo) geometrie .....	25
Obr. 21: Výkres ventilátoru.....	26
Obr. 22: Výřez výměníku.....	29
Obr. 23: Vybraná síť .....	31
Obr. 24: Geometrie rovného plechu .....	31
Obr. 25, 26 a 27: Geometrie A (vlevo), B (uprostřed) a C (vpravo).....	32
Obr. 28: Síť s většími elementy.....	33
Obr. 29: Geometrie celého výměníku .....	34
Obr. 30 až 34: Ukázka sítě výměníku .....	35
Obr. 35 a 36 Ukázka proudění oleje (vlevo) a stlačeného vzduchu (vpravo) .....	36
Obr. 37 a 38 Ukázka proudění chladicího vzduchu .....	37
Obr. 39 Vektorové pole rychlostí chladicího vzduchu.....	37
Obr. 40 Teplotní pole oleje v blízkosti stěny .....	38
Obr. 41 Teplotní pole kolmo na proud oleje .....	38

## Seznam tabulek

Tab. 1: Orientační hodnoty vybraných kompresorů (4).....	13
Tab. 2: Tabulka s některými kompresory řady SMARTRONIC (10).....	17
Tab. 3: Parametry ventilátoru 770/9.....	26
Tab. 4: Parametry oleje VLD 4+.....	27
Tab. 5: Parametry konstrukční oceli 11 353 .....	27
Tab. 6: Naměřené hodnoty na výměníku .....	28
Tab. 7: Výsledky studie výpočetní sítě .....	30
Tab. 8: Výsledky vlivu rovných přepážek .....	31
Tab. 9: Výsledky vlivu vlnovcového plechu.....	32
Tab. 10: Výsledky zvětšení elementů sítě .....	33
Tab. 11: Hodnoty vstupů a výstupů médií .....	36
Tab. 12: Hodnoty vstupů a výstupů médií .....	36

## Úvod

V dnešní době energetická koncepce Evropské unie i většina dalších států klade velký důraz nejen na hledání a budování čistých zdrojů energie, ale i na zvyšování efektivity současných zařízení a snížení produkce energie neefektivními zdroji. Například při spalování se snažíme získat co nejvíce energie tím, že se přiblížíme dokonalému spalování a snažíme se o to, aby ztráty a odpady byly co možná nejnižší. Obecně se u tohoto procesu mluví o účinnosti, což je poměr energie vydané vůči energii vložené. Zvyšování účinnosti využívaných zařízení, ale i zvyšování účinnosti výroby energií, je v současnosti věnována vysoká pozornost. Podnikatelské subjekty jsou motivovány k zájmu o tento výzkum, protože zvýšením účinnosti má vliv na nemalé finanční úspory na provozních nákladech.

Stlačený vzduch, společně se zemním plynem, elektřinou a vodou je velmi využívaným prostředkem ve výrobních procesech. Důvodem k využívání stlačeného vzduchu jsou jeho výhody, jako je bezpečnost, přenositelnost, možnost skladovatelnosti stlačeného vzduchu atd. Používá se hlavně v automatizaci průmyslu, pro pohon, v pneumatických strojích apod.

Je sice pravda, že je stlačený vzduch velmi používaný, ale na druhou stranu je ve srovnání s jinými zdroji velice energeticky náročný na výrobu. Elektřina je zhruba o polovinu levnější než stlačený vzduch (1). Proto spotřebitelé požadují, aby cena jeho výroby byla co možná nejnižší. Změnou návrhu, který musí být podložen analýzou, k lepšímu řešení je možno tohoto cíle dosáhnout. Pro kvalitní zásah do dosavadního návrhu kompresorů je potřeba mít alespoň představu, jak kompresor funguje a co se v něm za provozu děje. Tomuto problému se věnuje tato práce.

Cílem této práce je analýza proudění v tepelném výměníku šroubového kompresoru SMARTRONIC.

# 1 Kompresory

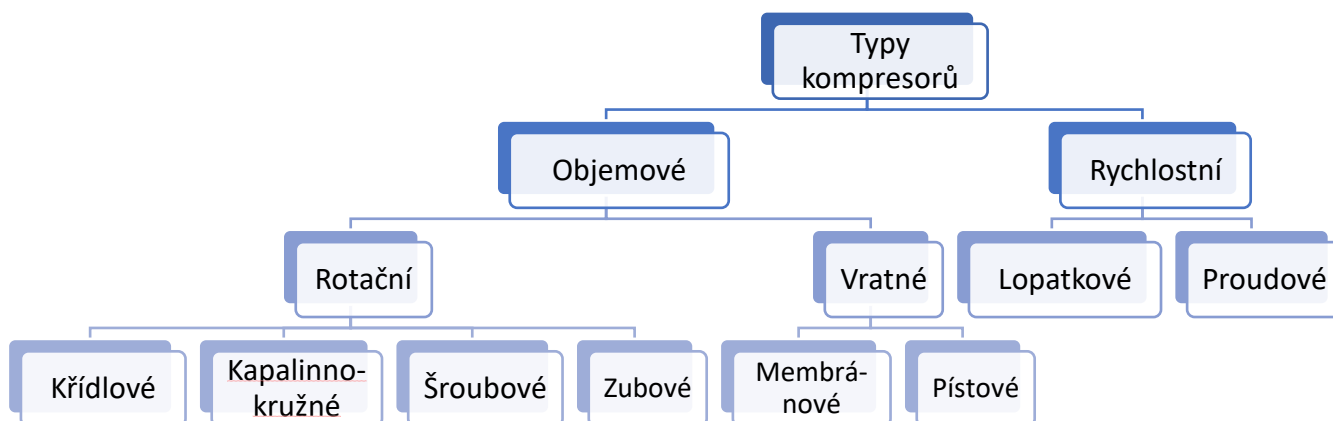
Pro výrobu stlačeného vzduchu slouží kompresory, které pomocí přivedené elektrické energie dodají plynu (v našem případě vzduchu) energii tlakovou, což se projeví požadovaným nárůstem statického tlaku plynu. Dle způsobu zvýšení tlaku plynu rozlišujeme dvě základní skupiny kompresorů:

## A. Objemové:

Pracují na principu změny objemu pracovního prostoru. Pracovní médium je nasáto do uzavřeného prostoru a následně stlačeno díky zmenšování pracovní komory. Dále se tento typ kompresorů dělí, podle hlavního pracovního pohybu, na rotační a přímočaré vratné. Hlavní nevýhodou těchto zařízení je, že pracují periodicky, tedy dodávka stlačeného plynu není kontinuální, ale je přerušovaná. Aby se zrovnoměnila dodávka plynu, zařazuje se na výtlak kompresoru tzv. vzdušník, tedy tlaková nádoba sloužící ke zrovnoměnění dodávky tlakového plynu do navazující technologie.

## B. Rychlostní:

Na rozdíl od objemových kompresorů, rychlostní kompresory sají a vytlačují médium kontinuálně. Po nasátí je plyn urychlen v rotoru a s vysokou kinetickou energií je veden do difuzoru, kde v důsledku nárůstu průtočného průřezu ve směru proudění dochází k přeměně jeho kinetické energie na energii tlakovou.



Obr. 1: Typy kompresorů (2)

## 1.1 Termodynamický průběh komprese

Z pohledu účinnosti kompresorů je třeba zabývat se termodynamickým průběhem komprese. Ta může být v ideálním případě realizována buď jako izotermická, tj. ke stlačování dochází při konstantní teplotě nebo jako adiabatická, tj. při stlačování nedochází k výměně tepla s okolím.

### Adiabatická komprese

Při adiabatické kompresi se s okolím nesdílí žádná tepelná energie. Proces je dokonale tepelně izolován od okolí. Tento případ je více energeticky náročnější, protože kompresor nejenom stlačuje vzduch, ale také ohřívá výsledný plyn. Z rovnice adiabatické komprese (1.1.) je patrné, že při zvyšování tlaku na určitou hodnotu, je nutné snížit objem média umocněný na  $\kappa$ .

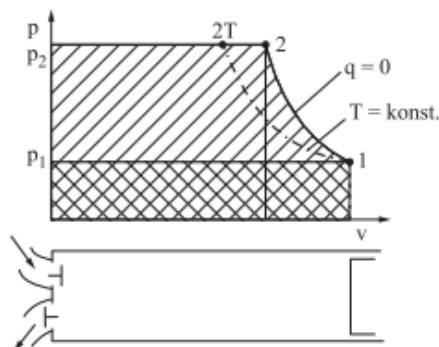
$$pv^\kappa = konst. \quad (1.1.)$$

### Izotermická komprese

U izotermické komprese má plyn stále stejnou teplotu. A technická práce na stlačení je menší. Mezi tlakem a objemem je inverzní závislost.

$$pv = konst. \quad (1.2.)$$

Rozdíl mezi těmito typy je vyobrazen na obrázku č. 2.



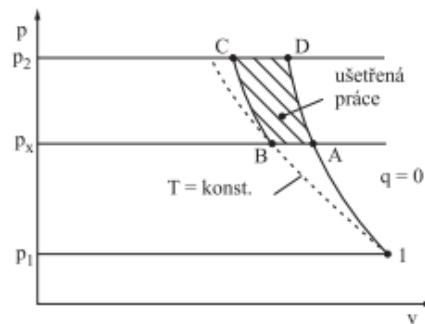
Obr. 2: Porovnání adiabatické (1-2) a izotermické (1-2T) komprese (3)

Reálná komprese je vždy kombinací dvou výše zmíněných dějů, neboť pro realizaci komprese izotermicky by děj musel probíhat kvazistaticky (tj. velice pomalu tak, aby v každém okamžiku byl termodynamický systém v rovnováze). A pro realizaci adiabatického děje by zase musel být kompresor dokonale izolován od okolí, což není dost dobře technicky proveditelné.

Kombinace izotermické a adiabatické komprese se nazývá polytropická komprese. Z pohledu účinnosti je cílem přiblížit se reálnou kompresí izotermickému průběhu, protože ten je nejméně energeticky náročný. Pro tento účel se využívá rozdělení komprese obvykle do dvou stupňů, mezi kterými se stlačovaný vzduch chladí. Tlak, na kterém se komprese dělí, vychází z minimalizace potřebné technické práce. Výsledný dělicí tlak je dán vztahem (3):

$$p_x = \sqrt{p_1 \cdot p_2} \quad (1.3.)$$

Ušetřená technické práce je vyobrazena na obrázku 3.



Obr. 3: Ukázka ušetřené práce při dvoustupňové kompresi (3)

## 1.2 Parametry kompresorů

Typ a výkon kompresoru se volí podle řady parametrů, přičemž mezi ty hlavní patří:

- Tlakový poměr  $\sigma = \frac{p_v}{p_s} [-]$

Což je podíl tlaků na vstupu a na výstupu kompresoru. Obvykle se pohybují okolo 3 u jednostupňových objemových a 1,5 u rychlostních. (4)

- Mechanická účinnost kompresoru  $\eta_{mech} [-]$

Která se vypočítá jako podíl mezi užitečným výkonem a příkonem. Rotační kompresor má účinnost 30-50 %, šroubové okolo 70 %. (4)

- Výkonost kompresoru  $V_d = \frac{m_d}{\rho_s} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$

Je podíl hmotnostního průtoku hrdlem kompresoru a hustoty sání kompresoru. Kvůli tomu, že objem plynu je funkcí teploty a tlaku, se v praxi více používá hmotnostní průtok.

- Příkon P [W]

Jedná se o množství energie, které je potřeba dodávat kompresoru, aby byl schopný konat práci.

- Měrná spotřeba energie  $C = \frac{P}{V_d} \left[ \frac{kWh}{m^3} \right]$

Podíl příkonu a výkonosti kompresoru se značí jako měrná spotřeba energie. Je energeticko-ekonomická veličina, která udává kolik energie je potřeba na stlačení 1 m<sup>3</sup> plynu na pracovní tlak za standardních podmínek (tj. obvykle za atmosférického tlaku při pokojové teplotě)

- Otáčky kompresoru  $n \left[ \frac{1}{s} \right]$

Kompressor	Objemový		Rychlostní
	Pístové kompresory	Šroubové kompresory	Turbokompresory
Tlakový poměr	3–5	3–5	do 1,3
Výtlačk $\left[\frac{l}{min}\right]$	200–400	500	30000–42000
Mechanická účinnost	55–75 %	90 %	80–90 %

Tab. 1: Orientační hodnoty vybraných kompresorů (4)

Jak lze vidět v tabulce výše, tlakový poměr je zhruba čtyřnásobný u objemových kompresorů a může být vyšší při použití více stupňů. Na druhou stranu je výtlačk výrazně vyšší u turbokompresorů.

### 1.3 Objemové kompresory

Jak už bylo zmíněno, kompresory tohoto typu vzduch uzavřou, stlačí a následně vypustí do vzdušníku či stroje. Jejich pracovní cyklus je rozdělen do tří částí: sání, komprese, výtlačk. Ve fázi sání se vzduch nasává do pracovní komory přes sací ventil, ten se poté uzavře a vzduch je v komoře stlačen. Následně se otevře výtlačný ventil a vzduch je vypuštěn z komory. V následujících podkapitolách jsou podrobněji popsány vybraní zástupci objemových kompresorů.

#### 1.3.1 Pístové kompresory

Pístové kompresory využívají přímočarého vratného pohybu k nasávání, stlačování a vypouštění plynu. Skládají se z válce, ve kterém se pohybuje píst, který je spojen pístnicí ke klikové hřídeli, která se otáčí. Do válce vpouští a vypouští vzduch sací a výtlačné ventily, které jsou načasovány a synchronizovány s hnací klikovou hřídelí. Písty mohou být konstruovány paralelně, kdy každý jednotlivý píst stlačuje vzduch na pracovní tlak, nebo do série, kdy je vzduch postupně stlačován na tlak pracovní. Zapojení do série se také nazývá vícestupňový a většinou se mezi stupni vzduch chladí. (5)



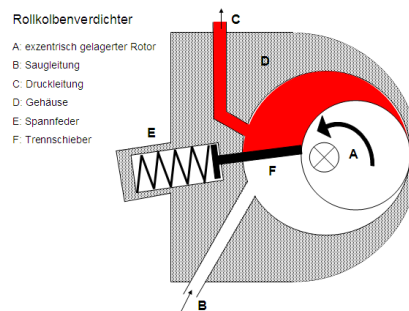
Obr. 4: Pístový kompresor řady PERFEKT (6)



Efektivita těchto kompresorů závisí na objemu válce, velikosti škodlivého prostoru a účinnosti těsnění. Jsou velice oblíbené a používají se v celé řadě oborů. Na druhou stranu dokážou stlačovat pouze nelepavá média, těžko se opravují, jsou větší a náročnější na energii a náchylnější k vibracím. (5)

### 1.3.2 Rotační kompresory

U rotačních kompresorů dochází ke změně objemu pracovního prostoru pomocí excentricky uloženého rotoru a přepážky. Na obrázku níže je přepážka označena jako F. Přepážka se opírá o hnaný rotační píst, který se pohybuje planetovým pohybem (označeno jako A), a většinu času odděluje pracovní prostor na dvě komory. V první části komory probíhá sání a v druhé komprese a výfuk. Sání (B) a výfuk (C) jsou prováděny současně. (7)



Obr. 5: Schéma rotačního kompresoru (8)

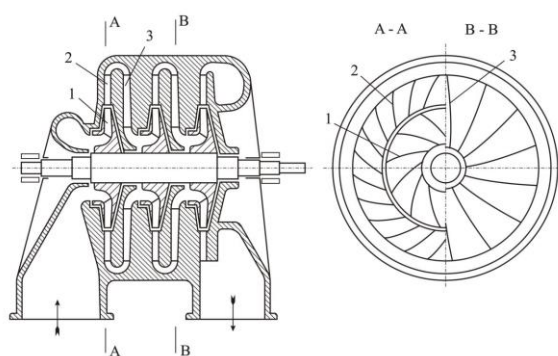
Výhodami těchto kompresorů oproti pístovým je to, že jsou lehčí a menší, to ale také znamená menší objemový průtok komprimovaného vzduchu. Mezi rotační kompresory se řadí křídlové, kapalinokružné, s valivým pístem, spirálovité, šroubové a zubové. (5)

### 1.4 Rychlostní kompresory

Rychlostní kompresory jsou konstruovány pro kompresi velkých hmotnostních průtoků. Tak jako u objemových se u nich také vyskytují fáze sání, komprese a výtlaku, ale pro svoji kontinuálnost chodu jsou tyto fáze plynulé a nejsou striktně odděleny. Nejdříve se plyn nasává do pracovní komory, kde se urychluje a následně stlačuje při průchodu činnou částí stroje.

### 1.4.1 Radiální kompresory

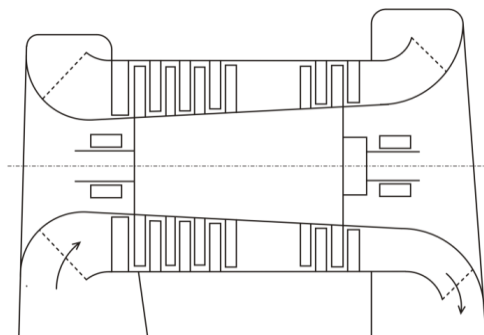
V tomto kompresoru se vzduch nasává v axiálním směru oběžným kolem (v obrázku níže pod číslem 1), kde se urychluje a mění na směr radiální. Stlačení urychleného vzduchu se děje na rozváděcím kole, které je zařazeno za oběžným kolem (rozváděcí kolo je na obrázku níže vyobrazeno pod číslem 2), na kterém se vzduch zpomalí. Touto změnou dojde ke zvýšení jeho statického tlaku, tedy dynamická složka tlaku se přemění ve statickou. Z rozváděcího kola se vzduch může odvést do výtlaku, nebo v případě více stupňových kompresorů do chladiče a vratnými kanály do následujícího stupně (v obrázku pod číslem 3). Nevýhodou těchto kompresorů je omezená radiální vzdálenost, kvůli namáhání lopatek od odstředivé síly. Toto omezení má za následek snížení možného tlakového rozdílu na jednom stupni. Pro vyšší tlakové spády je nutné zapojení několika stupňů za sebou.



Obr. 6: Radiální turbokompresor (2)

### 1.4.2 Axiální kompresory

Analogicky k popisu radiálního kompresoru, i zde je vzduch nasáván v axiálním směru, nicméně u axiálního kompresoru nedochází k jeho otočení a výtlak se tak odehrává opět v téže směru. Rotor má mírně kuželovitý buben, který zaručí, že se průtočný průřez zmenšuje a tím způsobuje stlačení vzduchu. Za sebou jsou řazena oběžná a rozváděcí kola, které mají stejnou funkci jako v předchozím případě. Za posledním stupněm kompresoru je zařazen difuzor, který usměrňuje proud do výtláčného hrdla. Nevýhodou tohoto kompresoru je, že se mezi stupni vzduch většinou nechladí, protože vývod mezi stupni je obtížný. Obrázek axiálního turbokompresoru je možno vidět níže.



Obr. 7: Axiální turbokompresor (2)

## 2 ATMOS chrást s.r.o.

ATMOS chrást s.r.o. je jedna z předních firem vyrábějící kompresory a jiné zařízení pro stlačování vzduchu. Firma se zaměřuje spíše na výrobu šroubových kompresorů, šroubových bloků a monogenerátorů. Původem zasahuje až do roku 1899, kdy byla třemi zakladateli založena slévárna a strojírna na místě dnešní firmy. Do dnes se firma pyšní na „know-how“ na celou řadu kompresorů, jako je například řada malých kompaktních šroubových kompresorů jménem Albert (E). (9)



Obr. 8: Historické foto firmy ATMOS (9)

### 2.1 Kompresory řady SMARTRONIC

Kompresory SMARTRONIC se mohou chlubit svojí úsporností. Při jejich vyvíjení se totiž uplatnila myšlenka takzvané rekuperace, kdy se odpadní teplo může dále využívat a tím pádem zvyšovat účinnost a hospodárněji využít cennou elektrickou energii. Při stlačování vzduchu vzniká velké množství tepla a díky rekuperačním výměníkům, které jsou nainstalovány v tomto typu kompresoru, je možné zpětně využít až 72% spotřebované elektrické energie. (10) Rekuperace, nebo v tomto případě zpětné získávání tepla, je systém, který přenáší tepelnou energii z odpadního média a předává ho do média využívaného. Tento systém se využívá zejména kvůli ušetření elektrické energie, či pohonných hmot.

Rekuperace tepla ze šroubového kompresoru se provádí v externí jednotce dodávané firmou ATMOS. V něm se teplo, které se vytvořilo při kompresi, předá oleji či vodě, která může být dále využívána v procesu. (10)

Některé typy kompresorů řady SMARTRONIC jsou vyobrazeny v tabulce níže.

Řada SMARTRONIC 30–110 kW						
Typ	ST 37	ST 45	ST 55	ST 75	ST 90	ST 110
<b>jmenovitý výkon [kW]</b>	37	45	55	75	90	110
<b>7,5 BAR jmenovitá výkonnost [m<sup>3</sup>/min]</b>	6,7	7,8	8,8	12,7	16,8	19,1
<b>8,5 BAR jmenovitá výkonnost [m<sup>3</sup>/min]</b>	6,3	7,4	8,3	12	16,0	17,5
<b>10 BAR jmenovitá výkonnost [m<sup>3</sup>/min]</b>	5,6	6,8	7,8	10,8	13,8	15,3

Tab. 2: Tabulka s některými kompresory řady SMARTRONIC (10)

### 2.1.1 Šroubové kompresory

Mezi podkategorií rotačních kompresorů patří kompresory šroubové. Tyto kompresory stlačují vzduch v zubových mezerách dvou šroubů, které se odvalují proti sobě. Také se, jako předchozí zmíněné kompresory, vyskytují ve variantách jednostupňových nebo dvoustupňových, nebo bezolejovém, či olejem mazaném provedení.

Olej plní funkci čistící, mazací a chladící. Je vstřikován do nasávaného vzduchu, kde se promíchá, po kompresi je odloučen v olejovém separátoru a následně ochlazen. (11) Olej maže i samotné šrouby, které jsou pak méně náchylné ke korozi a opotřebení otěrem. Tím snižuje hlučnost. Bezolejové kompresory na druhou stranu nepotřebují k činnosti olej a ve stlačeném vzduchu se tedy ani nemůžou objevovat zbytky oleje, který se nedokázal odfiltrovat.

U bezolejových kompresorů není možné olej využít, protože vzduch musí být čistý. Tento typ se využívá v potravinářském, chemickém a farmaceutickém průmyslu. Tyto kompresory jsou obvykle dražší na výrobu, protože se musí chladit vzduchem nebo vodou. (12)

Nejdůležitější částí šroubového kompresoru je dvojice spolu zabírajících šroubů. Sací proces je zajištěn odvalováním dvou asymetrických šroubů, jejichž zubová mezera se zmenšuje. Nejdříve vzduch zaplní prázdné místo vyhraničené zubovými mezerami a krytem, tento proces je analogický k sání pístového motoru. Poté nastává fáze komprese, kdy je vzduch postupně stlačován, protože se zmenšuje prostor vytyčený geometrií zubů a krytu kompresoru. Nakonec se stlačený vzduch vyfoukne na opačné straně sání. Je vidět velká podobnost s pístovým kompresorem, což je logické, protože pracují na stejném principu. (13)

Na obrázku níže je možno vidět rotor šroubového kompresoru.



**Obr. 9: Rotor šroubového kompresoru (14)**

Šroubové kompresory mají vysokou životnost i při vysokém zatížení. Stlačování je sice s výkyvy tlaku, ale ty jsou tak malé, až je zle považovat v řadě případů za zanedbatelné. Mezi další výhodou se řadí jejich malá hlučnost. Mezi nevýhodou patří vysoká cena, která je dána požadavky na přesnou výrobu rotorů i dalších komponent.

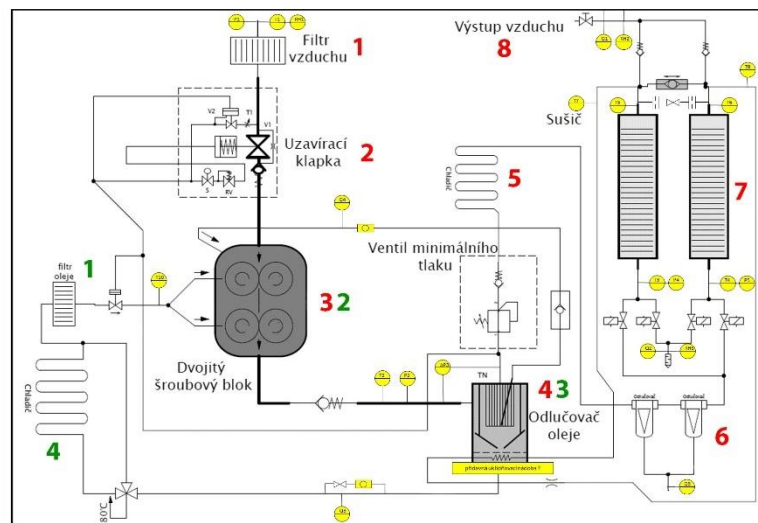
### **2.1.2 Složení kompresoru SMARTRONIC**

Kompresor SMARTRONIC se skládá ze dvou okruhů. V prvním okruhu se nasává, stlačuje, odlučuje a suší pracovní vzduch a v druhém koluje olej. Okruh kompresoru je možno vidět na obrázku č. 10. Červená čísla značí okruh komprimovaného vzduchu a zelená okruh oleje.

Vzduch se nejdříve nasává přes filtr (na obrázku níže označeno červeným číslem 1), který pracovní vzduch zbaví velkých částic a prachu, které by mohly poškodit vnitřní prostor kompresoru. Poté se dostává přes zpětnou a uzavírací klapku (červená 2). Uzavírací klapka uzavírá vstup do kompresoru při regulaci start-stop. Což je jedna z nejpoužívanějších regulací, která reguluje dodávky stlačeného vzduchu vypínáním pohonu.

Za uzavírací klapkou se vzduch maže a dostává se do prvního stupně šroubového kompresoru (červená 3). Následně se z prvního stupně vzduch zchladí dodávkou dalšího oleje a je stlačen ve druhém stupni na požadovaný tlak. Po výstupu ze šroubového bloku je vzduch veden do odlučovače oleje (červená 4). V kompresorech řady SMARTRONIC je nainstalován odstředivý separátor oleje. Zde dojde vlivem tangenciálního vstupu k jeho roztočení a prostřednictvím odstředivé síly k odloučení kapiček oleje obsažených ve vzduchu, následně zchladí ve výměníku na použitelnou teplotu (červená 5). Poté se vzduch zbavuje kapiček vlhkosti, které zkondenzovali po zchlazení stlačeného vzduchu ve výměníku, v separátoru vlhkosti (červená 6).

Dle zákaznickova požadavku na suchost vzduchu je za výměníkem řazena adsorbční sušička vzduchu (červená 7). Ty pracují na principu, že se zbývající vlhkost pohltí adsorbentem. Protože je nutné někdy během provozu adsorbent vysoušet a regenerovat, jsou většinou sušičky montovány v párech. Jedna polovina suší stlačený vzduch a druhá se regeneruje.



Obr. 10: Schéma šroubového kompresoru SMARTRONIC

Druhý okruh, ve kterém obíhá olej se skládá z filtru (zelená 1), kde se olej vyčistí a následně se vstříkuje do pracovního prostoru šroubového kompresoru (zelená 2). Olej zůstává ve vzduchu až do odlučovače (zelená 3), kde se značná část odloučí odstředivou silou a zbytek je zachycen látkovým filtrem tzv. košíčkou. Z odlučovače olej putuje do chladiče, kde se horký olej z kompresoru ochladí zpět na pracovní teplotu (zelená 4).

Důležité je poznamenat, že z ekonomických důvodů jsou oba výměníky spojeny do jednoho, aby bylo možno je chladit pouze jedním ventilátorem. Na obrázku č. 11 je vidět část určená pro chlazení vzduchu (vlevo) a část pro chlazení oleje (vpravo). Podrobnější popis výměníku je popsán v kapitole č. 4.

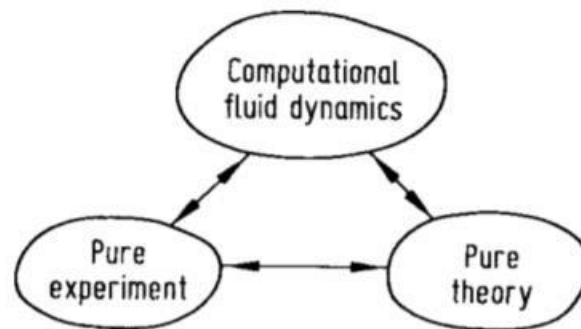


Obr. 11: Tepelný výměník šroubového kompresoru SMARTRONIC

Z hlavního vstupu je ochlazovací médium vedeno v kanálech výměníku, mezi kterými je přivařen vlnovcový plech pro zvýšení teplosměnné plochy. Kolmo ke směru proudu ochlazovaného média proudí chladící médium, což je v našem případě okolní vzduch.

### 3 CFD simulace

CFD (angl. Computational Fluid Dynamics) se řadí mezi odvětví hydromechaniky. V dnešní době se dokonce považuje za třetí pilíř v dynamice tekutin. Mezi zbylé dva patří experimentální a teoretické cesty. CFD dokáže popsat a spočítat komplexní turbulentní proudění, a to vše pomocí numerických metod a matematického modelování, které byly vloženy do softwarového rozhraní. Na druhou stranu je toto modelování pouze simulace a je nutné tyto výsledky validovat s experimentálním měřením. Proto je potřeba aby řešitel dobře ovládal softwarové rozhraní, aby matematický model úlohy odpovídal fyzikálnímu modelu reálného děje, tj. mít dobře nastavené okrajové podmínky, kvalitní výpočetní síť apod.



Obr. 12: Zobrazení tří pilířů hydromechaniky (15)

Jak už bylo zmíněno, CFD simulace jsou jen jedna možnost, jak zkoumat problém proudění. Mezi ostatní dva patří analytické řešení problému, které je možné využít jen u jednoduchých úloh, např. u laminárního či potenciálního proudění. V tomto případě, kdy se předpokládá, že proudění bude turbulentní, nelze tento postup využít. Druhou možností je vytvoření experimentu a z měření vyvodit takzvanou kritériální rovnici. Ty jsou oproti simulacím drahé a náročné. Samozřejmě CFD nikdy dokonale nenahradí fyzické měření, ale vzhledem k rychlosti simulace mohou být časové náklady velmi sníženy.

#### 3.1 Matematické modely turbulence

V technické praxi je takřka každé proudění turbulentní, protože i když má laminární menší tlakové ztráty a je lépe předvídatelné, jeho udržení je možné pouze při malých rychlostech či vysokých viskozitách tekutiny, takže z technického hlediska příliš nevyužitelné. Turbulentní proud obsahuje různě velké víry, které obsahují část proudění a rozpadem těchto vírů se kinetická energie proudu postupně mění na tepelnou.

Turbulentní proudění se vyznačuje určitými znaky. Mezi tyto znaky patří (16):

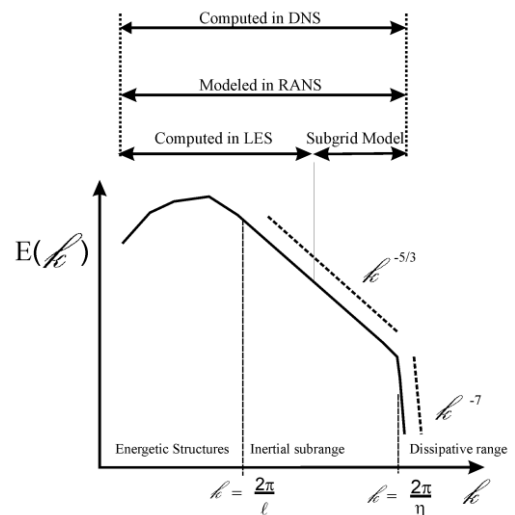
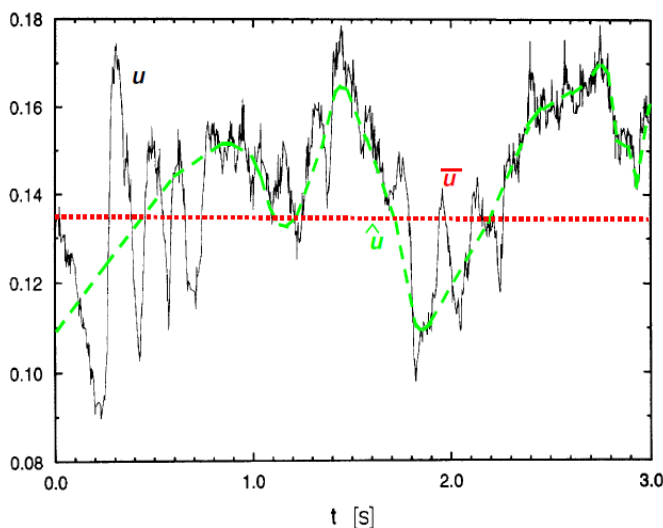
- Náhodnost  
Není možné dokonale předpovědět, jak se bude výsledné proudění bude vyvíjet, protože i ta nejmenší chyba dokáže změnit výsledný sled událostí.



- Disipace  
Víry se kinetická energie proudu postupně mění na teplo. Tomuto jevu se říká disipace. Tento proces je nevratný v čase.
- Vířivost  
Charakteristické pro turbulentní proudění jsou velké lokální změny vířivosti. Tyto změny mají souvislost s přítomností výrových struktur. Toto pole vířivosti je nehomogenní a dynamické v čase.

Pro řešení praktických problémů se zavedlo několik modelů turbulence. Jaký model je nejvhodnější závisí na typu úlohy např. jestli se jedná o vnitřní nebo vnější aerodynamiku, pokud se v proudu počítá s přestupem tepla, nebo jestli je proudění nadzvukové atd. Volba modelu turbulence také úzce souvisí s typem výsledků, kterých je potřeba dosáhnout. Například pokud je dostačující stacionární řešení, nebo zda je potřeba získat řešení v čase pro popis dynamického jevu. Současně s tím je také třeba ujasnit, zda je dostačující časově středované řešení (RANS přístup), nebo zda potřebujeme simulovat dílčí víry a jejich disipaci na menší (např. LES přístup).

Rovnice popisující proudění (rovnice kontinuity, Navier-Stokesova rovnice, energetická rovnice atd.) lze řešit v CFD simulaci přímo tzv. přímou numerickou simulací DNS (angl. Direct Numerical Simulation), která má kvůli své komplexnosti obrovské výpočetní nároky. Ale na druhou stranu je schopná modelovat všechny velikosti vírů, jak je z znázorněno na obrázku 13. a její výsledky jsou přesné (na obrázku č. 14 jsou výsledky CFD vypsány černou křivkou). Zelenou křivkou je vyobrazena metoda LES, která pomocí numerické simulace (DNS) simuluje pouze velké víry. A poslední metodou je RANS, pracující se středovanými rovnicemi.





### 3.1.1 DNS

Tato metoda se používá již od 80 let 19. století. Opírá se o to, že zákony zachování jsou řešeny přímo v čase, tj. bez jejich středování. Výsledky tudíž obsahují veškeré víry a poruchy do detailů rozlišení sítě. To nám pomáhá porozumět tvorbě, časovému průběhu a zániku vírů v modelu. DNS se v dnešní době používají spíše pro výzkum. V technické praxi je využití značně omezeno. Kde se ale DNS využívají jsou například úlohy týkající se akustických jevů.

Nevýhodou metody je, že požadavky pro výpočet rostou s Reynoldsovým číslem. Pokud chceme co možná nejpřesnější výsledky je potřeba, aby síť byla tak jemná, aby se blížila Kolmogorově délce, což je nejmenší délka vírů, které mohou stabilně existovat v turbulentním proudění. Na druhou stranu jsou tyto výsledky tak přesné, že je lze považovat za přesné měření.

### 3.1.2 LES

Předpokladem pro metodu LES (angl. Large Eddy Simulation) je, že turbulentní proudění je sice složeno ze všech možných velikostní vírů, ale jen ty největší ovlivňují proudění nejvíce, protože v sobě akumulují největší množství hybnosti, hmoty a energie. Malé víry neovlivňují výsledek takovým způsobem, jako velké víry, ale stále není možné je zcela zanedbat, protože se výrazně podílejí na disipaci energie, jsou nahrazeny subgridními modely na bázi RANS.

### 3.1.3 RANS

Tato metoda je nejrozšířenější a nejvíce používaný nástroj v CFD. V dnešní době se RANS modely používají pro nejrůznější technické aplikace. Velice často nás v praxi nezajímá, jak přesně víry vypadají, ale chceme zjistit jen střední hodnoty proudu. RANS (angl. Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations) metody pracují na myšlence středování. To znamená, že se rovnice průměrují v čase. Takto upravené rovnice nedávají výsledky přesných hodnot, ale jejich střední hodnotu integrovanou v čase. Tento proces sice zavádí do rovnic nové členy, ale výpočetní síť nemusí být tak jemná, aby zachytila i ty nejmenší víry. To snižuje výpočetní nároky a metoda je dostupnější.

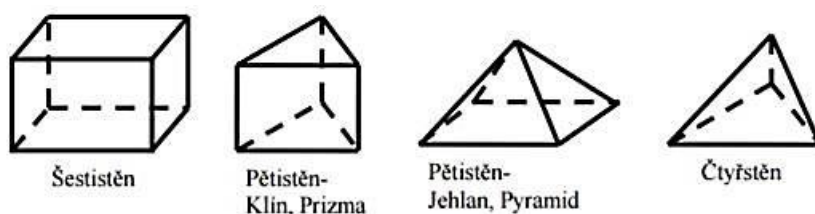
#### **Turbulentní model SST k- $\omega$**

Středování vede ke vzniku dodatečných členů v řešených rovnicích, které se modelují pomocí transportních rovnic. Typickou ukázkou je třeba model SST k- $\omega$ , který využívá dvě transportní rovnice pro k a  $\omega$

SST k- $\omega$  je dvoj maticový model, který do výpočtu přidává dvě další diferenciální rovnice. Tento model spojuje starší modely k- $\epsilon$  (který je přesnější v blízkosti stěn) a k- $\omega$  (který je naopak přesný ve volném proudu). Model SST k- $\omega$  je v současné době nejrozšířenější model pro technické aplikace.

### 3.2 Metoda konečných objemů

Pro řešení CFD simulací se využívá metoda konečných objemů. Tato metoda rozděluje zkoumaný prostor na výpočetní síť tvořenou z předem nadefinovaných elementů. Tyto elementy mohou být šestistěny, prismaty, jehlany, čtyřstěny aj. Zástupce těchto elementů je možno vidět na obrázku níže.



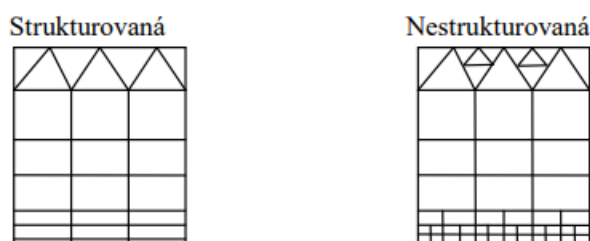
Obr. 15: Přehled některých využívaných elementů (17)

Tvary sítě jsou zvoleny podle zadané geometrie. U jednoduché sítě si vystačíme s šestistěny. Ty mají výhodu, že na diskretizaci se využije menší počet elementů než při diskretizaci s využitím čtyřstěnnů. Nevýhodou je, že ne každou geometrii je možné diskretizovat pomocí těchto elementů. Obvykle se šestistěny využívají u geometrie s rovnými stěnami a nesložitou geometrií. U složitějších tvarů je potřeba prostor vyskládat např. z pětistěnnů či čtyřstěnnů.

V této práci se pracuje mimo jiné i se sítí vytvořenou v programu ANSYS Fluent. Tento program využívá polyhedrální elementy, což jsou mnohostěny.

Pro každý element v síti se zvlášť počítají rovnice popisující proudění. Počet a tvar těchto rovnic závisí na zvolené metodě řešení. To značí, že počet elementů má značný vliv na potřebný výpočetní výkon simulace a délku trvání výpočtu. Tento problém se většinou řeší studií sítě, která je popsána v jiné části práce.

Podle uspořádání elementů se síť ještě dělí na strukturovanou a nestrukturovanou síť. Tyto dva typy se od sebe liší tím, že u strukturované sítě musí hranice elementu sousedit pouze s jedním dalším elementem. Z toho vyplývá, že síť nelze jednoduše zhušťovat. Na druhou stranu je strukturovaná síť přesnější, protože nedochází k numerické chybě v důsledku průměrování mezi elementy na rozhraní. (17)



Obr. 16: Strukturovaná a nestrukturovaná síť (17)

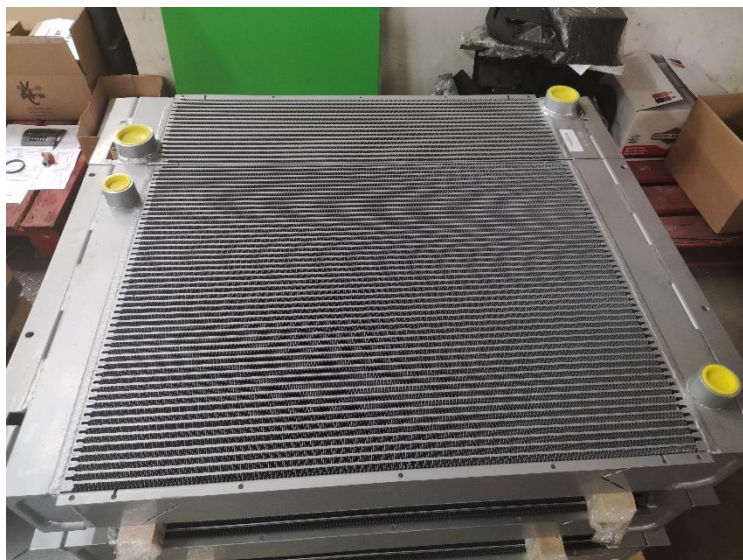
## 4 Modelování výměníku tepla

Tepelný výměník je zařízení, které umožňuje výměnu tepelné energie mezi dvěma tekutinami. Mezi základní typy výměníků patří například směšovací, regenerativní nebo rekuperační. Právě tento poslední zmíněný typ výměníku je součástí dříve uvedeného šroubového kompresoru, o který se opírá tato práce.

V této kapitole je podrobně popsána geometrie zkoumaného výměníku a také jsou zde popsány nutné úpravy, které byly provedeny za účelem zjednodušit prostorovou diskretizaci (síťování) a tímto způsobem snížit výpočetní nároky simulace. Firma ATMOS dodala dokumenty týkající se samotného kompresoru, ale na výměník, který je distribuován jinou firmou, se nepodařilo získat dokumentaci týkající se detailního geometrického provedení výměníku a jeho vnitřních kanálů. Důvodem je skutečnost, že tyto vnitřní kanály výrobci výměníků považují za své know-how. Všechny rozměry a veškerá geometrie je vyvozována z měření a fotografií výměníku, který ještě nebyl namontován na šroubový kompresor. Ještě je nutno dodat, že veškeré úpravy a zjednodušení geometrie, byly schváleny po domluvě s vedoucím práce a firmou ATMOS. Zdůvodnění následujících úprav je blíže popsáno v kapitole 5 věnující se tvorbě prostorové sítě.

### 4.1 Konstrukční provedení výměníku tepla

Výměník tepla je rozdělen na dvě části, přičemž v každé z nich se ochlazuje jiné médium. Jak je vidět na obrázku níže, jedna část je podstatně širší než část druhá. V širší části se, po jeho odloučení ze stlačeného vzduchu v separátoru oleje, chladí olej a v užší části proudí samotný stlačený vzduch. Toto spojení je z ekonomických důvodů, protože jinak by bylo potřeba mít dvě oddělená místa pro výměníky a napájet dva ventilátory. K sobě jsou spojeny z boku deskou s dírami pro šrouby. Pro zjednodušení toto spojení nebylo v modelu uvažováno.



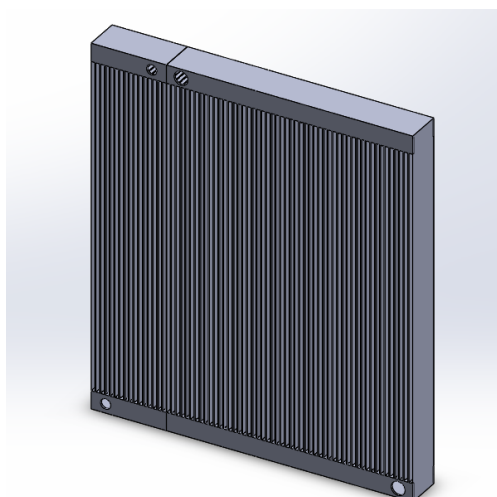
Obr. 17: Výměník kompresoru

Výměník se na skříň kompresorové jednotky připevní pomocí úchytů, ve kterých jsou předpřipraveny otvory pro spojovací prvky. Ty jsou k výměníku přivařeny tupým svarem. Protože nejsou v samotné funkci podstatné, výsledný model se obejde bez těchto úchytů.

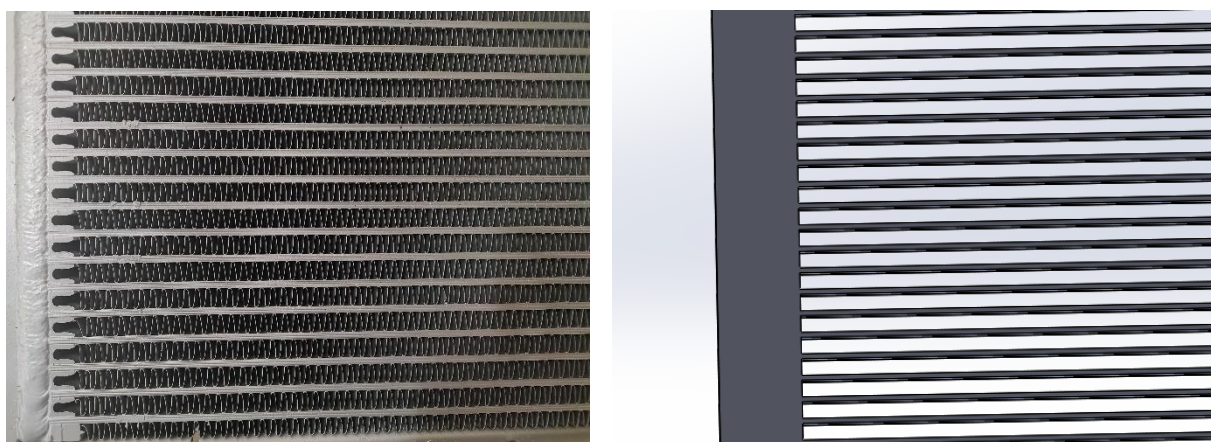
Jedná se o deskový výměník, kde chlazené médium (vzduch či olej) vstupuje do postranní komory kruhovým otvorem (na obrázku výše jsou otvory ucpány žlutými krytkami) a poté proudí skrz vnitřní část desek. Bohužel nebylo možné získat informace o geometrickém provedení vnitřní části výměníku, protože toto dodávající firma považuje za své know-how, a proto je informace předmětem obchodního tajemství. Zjistit geometrickou podobu vnitřních kanálů bez dokumentace by znamenalo zničení (rozřezání) jednoho výměníku, a to pro účely této práce nebylo možné. Dle provedené rešerše napříč výrobci těchto typů výměníků bylo zjištěno několik možných návrhů výroby vnitřních prostor. V některých výměnících jsou řešeny pomocí vlnovcových plechů (obdobně k vnější části), jinde jsou vnitřní prostory vyplněny malými ocelovými kuličkami, které plní funkci turbulizátorů proudu. Po konzultaci s vedoucím práce bylo dohodnuto, že vnitřní drážky budou volné bez větších modifikací.

Ze samotného výměníku byla ponechána vnější ocelová konstrukce nezbytná pro simulaci proudění a přestupu tepla. Další části (spojení výměníku se skříní, svary, zaoblení a vlnovcový plech) byly z geometrie odstraněny.

Po všech úpravách vypadá geometrie modelu následovně:



Obr. 18: Upravená geometrie výměníku



Obr. 19 a 20: Detail původní (vlevo) a upravené (vpravo) geometrie

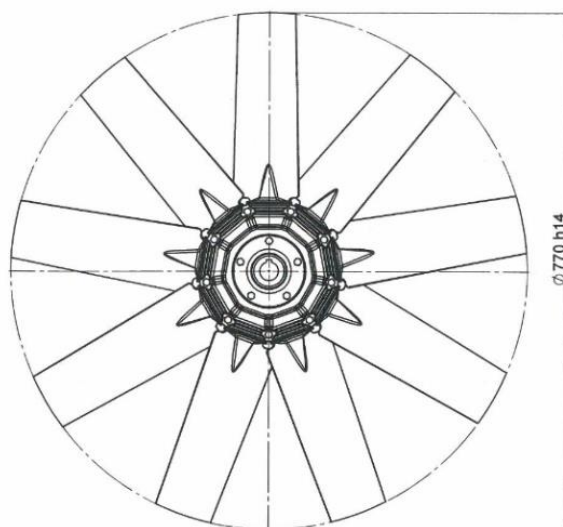
Je vidět, že na modelu nejsou žádná zaoblení a příliš malé prvky geometrie (typicky manipulační úchyty, otvory pro šrouby apod.), protože to by zesložilo navazující proces diskretizace. Z teplosměnných ploch byly zanechány jen oddělovací plechy. Toto razantní zjednodušení lze udělat, protože se opírá o studii sítě, která je popsána v následující kapitole č. 5.

## 4.2 Ventilátor

Pro ventilátor byla výkresová dokumentace dodána. Jedná se o lopatkový ventilátor poháněný elektrickým motorem. S výkresovou dokumentací byl poslán i technický list, ve kterém byly popsány všechny potřebné informace. Výtah těchto informací je možné vidět v následující tabulce:

Ventilátor 770/9-9/31,5°/PAG/4ZL					
Počet lopatek	Rychlost na konci lopatky	Rychlost větru	Hmotnostní průtok	Celkový tlak	Mechanická účinnost
9	50 m/s	9,84 m/s	4,83 kg/s	388 Pa	65 %

Tab. 3: Parametry ventilátoru 770/9



Obr. 21: Výkres ventilátoru

Hmotnostní průtok vzduchu ventilátorem je okolo 5 kg/s rychlostí 10 m/s. Firma ATMOS potvrdila, že v tuto chvíli kompresory řady SMARTRONIC nepoužívají regulace otáček ventilátoru. Ventilátor je obvykle připojen ke čtyřpólovému motoru, což vede na otáčky 1500 RPM.

Pro zjednodušení se bude ventilátor modelovat zjednodušeně tak, že se nebude uvažovat jeho geometrie, ale do simulace se zahrne prostřednictvím okrajové podmínky hmotnostního průtoku na nadefinované 2D geometrie průmětu ventilátoru, což lze pro účely této práce považovat za dostačující. To má sice nevýhodu, že nebudeme mít přesné výsledky, ale pokud

by se ventilátor modeloval ve 3D, mělo by to za následek mnohonásobného zvýšení výpočetních nároků.

### 4.3 Nastavení výpočtu

Chladicím médiem je vzduch, který bude ventilátorem tlačěn přes výměník. Předpokládá se, že ventilátor nasává vzduch z místnosti (okolí) kde je kompresor ustaven. Teplota a tlak se může v průběhu roku měnit, ale pro výpočet bude nastavena hodnota na pokojovou teplotu 20°C a atmosférický tlak (101,3 kPa). Hmotnostní průtok a rychlost chladicího vzduchu jsou převzaty z technického listu ventilátoru. Chladicí vzduch dosahuje rychlosti okolo 10 m/s a jeho hmotnostní průtok činí zhruba 5 kg/s.

Olej, který je vstřikován do stlačovaného vzduchu, je značky VLD 4+. Jedná se o speciální olej pro šroubové kompresory, který je pomocí aditiv vysoce stabilní, je odolný vůči oxidaci, nekoroduje vnitřní části kompresoru a neusazuje se na stěnách trubek, šroubech a ventilech. Jeho parametry jsou vyobrazeny v tabulce níže:

Olej VLD 4+				
Hustota při 15 °C	Viskózní index	Kin. viskozita při 40 °C	Kin. viskozita při 100 °C	Bod vzplanutí
0.879 kg/l	112	46,48 mm <sup>2</sup> /s	7,11 mm <sup>2</sup> /s	230 °C

Tab. 4: Parametry oleje VLD 4+

Díky těmto vlastnostem mazivo odolává vysokým tlakům a teplotám a nevzplane při chodu kompresoru.

Z měření dodané firmou ATMOS je možno vyčíst, že olej do výměníku vtéká pod tlakem 8 barů za teploty 90 °C. Hmotnostní průtok oleje výměníkem činí 119.71 litrů za minutu. Přesné hodnoty tepelné vodivosti a měrné tepelné kapacity nebylo možné z dodaných podkladů firmy ATMOS vyčíst. Pro účely výpočtu předpokládáme konstantní hodnoty odečtené pro běžně používaný průmyslový olej, tedy tepelná kapacita 1900 J/kgK a tepelná vodivost 0.105 W/mK

Pro nastavení materiálu samotného kompresoru bylo předpokládáno, že výměník je vyroben z běžné konstrukční oceli 11 353. Tato ocel má hustotu 7850 kg/m<sup>3</sup>, tepelnou vodivost 60,5 W/mK a měrnou tepelnou kapacitu 458 J/kgK.

Konstrukční ocel 11 353		
Hustota	Tepelná vodivost	Měrná tepelná kapacita
7850 kg/m <sup>3</sup>	60,5 W/mK	458 J/kgK

Tab. 5: Parametry konstrukční oceli 11 353

Kvůli tomu, že olej i komprimovaný vzduch procházejí stejným procesem, jejich výstupní parametry jsou identické, tj. 8 bar, 90 °C. Na druhou stranu hmotnostní průtok vzduchu je menší a to 0,41 kg za minutu. V tabulce níže jsou porovnány všechny hodnoty.

<b>110kw Kompresor</b>		
	Olej	Komprimovaný vzduch
<b>Médium chlazené části výměníku</b>		
Hmotnostní průtok kg/s	1.68	0.41
Teplota na vstupu °C	90	90
Tlak na vstupu bar(g)	8	
<b>Médium chladící části výměníku (vzduch)</b>		
Hmotnostní průtok kg/s	5.5	0.6
Hmotnostní průtok m <sup>3</sup> /min	303.9	34.1
Celkový hmotnostní průtok m <sup>3</sup> /min	338.0	
Teplota na vstupu °C	20	20
Tlak na vstupu kPa	388	

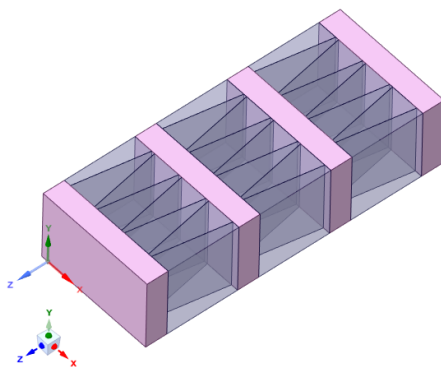
Tab. 6: Naměřené hodnoty na výměníku



## 5 Studie výpočetní sítě

Výpočet je proveden metodou konečných objemů. Popsaná geometrie se proto prostorově diskretizuje. Tato diskretizace, též známá jako síťování, je definována jako rozdělení modelu na konečný počet elementů. Čím více elementů, tím přesnější bude konečný výsledek, ale výpočet bude pomalejší a naopak. Z tohoto důvodu je potřeba zvolit takové nastavení, aby výsledky nebyly ovlivněny diskretizací oblasti, ale zároveň, aby počet elementů byl co nejmenší. Pro tyto účely byla provedena studie výpočetní sítě.

Studie výpočetní sítě byla provedena na malé části geometrie celého výměníku (cca 10 000krát menším, než je původní výměník). Odůvodněním tohoto zjednodušení je fakt, že tvoření sítě na celém výměníku by bylo časově a výpočetně náročné. Výřez této geometrie je možné vidět na obrázku níže.



Obr. 22: Výřez výměníku

Dalším zjednodušením, pro účely studie sítě, je náhrada vlnovcového plechu za pomocí virtuálních přepážek. Tím bude zachován rychlostní profil a tvorba mezní vrstvy, nicméně nebude třeba síťovat samotné přepážky, což výrazně urychlí prováděné výpočty. V modelu je zaoblení plechu ve svařené části nahrazeno rovinným, což je výhodnější z pohledu tvorby výpočetní sítě (lze takto připravit kvalitnější síť) a zároveň lze předpokládat, že tím nedojde k výraznému ovlivnění výsledků.

Jelikož je nutné počítat s vazkou tekutinou, je na všech stěnách aplikována podmínka nulové relativní rychlosti. Tento proces mění i profil rychlosti blízko u stěny. Zjemnění sítě u stěn by mělo být možno tento proces zachytit. Tato oblast zjemnění se nazývá mezní vrstva.

Celkem bylo testováno pět nastavení strukturovaných sítí. Varianty se od sebe liší různými parametry sítě. Tyto parametry zahrnují počet elementů v mezní vrstvě, tloušťku mezní vrstvy a globální velikost sítě. Všechny tyto parametry značně ovlivňují počet elementů v síti a tím přímo ovlivňují časovou a výpočtovou náročnost. Vytvořené sítě by měly dostatečně podchytit změny výsledků v závislosti na počtu elementů.

Pro výběr nejvhodnější sítě byly zkoumány a vyhodnoceny hodnoty důležité z pohledu simulace výměníku tepla. Mezi tyto hodnoty patří změna tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem a hodnota  $y^+$ .



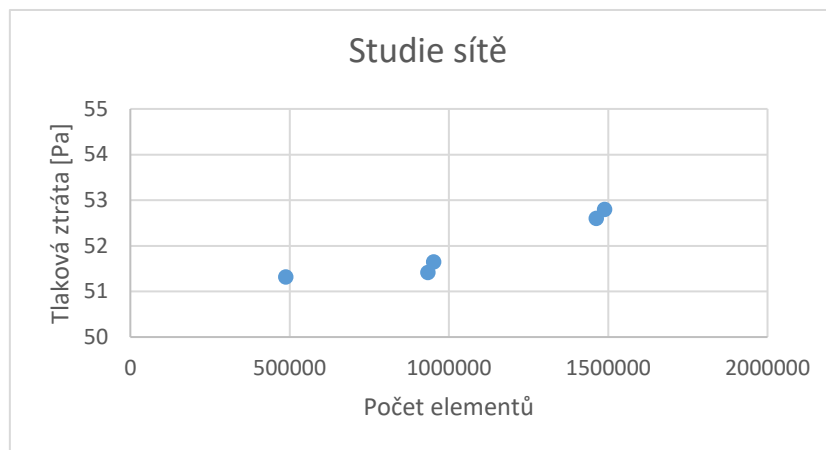
## 5.1 Výpočetní síť

Pro tvorbu výše zmíněných pěti sítí byly použity polyhedrální elementy. Síťování bylo provedeno v programu ANSYS Fluent. Výchozí síť (č.1) je tvořena elementy s průměrnou délkou hrany 0,1 mm. Elementy v mezní vrstvě se postupně zvětšují, přičemž výška prvního elementu je 0,07 mm. Celkem je mezní vrstva tvořena pěti elementy. Toto nastavení mezní vrstvy bylo zvoleno tak, aby bylo docíleno hodnoty  $y^+$  menší jak jedna.

Další modifikace vycházejí z této původní výpočetní sítě. Měnila se velikost elementů na zhruba polovinu a posléze na dvojnásobek a u vybraných sítí byla ještě zmenšena výška prvního elementu v mezní vrstvě. Podrobné výsledky jsou popsány v následující tabulce.

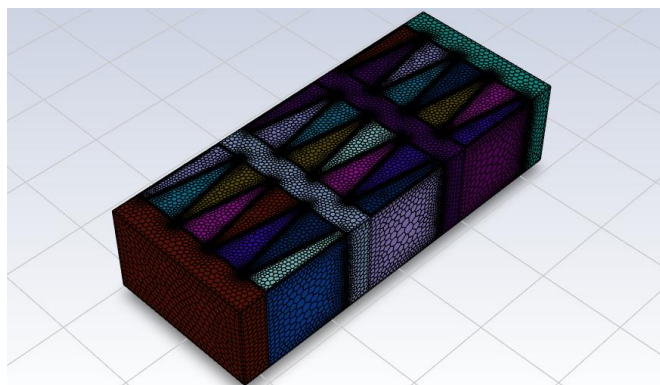
Číslo sítě	Velikost elementů [mm]	Velikost prvního elementu v mezní vrstvě [mm]	Počet elementů	Průměrné $Y^+$	Tlaková ztráta [Pa]
1	0,1	0,05	951418	0.453	51.646
2	0,1	0,07	1488001	0.458	52.794
3	0,2	0,05	487199	0.438	51.315
4	0,075	0,05	933772	0.452	51.415
5	0,075	0,07	1462015	0.457	52.599

Tab. 7: Výsledky studie výpočetní sítě



Graf. 1: Výsledky studie výpočetní sítě

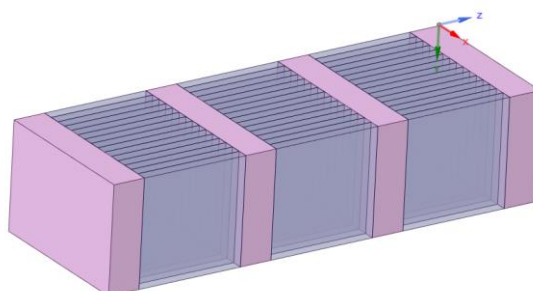
Z grafu, který je možno vidět pod tabulkou, je patrné, že sledovaná tlaková ztráta se počtem elementů prakticky nemění (procentuální změna vůči střední hodnotě se pohybuje okolo dvou procent). Tento model lze považovat za invariantní vůči počtu. Pro následující výpočty byla vybrána síť č. 1. Tato síť je na obrázku č. 23. Tato síť má cca jeden milion elementů. Pokud se výměník bude skládat z 10 tisíc takovýchto výřezů, vychází celkový počet elementů na 10 miliard, což je, na námi dostupných výpočetních zařízeních, nepočitatelný úkol. Zvětšení elementů se setkalo s neúspěchem, protože se větší prvky nedokázaly vměstnat mezi přepážky. Proto se úloha musí markantně zjednodušit. Tento proces je popsán o něco níže.



Obr. 23: Vybraná síť

## 5.2 Vliv rovných přepážek

Jedno zjednodušení, které bylo uvažováno, bylo nahrazení šikmého vlnovcového plechu plechem kolmým k teplosměnným plochám. Z trinomického výpočtu vychází, že narovnáním zešikmených přepážek z 80 stupňů na devadesát by se plocha změnila pouze o pět procent. Jedna z výhod tohoto zjednodušení by bylo, že geometrie by se skládala pouze z kvádrů. Tuto geometrii by pak bylo možné síťovat hexahedrálními elementy, které jsou nejvhodnější pro výpočet.



Obr. 24: Geometrie rovného plechu

Z výsledků je patrné, že i když se plocha změnila minimálně, měla tato změna takřka dvojnásobný dopad na tlakovou ztrátu, proto není možné toto zjednodušení použít.

Typ výřezu	Velikost elementů [mm]	Velikost prvního elementu v mezní vrstvě [mm]	Počet elementů	Průměrné Y+	Tlaková ztráta [Pa]
Šikmé	0,1	0,05	951418	0.453	51.646
Kolmé	0,1	0,05	1272473	0.496	104

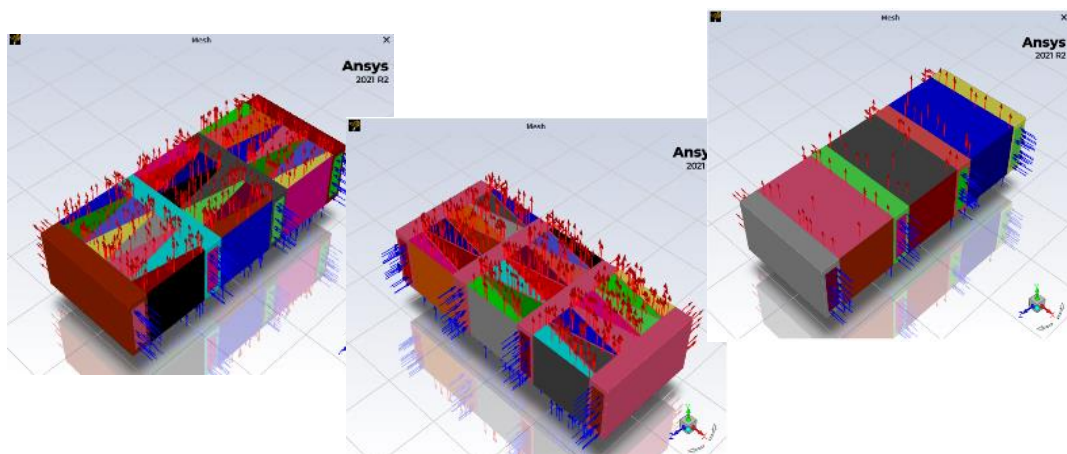
Tab. 8: Výsledky vlivu rovných přepážek

### 5.3 Studie vlivu typu vlnovcového plechu

Dosavadní počet elementů, který vychází z dosavadní studie, není optimální pro tento konkrétní výpočet. Z důvodů velmi malého místa mezi vlnovcovým plechem není možné zvětšovat velikosti elementů, tak aby se výsledný počet elementů celého výměníku dostal do upočitatelných hodnot. Z tohoto důvodu je navrženo markantní zjednodušení, a to je odstranění plechu úplně.

Pro kontrolu, jestli by tento model dával výsledky porovnatelné s předchozími sítěmi byly vytvořeny celkem tři modely. Jeden s plechem, který je součástí modelu (označen jako A). Druhý, s kterým bylo pracováno doteď, tj. s plechem nastaveným na stejnou tloušťku, ale virtuálně (B) a posledním, třetím, který zmiňovaný plech nemá (C).

Pro tuto úlohu se místo tlakové ztráty měřila teplota a entalpie na vstupu a výstupu. To je dáno tím, že tato studie má ve výsledku ověřit, jaký vliv má tloušťka plechu na výsledné hodnoty přestupu tepla a tepelné rozdíly médií. U všech modelů bylo zvoleno nastavení sítě č. 3. Vyobrazení modelů je možné vidět na obrázcích č. 25, 26, 27 a tabulka výsledků je situována pod geometrií.



Obr. 25, 26 a 27: Geometrie A (vlevo), B (uprostřed) a C (vpravo)

Typ sítě	Výstup vzduchu		Výstup oleje		Počet elementů
	Teplota [K]	Entalpie [kJ/kg]	Teplota [K]	Entalpie [kJ/kg]	
<b>Virt. plech</b>	303,5	5524,3	499,7	353562,5	1189474
<b>Reálný plech</b>	309,8	11883,9	499,1	353515,9	2154444
<b>Bez plechu</b>	304	6040,2	499,6	354366,9	442408

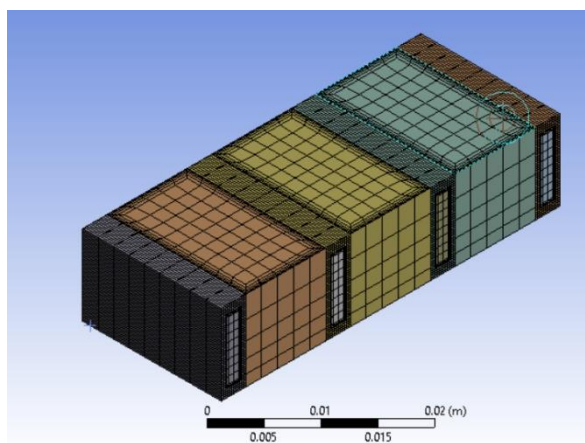
Tab. 9: Výsledky vlivu vlnovcového plechu

Z tabulky je možno vyčíst, že u tohoto případu jsou výsledky bez vlnovcového plechu a s plechem nastaveným virtuálně takřka minimální rozdíly. Větší rozdíl je u reálného vyobrazení výměníku. To sice bude dávat přesnější výsledky, ale výsledná síť výměníku by měla přes 20 miliard elementů (výsledná geometrie by se měla skládat z 10 tisíců těchto částí) a modelování takového množství elementů není možné. V následujících výpočtech se tedy pracuje s odstraněným vlnovcovým plechem i když pro výpočet není možné přepážky

jednoduše zanedbat. Každopádně vzhledem k tomu, že se výpočet zaměřuje především na kvalitativní hodnocení teplotního pole, lze pokračovat bez přepážek. Pro výpočet tlakové ztráty není možné přepážky úplně zanedbat.

## 5.4 Snížení počtu elementů

Odstraněním vlnovcového plechu je možné zvětšovat buňky tak, aby výsledný počet bylo možné simulovat. Pro tvorbu hrubé sítě byla využita metoda sweep v programu CFD meshing. Tato metoda je nejvhodnější, protože využívá předem vytvořené povrchové sítě, která je poté vytáhnutá do prostoru a vhodně diskretizována podél tohoto vytažení. Důležité je poznamenat, že se tato metoda hodí pro tvorbu hexahedrálních elementů. Jelikož tato geometrie obsahuje velké množství podlouhlých profilů s konstantním průřezem, je tato metoda optimální pro zadanou geometrii. Výslednou síť je možno vidět na obrázku níže.



Obr. 28: Síť s většími elementy

Stojí za povšimnutí, že výsledná síť není strukturovaná, protože elementy sousedících ploch nemají stejnou velikost.

Tato síť byla porovnána se sítí s virtuálním plechem z podkapitoly 5.3. Porovnávacími parametry byly teploty a entalpie na vstupu a výstupu, a  $y^+$ . Výsledky je možné vidět níže.

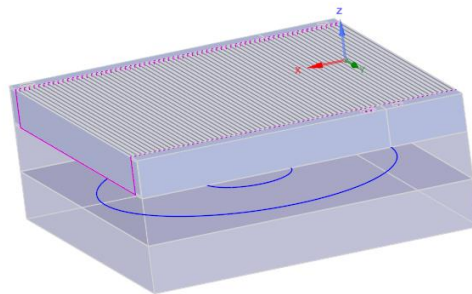
Typ sítě	Výstup vzduchu		Výstup oleje		Počet elementů
	Teplota [K]	Entalpie [kJ/kg]	Teplota [K]	Entalpie [kJ/kg]	
<b>Jemnější</b>	303,5	5524,3	499,7	353562,5	1189474
<b>Hrubší</b>	304,1	6141,9	499,6	354349,3	16007

Tab. 10: Výsledky zvětšení elementů sítě

Sítě vypovídají zhruba stejné hodnoty sledovaných parametrů s rozdílem, že jedna má o 100krát méně elementů. S tímto nastavením sítě by výsledná síť výměníku měla mít něco okolo 200 mil. elementů a bylo by možné provést simulaci.

## 6 Numerická simulace

Numerická simulace byla řešena na geometrii celého výměníku. Výsledná geometrie je vyobrazena na obrázku níže. Geometrie obsahuje celkem dvě domény reprezentující tuhé těleso, a to stěnu výměníku pro stlačený vzduch a olej. Zbylé tři domény reprezentující proudící média jsou kapaliny oleje, chladicího a chlazeného vzduchu. Geometrie je doplněná o plochu pro ventilátor. Všechny tvorby výpočetní sítě a simulace proběhly v programech dodávaných firmou ANSYS.



Obr. 29: Geometrie celého výměníku

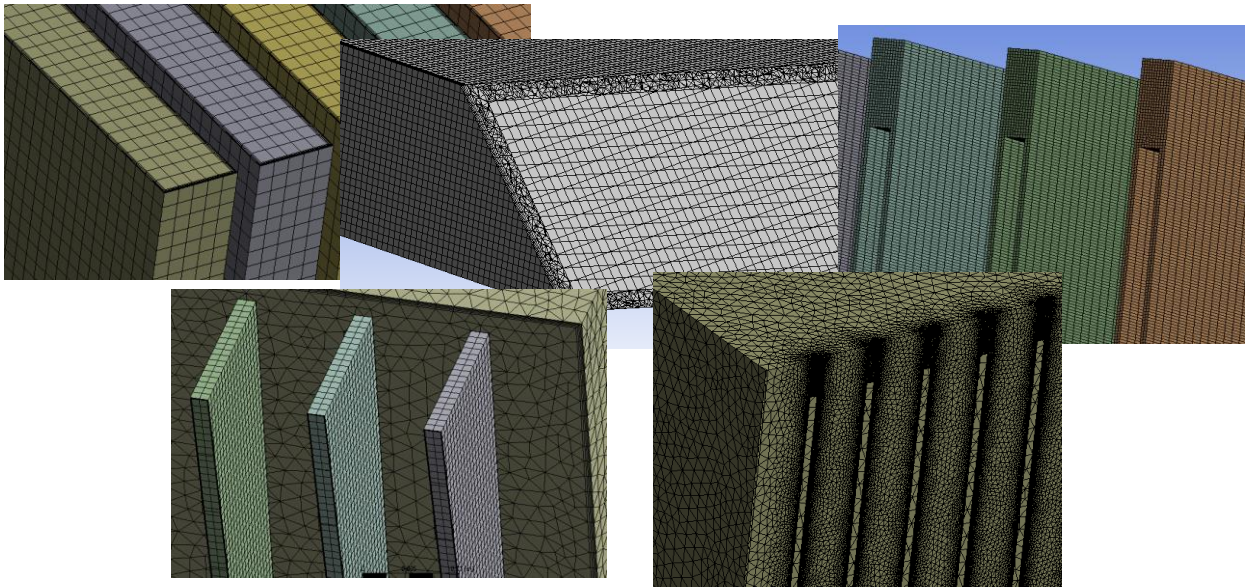
### 6.1 Výpočetní sítě

Na tvorbu výpočetní sítě byla (tam, kde to bylo možné) použita metoda sweep a nastavena tak, aby se tvořili hexahedrální prvky. Ve zbylých prvcích geometrie, které nebyly vhodné pro metodu sweep, byly nastaveny tetrahedrální prvky, nebo síťování pomocí metody hexacore. Tato metoda se snaží vysítovat objem hexahedrálními prvky a tam, kde to není možné, síťuje pomocí tetrahedrálních prvků (většinou se tak děje v blízkosti stěn či tvarově komplikované stěny geometrie).

Proto, aby velikost geometrie, která by byla možná vysítovat pomocí této metody byla co možná největší, byla geometrie výměníku vhodně rozřezána na menší části. Toto rozřezání způsobí, že program ztratí informaci o tom, jaké plochy by měly být spojeny a které ne. Tento problém může být vyřešen dvěma způsoby. Za prvé se stěny vzniklé řezáním spojí pomocí „share topology“. Tato metoda není v tomto případě možná, protože by bylo nutné mít na obou stěnách stejně velké elementy, a to by v určitých místech vedlo k navyšování výsledného počtu elementů sítě. Druhá možnost je nastavení rozhraní mezi tělesy, na kterém se předávají informace např. o stavu tekutiny, proudění apod. Tato metoda byla využita v této práci.



Jednotlivé výběry sítě lze vidět na obrázku níže:



Obr. 30 až 34: Ukázka sítě výměníku

Celkem má geometrie výměníku zhruba 150 milionů prvků.

## 6.2 Nastavení podmínek simulace

Podmínky byly nastaveny v softwaru CFX-Pre.

- **Nastavení celé výpočetní domény**

Ve výpočetní doméně bylo počítáno stacionární turbulentní proudění. Materiál domén byl zvolen následovně:

Chladicí a chlazený vzduch byl nastaven jako ideální plyn, který se řídí stavovou rovnicí. Olej byl nastaven s parametry vypsány v tabulce v kapitole 4. Kinematická viskozita je funkcí teploty, a proto se zjistí lineární interpolací mezi dvěma zadanými hodnotami v tabulce.

- **Kontrola konvergence**

Hodnota reziduí, které bylo nutné dosáhnout byla pro tuto úlohu byla nastavena na hodnotu  $10^{-3}$ . S rezidui se ve výpočtu monitorovali i hodnoty imbalancí a společně s nimi i tlaková ztráta a teplotní rozdíl mezi vstupy a výstupy jednotlivých médií.

## 6.3 Průběh simulace

Úloha byla zastavena po 320 iteracích, kdy se hodnoty reziduí dostaly pod požadovanou hodnotu. Jediný problém nastal s imbalancí hmotnostního průtoku chladicího vzduchu, který se v době zastavení výpočtu nacházel na dvou procentech. S ohledem na to, jak velké množství chladicího vzduchu tímto výměníkem prochází je chyba zanedbatelná.

## 7 Výsledky simulace

Mezi hlavní sledované parametry patří tlakové ztráty, teplotní změny a změny entalpie všech tří médií proudících ve výměníku. Dalšími výsledky jsou rozložení teplotního pole v blízkosti stěn a v celém výměníku a zobrazení proudění ve výměníku.

	Olej		Stlačený vzduch		Chladicí vzduch	
	Vstup	Výstup	Vstup	Výstup	Vstup	Výstup
<i>Tlak [kPa]</i>	898,7	878,65	872,5	814,4	387,98	387,94
<i>Teplota [°C]</i>	90	80,13	86,59	85,12	20	25,07
<i>Entalpie [kJ/kg]</i>	124,4	105,64	65,3	64,8	-5,02	0,072

Tab. 11: Hodnoty vstupů a výstupů médií

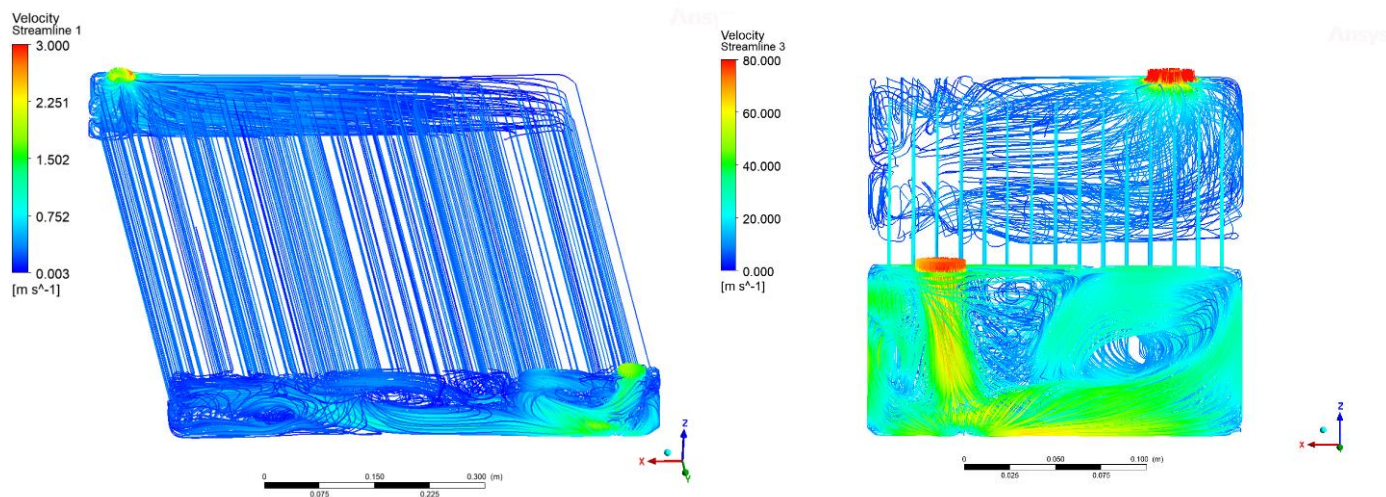
V tabulce č. 11 jsou uvedeny výsledné hodnoty sledovaných vstupních a výstupních veličin všech tří médií, které se nacházely ve výpočetní doméně. Z hodnot vycházející tlakové ztráty a změny teplot a entalpií jsou vypsány v tabulce č. 12.

	Olej	Stlačený vzduch	Chladicí vzduch
<i>Tlaková ztráta [kPa]</i>	20,07	58,1	0,04
<i>Teplotní rozdíl [°C]</i>	9,87	1,47	5,07
<i>Rozdíl entalpií [kJ/kg]</i>	18,76	0,5	5,092

Tab. 12: Hodnoty vstupů a výstupů médií

Z výsledků je patrné, že díky geometrii výměníku činí tlaková ztráta oleje 20 kPa u stlačeného vzduchu je to 58 kPa. Olej se ve výměníku ochladí zhruba o 10 °C, zatímco stlačený vzduch o 1,5 °C. Díky velkému množství chladicího vzduchu, které projde výměníkem se chladicí vzduch ohřeje zhruba o 5 °C.

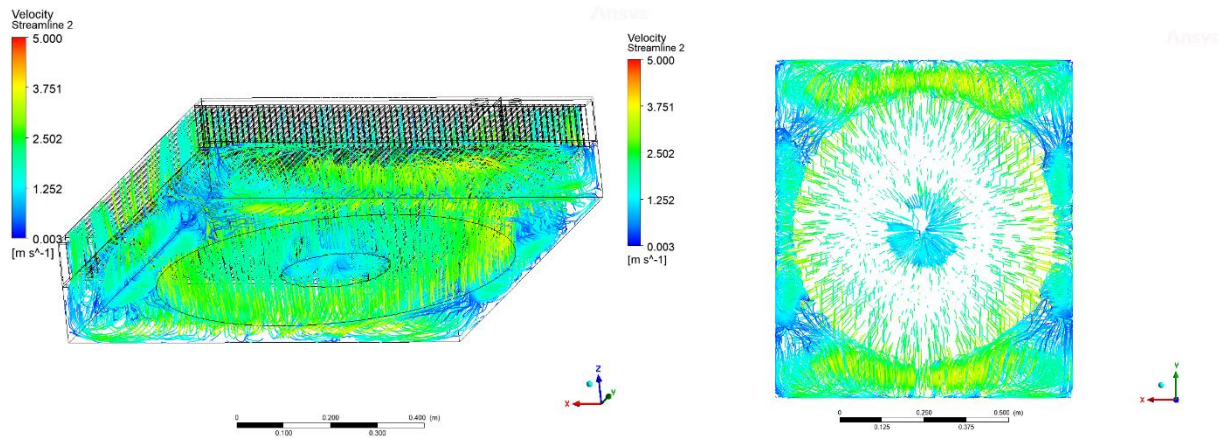
Výsledky tlakové ztráty v chladicím vzduchu nelze brát za přesné, protože odstraněním přepážek se na úkor snížení počtu elementů znepreciznila tlaková ztráta.



Obr. 35 a 36 Ukázka proudění oleje (vlevo) a stlačeného vzduchu (vpravo)

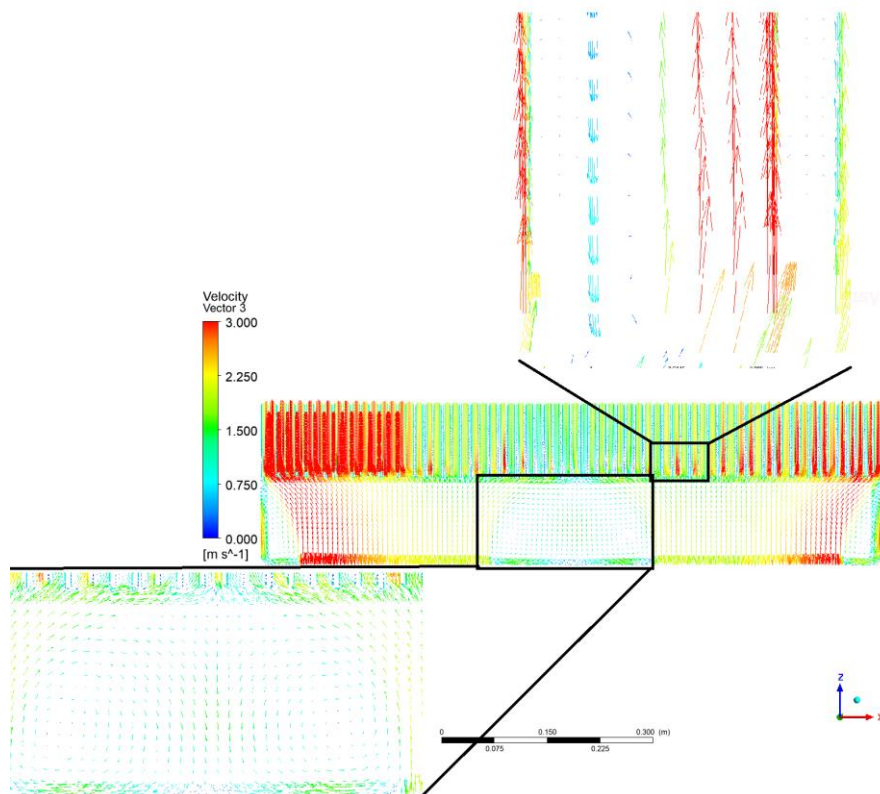
Na obrázcích č. 35 a 36 jsou vykresleny proudnice v chlazených médiích. Stojí za povšimnutí, že v místech vstupu (části blíže) se tvoří velké turbulence. V části výstupu je proud ustálenější.

V doméně chladícího vzduchu se díky kruhové geometrii ventilátoru tvoří zpětné proudění mimo ventilátor a také v místě upevnění lopatek v samém středu ventilátoru. Tyto jevy jsou zachyceny v obrázcích níže.



Obr. 37 a 38 Ukázka proudění chladícího vzduchu

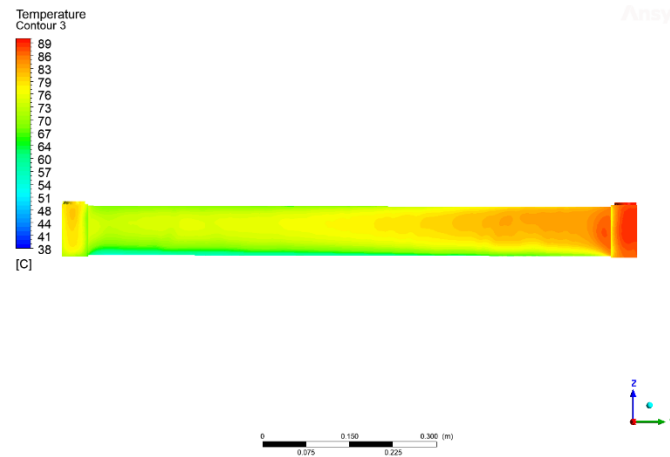
Z pole vektorů rychlosti je patrné, že mění se úhel rychlosti větru do vodorovných kanálů výměníku způsobuje zpětné proudění v těchto kanálech.



Obr. 39 Vektorové pole rychlostí chladícího vzduchu

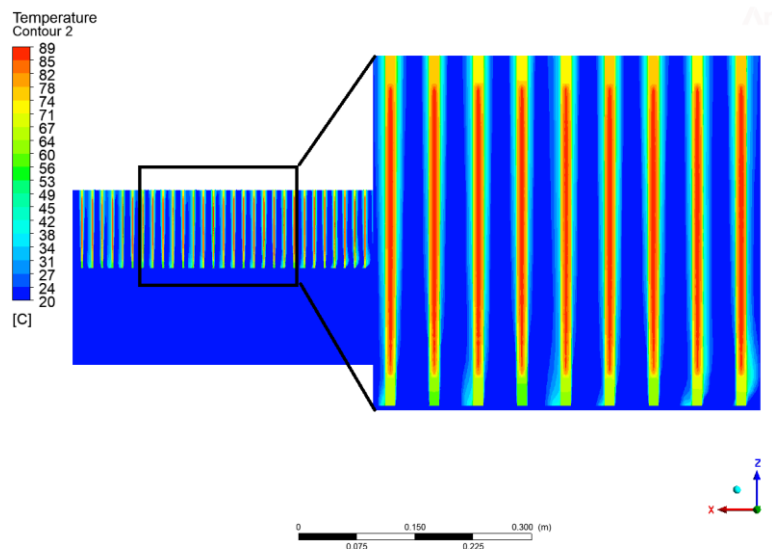


Na obrázku č. 40 je vyobrazeno teplotní pole oleje v blízkosti stěny. Teplotní pole zbylých médií vypadají podobně. Na obrázku je možno vidět postupné ochlazování oleje jak ve směru proudu oleje, ale také ve směru kolmém, tj. ve směru chladícího vzduchu. Olej se na určitých místech ochladí až o 30 °C. Tato hodnota je pouze u stěny a při výstupu kanálu se promíchá s celým objemem oleje. Proto je celková změna teploty oleje pouze 10 °C.



Obr. 40 Teplotní pole oleje v blízkosti stěny

Obrázek níže zachycuje teplotní gradient z teplejšího oleje skrz stěnu do chladícího vzduchu. Je patrné, že střed kanálu oleje se ochladí výrazně méně než v blízkosti stěny.



Obr. 41 Teplotní pole kolmo na proud oleje

## 8 Závěr

Hlavním cílem práce bylo vytvoření numerické simulace proudění ve výměníku šroubového kompresoru SMARTRONIC od firmy ATMOS Chrást. K této simulaci byl použit program ANSYS CFX.

Pro samotný výpočet bylo potřeba odstranit velké množství geometrie, která by zvyšovala počet prvků. Mezi odstraněné části patří například zaoblení, svary a přepážky. Toto zjednodušení způsobuje, že je sice možné výslednou numerickou simulaci provést, ale výsledky se nemusí přesně shodovat s realitou.

Z výsledků simulace bylo zjištěno, že se olej ochladí o zhruba 10 °C, stlačený vzduch o 1,5 °C a chlazený vzduch se kvůli velkému hmotnostnímu průtoku ohřeje pouze o 5 °C. Ochlazení stlačeného vzduchu je, dle rozdílu výstupní a vstupní hodnoty, malé, což by mohlo naznačovat příliš vysoký průtok stlačeného vzduchu ve vztahu k velikosti teplosměnné plochy, nicméně k většímu rozboru by bylo třeba provést další výpočty.

Dále bylo předmětem zájmu, jak vypadá samotné proudění ve výměníku. Vypočtená data prokazují, že díky geometrii ventilátoru je chladící vzduch v určitých oblastech velmi turbulentní. Také proud ochlazovaných médií je díky rozložení vstupu velmi neustálený. Proud se průchodem úzkými kanály zklidní a po výstupu již nevykazuje vírové struktury. K podrobné analýze je potřeba pokročilejší simulace např. LES. Protože námi použitý model SST  $k-\omega$  vychází z Reynoldsových rovnic, tedy časově středovaných N-S rovnic, a tudíž nám nedává informaci o okamžitých rychlostech a o okamžitém stavu proudění.

Rozložení teplotního pole u stěny ukázalo, že ochlazovaná média se v některých místech ochladí až o 30 °C, avšak následně se smíchají s proudem uprostřed kanálů, který je ochlazován méně, protože vlivem geometrie má prostředek kanálu větší tepelný odpor než u stěny.

## 9 Bibliografie

1. **YUAN, C., ZHANG, T., RANGARAJAN, A., DORNFELD, D., ZIEMBA, B., WHITBECK, R.** A Decision-Based Analysis of Compressed Air Usage Patterns in Automotive Manufacturing. *UC Berkeley: Laboratory for Manufacturing and Sustainability*. [Online] 17. 5 2022. <https://escholarship.org/uc/item/0330g886>.
2. **ŽITEK, P.** Základy stavby energetických strojů. *Podklady k přednáškám*. 2022.
3. **Mareš, R.** *Kapitoly z termomechaniky*. Plzeň : Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-8-07-043706-3.
4. **AIR Consult CZ.** AIR Consult CZ s.r.o. *AIR Consult Články*. [Online] AIR Consult CZ, 2021. [Citace: 17. 5 2022.] <https://www.airconsult.cz/clanky/blog/jake-parametry-se-udavaji-u-kompresoru>.
5. **Kolarčík, K., Kaminský, J. a Vrtek, M.** *Kompresory. skriptum pro partnerské střední školy*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012.
6. **ATMOS Chrást.** PÍSTOVÉ KOMPRESORY - ŘADA PERFECT. *ATMOS Chrást s.r.o.* [Online] 2014. [Citace: 17. 5 2022.] <https://www.atmos-chrast.cz/cz/perfect>.
7. **Lin, P. a Avelar, V.** *The Different Types of Cooling Compressors*. Reuil-Malmaison : Schneider Electric, 2019.
8. **Romeike, R.** Wikimedia Commons. *Wikipedia*. [Online] 2001-2022. [Citace: 17. 5 2022.] <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rollkolbenverdichter.png>.
9. **ATMOS Chrást.** HISTORIE SPOLEČNOSTI. *ATMOS Chrást s.r.o.* [Online] ATMOS Chrást, 2014. [Citace: 17. 5 2022.] <https://www.atmos-chrast.cz/cz/historie>.
10. —. REVOLUČNÍ ÚSPORNÉ STACIONÁRNÍ KOMPRESORY SMARTRONIC. *ATMOS Chrást s.r.o.* [Online] 2014. [Citace: 17. 5 2022.] <https://www.atmos-chrast.cz/cz/rada-SMARTRONIC-30-110-kW#prehled>.
11. **Solutions, Industrial Compressor.** ICS: Articles. *How Does a Rotary Screw Air Compressor Work?* [Online] 8. 10 2014. [Citace: 17. 5 2022.] <https://web.archive.org/web/20170817001135/http://www.industrialcompressorsolutions.com/articles/how-does-a-rotary-screw-air-compressor-work>.
12. **Ingersoll Rand.** Oil Lubricated Air Compressor Technology. *CompAir*. [Online] Ingersoll Rand, 2022. [Citace: 17. 5 2022.] <https://www.compair.com/en-es/technologies/oil-lubricated-air-compressor>.
13. **Zheleva, I., a další.** *Screw Compressors Testing*. Ruse : Primax, 2012. ISBN: 978-954-8675-55-0.
14. **ATMOS Chrást.** ŠROUBOVÉ KOMPRESORY - ALBERT, SEC, SMARTRONIC, PDP, PDC, PDK, PB, LOK. *ATMOS Chrást s.r.o.* [Online] 2014. [Citace: 17. 5 2022.] <https://www.atmos-chrast.cz/cz/sroubove-kompresory>.
15. **Wendt, J. F.** *Computational Fluid Dynamics: An Introduction*. Springer Berlin : Heidelberg, 2009. ISBN: 978-3-540-85056-4.
16. **URUBA, V.** *Turbulence*. Praha : České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04330-1.
17. **BLEJCHAŘ, T.** *Turbulence Modelování proudění - CFX*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. ISBN 978-80-248-2606-6.