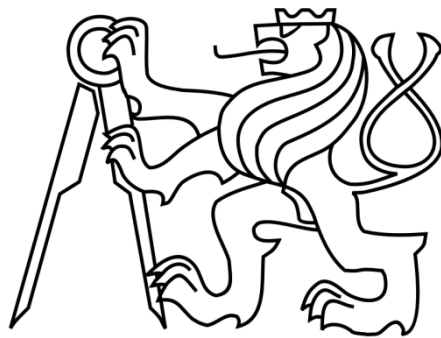


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV ENERGETIKY



Diplomová práce

**Návrh tepelného výměníku pomocí
CFD ANSYS Fluent**

Praha, 2017

Kryštof Heger

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Heger** Jméno: **Kryštof** Osobní číslo: **396937**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh tepelného výměníku pomocí CFD ANSYS Fluent

Název diplomové práce anglicky:

Design of the heat exchanger by means of CFD ANSYS FLUENT

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete vstupní a výstupní část spalínového tepelného výměníku kogenerační jednotky s ohledem na snížení tlakových ztrát v zařízení. V závěru provedte důkladný rozbor výsledků jednotlivých variant a analýzu rozložení hmotnostního průtoku spalín v trubkovém svazku. Graficky znázorníte i rozložení fyzikálních veličin v proudovém poli spalín. V úvodu provedte rešerši na zadané téma diplomové práce.

Seznam doporučené literatury:

- [1] TEDOM a.s.- interní materiály, 2016
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalínových výměníků. Vyd. 2. přepracováno. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 212 s. ISBN 80-01-02591-8.
- [3] BAUKAL, Ch. Industrial burners handbook. 1st. edition. USA: CRC Press LLC, 2004. ISBN 0-8493-1386-4
- [4] KOZUBKOVÁ, M. Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX. Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení. 2008. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [5] REBOLLO, LEWANDOWSKI. Mathematical and numerical foundations of turbulence models and applications. New York: Birkhauser, 2014. Modeling and simulation in science, engineering & technology. ISBN 1-4939-0454-X
- [6] SAZIMA, M. Sdílení tepla. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1986, 214 s.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

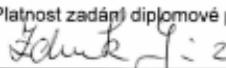
Ing. Zdeněk Jůza Ph.D., MBA., ústav energetiky FS


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

Datum zadání diplomové práce: **24.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **02.06.2017**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2018**


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

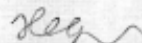

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

9.5.2017

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Kryštof Heger
Název diplomové práce:	Návrh tepelného výměníku pomocí CFD ANSYS Fluent
Anglický název:	Design of the heat exchanger by means of CFD ANSYS Fluent
Akademický rok:	2016/2017
Obor studia:	Energetika produkční
Ústav/odbor:	Ústav Energetiky
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Jůza Zdeněk, Ph.D., MBA
Bibliografické údaje:	Počet stran: 58 Počet obrázků: 47 Počet příloh: 0
Klíčová slova:	Spalinový výměník, Kogenerační jednotka, TEDOM a.s., CFD, ANSYS Fluent, ANSYS SpaceClaim, CFD-Post
Keywords:	Heat Exchanger, CHP, TEDOM a.s., CFD, ANSYS Fluent, ANSYS SpaceClaim, CFD-Post
Anotace:	Tato práce se zabývá problematikou kogenerační jednotky firmy TEDOM a.s., a to konkrétně simulováním proudění ve spalinovém výměníku a jeho následné optimalizaci pomocí CFD ANSYS Fluent.
Abstract:	This thesis is about CHP heat exchanger from a company TEDOM a.s., with a focus on CFD simulation using CFD software ANSYS Fluent.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze, dne

.....

Podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Zdeňku Jůzovi, Ph.D., MBA za celkové vedení práce. Panu Ing. Petru Pečenému a firmě TechSoft Engineering s.r.o. za rady v CFD programech. Také panu Ing. Martinu Dostálovi, Ph.D. za možnost konzultací ohledně problematiky výměníků a v neposlední řadě firmě TEDOM a.s. v Hořovicích za možnost spolupráce. Samozřejmě také děkuji rodičům za podporu a trpělivost, kterou se mnou měli při tvorbě této diplomové práce.

SEZNAM SYMBOLŮ

Indexy

chl	Chladivo – směs vody a ethylen glykolu v poměru 65/35
sp	Spaliny vycházející ze spalovacího motoru na zemní plyn
SS	Suchý vzduch
S	Spálení
VS	Vlhký vzduch
1	Vstupní část spalin
2	Výstupní část spalin

Symbols – Latinka

c_p	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	[J/kg·K]
e	Modul teplotenské výroby elektrické energie	[-]
E	Elektrický výkon kogenerační jednotky	[kW]
Q	Tepelný výkon kogenerační jednotky	[kW]
\dot{m}_{sp}	Hmotnostní průtok spalin	[kg/h]
\dot{m}_{chl}	Hmotnostní průtok chladicího média	[kg/h]
$o_{O_2 \min}$	Minimální objem kyslíku nutný ke spálení 1 Nm ³ ZP	[Nm ³ / Nm ³]
$o_{VS \min}$	Stechiometrický objem suchého vzduchu pro spálení 1 Nm ³ ZP	[Nm ³ / Nm ³]
o_{VS}	Objem suchého vzduchu nutný ke spálení 1 Nm ³ ZP	[Nm ³ / Nm ³]
$o_{H_2O}^V$	Objem vodní páry po spálení 1 Nm ³ ZP	[Nm ³ / Nm ³]
o_{H_2O}	Celkový objem vodní páry po spálení 1 Nm ³ ZP	[Nm ³ / Nm ³]
o_{VS}	Objem vlhkého vzduchu po spálení 1 Nm ³ ZP	[Nm ³ / Nm ³]
o_{SS}	Objem suchého vzduchu po spálení 1 Nm ³ ZP	[Nm ³ / Nm ³]
p	Tlak média	[Pa]

Pr	Prandtlovo číslo	[-]
Δp_{\max}	Maximální tlak ve výfuku z motoru	[kPa]
$\Delta p_{\text{třecí}}$	Tlaková ztráta způsobená třením	[Pa]
$\Delta p_{\text{zpomalení}}$	Tlaková ztráta způsobená zpomalením proudu	[Pa]
$\Delta p_{\text{otočení}}$	Tlaková ztráta způsobená otočením proudu	[Pa]
v	Rychlost média	[m/s]

Symbols – Řecká písmena

α	Součinitel přestupu tepla	[W/m ² K]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
λ	Součinitel přebytku vzduchu	[-]
λ_{sp}	Teplotní vodivost spalin	W/m·K
κ_v	Součinitel vlhkosti	[-]
φ	Relativní vlhkost	[-]
ρ	Hustota	[kg/m ³]
ξ	Součinitel místní ztráty	[-]

Zkratky

CFD	Computational fluid dynamics – Metoda konečných objemů vhodná pro simulování proudění
CHP	Combined heat and power – Kogenerační jednotka
KJ	Kogenerační jednotka
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
ZP	Zemní plyn

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Kogenerační jednotka TEDOM CENTO T200 [1]	12
Obrázek 2 Základní schéma kogenerační jednotky [1]	14
Obrázek 3 Schéma okruhů KJ [1].....	14
Obrázek 4 Popis KJ TEDOM typ CENTO T200 [1].....	15
Obrázek 5 Motor TG 210 G5V TW 86 obrys [1].....	17
Obrázek 6 Zatěžovací charakteristika motoru [1]	18
Obrázek 7 Model výměníku Autodesk Inventor [1]	20
Obrázek 8 Výkres vnějších rozměrů výměníku [1]	21
Obrázek 9 Výkres trubkovnice [1]	22
Obrázek 10 Řez výměníkem [1].....	22
Obrázek 11 Výkres spalinového potrubí [1]	23
Obrázek 12 Model výměníku v ANSYS DesignModeler [1]	25
Obrázek 13 Centrální část objemu pro modelování proudění chladiva [1]	26
Obrázek 14 Teplotní pole chladiva ve výměníku [1]	26
Obrázek 15 Rychlosti proudění chladiva [1].....	27
Obrázek 16 Původní geometrie výměníku v programu ANSYS SpaceClaim	29
Obrázek 17 Axiální hrdla varianta 2	31
Obrázek 18 Axiální vstup a radiální výstup varianta 3	31
Obrázek 19 Radiální vstup a axiální výstup varianta 4	31
Obrázek 20 Rozšířená hrdla DN 150 varianta 5	31
Obrázek 21 Rozšířená hrdla DN 200 varianta 6	31
Obrázek 22 Krátké komory varianta 7.....	31
Obrázek 23 Pootočená hrdla o 90° varianta 8	31
Obrázek 24 Pootočená hrdla o 180° varianta 9	31
Obrázek 25 Závislost tlakové ztráty na velikosti sítě.....	33
Obrázek 26 Povrchová polyhedrální síť.....	34
Obrázek 27 Detail povrchové sítě s mezní vrstvou na stěně vstupního hrdla	35
Obrázek 28 Periodické fluktuace tlakových ztrát – varianta 1. ANSYS Fluent 17.2	40
Obrázek 29 Graf tlakových ztrát jednotlivých geom. variant v porovnání s 1. variantou	41
Obrázek 30 Hodnoty celkového tlaku v řezu výměníkem z programu CFD-Post.....	42
Obrázek 31 Digitální měřič tlaku – CRESSTO DMU 10-T	43
Obrázek 32 Porovnání tlakových ztrát CFD vs. Excel	45
Obrázek 33 Srovnání dílčích tlakových ztrát ve výměníku	46
Obrázek 34 Vyhodnocovací roviny výměníku A, B, C, D	47
Obrázek 35 Proudnice – varianta 1	48
Obrázek 36 Proudnice – varianta 2	48
Obrázek 37 Proudnice – varianta 4	48
Obrázek 38 Proudnice – varianta 6	49

Obrázek 39 Teploty v podélném řezu C - varianta 1	49
Obrázek 40 Teploty v řezu B výstupní komorou – varianta 1	50
Obrázek 41 Proudová hustota - varianta 1	51
Obrázek 42 Proudová hustota - varianta 2	51
Obrázek 43 Proudová hustota - varianta 6	52
Obrázek 44 Proudnice v řezu A – varianta 1	53
Obrázek 45 Proudnice v řezu A – varianta 6	53
Obrázek 46 Proudnice v řezu A – varianta 7	54
Obrázek 47 Proudnice v řezu A – varianta 9	54

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Parametry médií ve výměníku = okrajové podmínky pro praktickou část	16
Tabulka 2 Popis motoru TG 210 G5V TW 86 [1].....	17
Tabulka 3 Jmenovité parametry motoru [1]	18
Tabulka 4 Parametry dle zatížení motoru [1].....	18
Tabulka 5 Parametry a nastavení motoru [1]	19
Tabulka 6 Důležité parametry motoru	19
Tabulka 7 Počet a typ buněk sítě [1]	25
Tabulka 8 Parametry geometrických úprav se zvýrazněnými důležitými parametry	30
Tabulka 9 Citlivostní analýza sítě	32
Tabulka 10 Parametry tvorby sítě	33
Tabulka 11 Složení ZP [1].....	36
Tabulka 12 Zjednodušené složení ZP	36
Tabulka 13 Molární objemové koncentrace spalin	37
Tabulka 14 Fyzikální vlastnosti spalin v závislosti na teplotě.....	38
Tabulka 15 Nastavení řešení ANSYS Fluent 17.2.....	39
Tabulka 16 Tlakové ztráty jednotlivých variant	41
Tabulka 17 Tlaková ztráta prodloužených hrdel na vstupu do výměníku	42
Tabulka 18 Porovnání tlakových ztrát CFD vs. Excel	44
Tabulka 19 Shrnutí typů tlakových ztrát a jejich přiřazení.....	45
Tabulka 20 Tlakové ztráty komor a trubek jednotlivých variant dle Excelu	46
Tabulka 21 Porovnání hmotnostních průtoků jednotlivých variant 1, 2, 6 a ideální.....	52

OBSAH

SEZNAM SYMBOLŮ.....	6
SEZNAM OBRÁZKŮ	8
SEZNAM TABULEK	9
OBSAH	10
1 ÚVOD A MOTIVACE PRÁCE	11
2 TEORETICKÁ ČÁST	12
2.1 Úvod o kogenerační jednotce.....	12
2.2 Schéma kogenerační jednotky.....	13
2.3 Funkce spalínového výměníku.....	15
2.4 Popis spalovacího motoru jednotky CENTO T200	17
2.5 Detaily o spalínovém výměníku – geometrie a výroba	20
2.6 Metoda konečných objemů – CFD	23
2.7 Rešerše výsledků z předchozí CFD práce.....	24
3 PRAKTICKÁ ČÁST – CFD SIMULACE	28
3.1 Postup v praktické části	28
3.2 Tvorba geometrie výměníku ANSYS SpaceClaim 17.2.....	29
3.3 Tvorba geometrických úprav výměníku ANSYS SpaceClaim	30
3.4 Diskretizace úlohy – ANSYS Fluent Meshing 17.2	32
3.5 Tvorba okrajových podmínek	35
3.6 Nastavení řešení ANSYS Fluent 17.2.....	39
3.7 Vyhodnocení výsledků z praktické části	40
3.7.1 Vyhodnocení tlakových ztrát – ANSYS Fluent 17.2	40
3.7.2 Porovnání výsledků tlakových ztrát s měřením na jednotce	43
3.7.3 Porovnání výsledků tlakových ztrát s programem EXCEL	44
3.7.4 Vyhodnocení výsledků – CFD-Post 18.0	47
3.8 Závěry z práce pro firmu TEDOM a.s.	55
4 ZÁVĚRY DIPLOMOVÉ PRÁCE	56
5 SEZNAM LITERATURY	58

1 ÚVOD A MOTIVACE PRÁCE

Kogenerační jednotka je vhodná především tam, kde je potřeba stabilizace dodávky a ceny tepla. Největší předpoklady pro maximální využití výhod kogeneračních jednotek mají velcí odběratelé tepla, tedy například: lokální komunální vytápny či systémy centrálního zásobování teplem jako nemocnice, hotely, penziony, školy, obchodní domy, obchodní centra, bazény, lázně, sportovní centra či průmyslové podniky. V současné době prodala firma TEDOM a.s. v ČR kogenerační jednotky o celkovém výkonu cca 200 MW. Tato firma prodává jednotky do celého světa již více než 25 let a v ČR má pobočky v Třebíči, Jablonci nad Nisou, ve Výchapech a v Hořovicích, kam je zaměřen vývoj těchto jednotek. Právě v Hořovicích bylo možné konzultovat tuto diplomovou práci a zároveň zde pracovat na částečný úvazek.

Cílem této diplomové práce je zvýšit účinnost spalínového výměníku pomocí analyzování proudění (přestupu tepla) spalín ve spalínovém výměníku kogenerační jednotky firmy TEDOM a.s. s využitím CFD programu ANSYS Fluent. Následně navrhnutí možných úprav této části kogenerační jednotky, které povedou ke snížení tlakových ztrát, respektive k vyšší tepelné účinnosti jednotky. Spalínový výměník výrazně zvyšuje termodynamickou účinnost kogenerační jednotky, tudíž je pro výrobce TEDOM a.s. tento prvek velice důležitý. Práce navazuje na již proběhlé simulace, které firma provedla na tomto typu jednotky a dále tyto znalosti prohlubuje. Výsledky tlakových ztrát z CFD simulací byly porovnány s měřením na jednotce v provozu a dále ještě porovnány s programem, který autor této diplomové práce vytvořil pro firmu TEDOM a.s. V práci pro firmu se autor zabýval tvorbou programu (Microsoft EXCEL) na návrh a výpočet spalínových výměníků pomocí vícekritériálních rovnic pro určení prostupu tepla. Tento program zároveň počítá tlakové ztráty výměníků, a tudíž je možné využít výsledky z této diplomové práce a porovnat je s tímto programem a také s měřením na skutečných jednotkách v provozu.

Práce je rozdělena na dvě části. První je teoretická část na dané téma, kde je čtenář uveden do problematiky spalínového výměníku jednotky CENTO T200. Dále je zde popsána práce, která již byla na tomto spalínovém výměníku provedena. Z ní vyšly závěry, kterými se v druhé praktické části bude tato práce zabývat s využitím CFD programů od firmy ANSYS. Praktická část obsahuje tvorbu geometrie původní varianty výměníku dle výkresové dokumentace od firmy. Následuje část věnující se tvorbě 8 různých geometrických variant, kde byly měněny pouze rozměry hrdel a komor vstupní a výstupní části výměníků. Dále je uveden popis postupu diskretizace úlohy a samotné nastavení řešení v programu ANSYS Fluent 17.2. V závěru práce je vyhodnocení tlakových ztrát jednotlivých geometrických variant z těchto simulací. Tyto hodnoty jsou porovnány s výsledky z měření na jednotce v provozu a výsledky z programu viz kapitola 3. Následně jsou analyzovány jevy, které vedou k tvorbě tlakových ztrát a umožňují detailnější porozumění proudění ve výměníku. Z výsledků jsou uvedeny závěry pro výrobce, které povedou k lepší funkci spalínového výměníku jednotky CENTO T200 firmy TEDOM a.s.

2 TEORETICKÁ ČÁST

2.1 Úvod o kogenerační jednotce

Tato diplomová práce se zabývá kogenerační jednotkou (KJ) od firmy TEDOM a.s., a to konkrétně modelem CENTO T200 viz obrázek číslo 1. Nominální výkon jednotky je 200 kW elektrických (E) a 150 kW tepelných (Q).



Obrázek 1 Kogenerační jednotka TEDOM CENTO T200 [1]

Jednotka spaluje zemní plyn v zážehovém motoru, který je hřídelí připojen na generátor elektrického proudu. Dále jsou spaliny vycházející z motoru potrubím dopraveny do spalínového výměníku, kde předávají teplo médiu, které je využito pro technologické účely. Spalínový výměník umožňuje využití zbytkového tepla spalin, které by se jinak zmařilo vypuštěním do atmosféry. Tímto postupem výrazně zvyšuje účinnost kogenerační jednotky. Ve spalínovém výměníku dochází k přestupu tepla z teplejšího média (spaliny vystupující ze spalovacího motoru jednotky) do chladnějšího média – chladivo (voda+ ethylen glykol). Ohřáté chladivo je následně využito jako technologické teplo. Tento proces, kdy se vyrábí obě složky, jak elektrická energie E (v generátoru), tak tepelná energie Q (tepelná energie dodaná chladicímu médiu ve spalínovém výměníku), se nazývá kogenerace zkratkou KVET a dochází při ní k úsporám paliva oproti oddělené výrobě. Kombinovanou výrobu elektrické a tepelné energie charakterizuje modul teplárenské výroby energie e . Ten je ovlivněn skutečností, že požadavek na výrobu el. energie je primární, a tudíž je snaha výrobců KJ o co nejvyšší hodnotu e . Výpočet této hodnoty pro jednotku CENTO T200 je v následující rovnici.

$$e = \frac{E}{Q} = \frac{200}{150} = 1,3$$

V současné době výrobci KJ dosahují hodnot $e = 0,8 - 1,5$. Tato hodnota záleží na potřebách zákazníka především v množství odebíraného tepla. Někdy dokonce zákazník má veškeré teplo bypasováním spalínového výměníku. Problémem je, že množství vyrobené el. energie je závislé pouze na účinnosti spalovacích motorů. Ty jsou omezeny tepelnými cykly. V současné době motory pro menší jednotky s elektrickým výkonem kolem 100 kW dosahují účinnost kolem 40-42 % a větší motory v jednotkách kolem 2000 kW mají účinnosti až kolem 45 %. Tyto hodnoty jsou téměř na svém technologickém maximu a lze jen těžko do budoucna počítat s účinnostmi blízcími se 50 %. Z tohoto důvodu se současný vývoj také zaměřuje na zvyšování tepelné účinnosti kogeneračních jednotek. Firma TEDOM a.s. tento problém řeší přidáním přídavného spalínového výměníku, který vychladí spaliny i pod rosný bod spalín. To má za následek zvýšení tlakové ztráty, která nesmí překročit maximální hodnotu pro daný motor. Tlaková ztráta spalínové trasy ovšem dále roste při použití tlumičů, katalyzátorů a dalších prvků, které jsou v současné době požadovány. Tato diplomová práce se snaží navrhnout možné změny spalínového výměníku, které povedou ke snížení tlakových ztrát a tím pádem ke zvýšení tepelné účinnosti jednotky.

Tento typ KJ je vhodný pro provoz zdroje centrálního zásobování teplem o malé až střední velikosti. Tato jednotka může pracovat jako špičková pro velké objekty či jen jako nouzový zdroj. Efektivního využití dosáhne při použití jako hlavní zdroj el. a tepelné energie pro malý hotel, městský bazén atp. V následující kapitole bude čtenář proveden detailnějším popisem této jednotky.

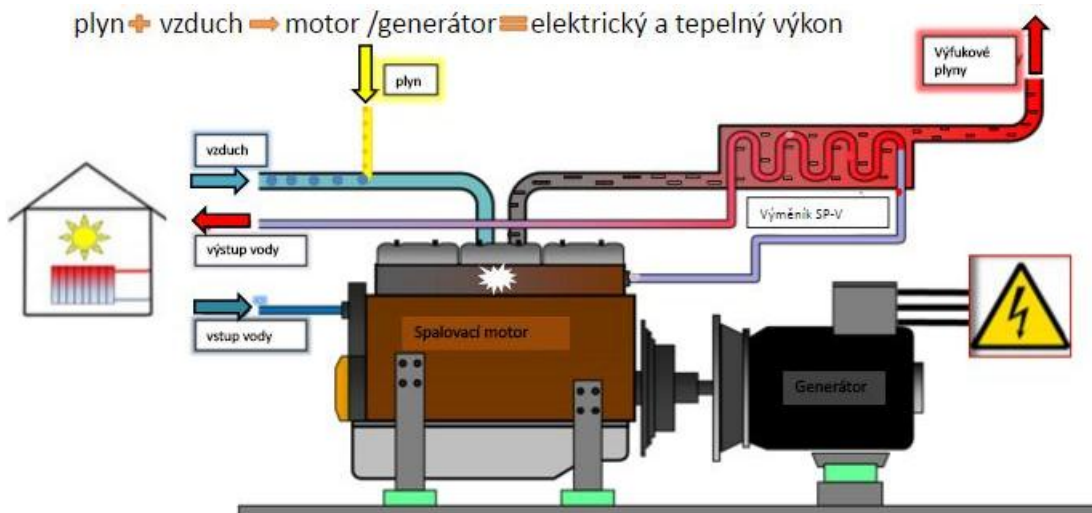
2.2 Schéma kogenerační jednotky

V této kapitole je popsána kogenerační jednotka a všechny její základní prvky. Základem KJ jsou dva okruhy – spalínový a chladicí, které jsou od sebe vždy odděleny. Dalšími okruhy jsou například olejový a další, které v této práci nebudu detailněji popisovat.

Spalínový okruh je na vstupu tvořen směsí paliva a vzduchu a na výstupu vychlazenými spaliny s danými parametry emisí. Vzduch je nasáván přes filtr a je ve směšovači mísen s palivem (zemní plyn, bioplyn či jiný průmyslový plyn) v daném poměru (λ) a dále dopravován do spalovacího motoru, kde se jeho spálením předá část energie generátoru el. energie (E). Následně jsou spaliny odvedeny do spalínového výměníku, kde předávají tepelnou energii do chladicího okruhu. Ve spalínové trase může být umístěn 1 či 2 tlumiče a katalyzátor. Následně jsou spaliny odvedeny ven.

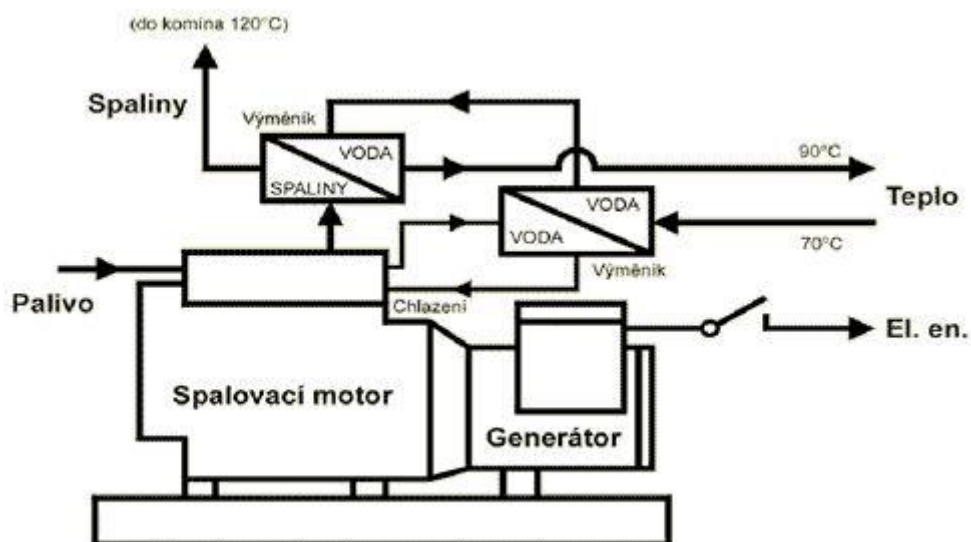
Chladicí okruh obsahuje 2-3 různé okruhy. Primární okruh je vnitřní uzavřený tlakový okruh, který odebírá teplo z vodního pláště motoru a předává ho do sekundárního okruhu. Sekundárním okruhem je zajištěno předání a vyvedení tepelného výkonu (získaného chlazením spalovacího motoru a spalín) z kogenerační jednotky ke spotřebiči tepla. K této výměně dochází právě ve spalínovém výměníku. Technologický okruh představuje okruh chlazení

plnicí směsí ohřáté stlačením v turbokompresoru. Tento okruh je realizován pouze u některých typů kogeneračních jednotek. Pro tuto práci je podstatný především sekundární okruh, kde je nutné znát složení spalin a chladicí směsi a jejich příslušné teploty ve spalinovém výměníku. Na následujících třech obrázcích je shrnuto základní schéma KJ.



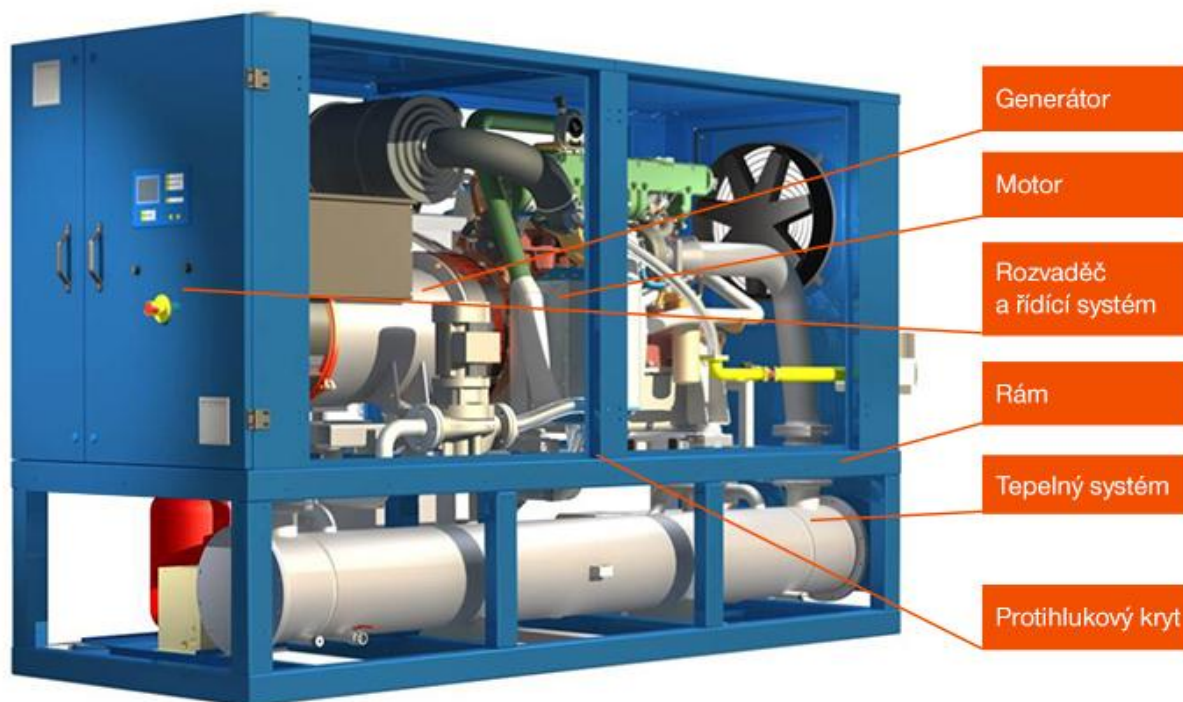
Obrázek 2 Základní schéma kogenerační jednotky [1]

Na obrázku č.2 představuje domeček spotřebitele elektrické (E) i tepelné energie (Q). Jednotka může pracovat jak v ostrovním režimu, nouzovém režimu, tak i s paralelním připojením na síť v případě odběru el. energie. V případě odběru tepelné energie může objekt zásobovat jak TUV, ÚV, tak i energii pro technologické účely. Chladicí směs nesmí překročit teplotu varu (pro použité médium a jeho příslušný tlak je maximální teplota okolo 110 °C). Pro potřebu vyšších teplot je možno použít jiného chladicího média, například olej s povolenou teplotou cca 200 °C. Základní schéma okruhů jednotky je na obrázku č.3.



Obrázek 3 Schéma okruhů KJ [1]

Na obrázku č.3 je naznačeno principiální schéma okruhů jednotky, která má spaliny vychlazené na 120 °C. Dále obsahuje sekundární oběh se vstupní teplotou 70 °C a výstupní teplotou 90 °C, běžně značeno 70/90 °C, který je vhodný například pro ÚV či TUV.



Obrázek 4 Popis KJ TEDOM typ CENTO T200 [1]

Na obrázku č.4 je zobrazeno schéma jednotky. Jednotka je připevněna k ocelovému rámu. Plyn je přiváděn žlutým potrubím a je mísen a spalován s nasávaným vzduchem v motoru. Elektrický výkon je vyveden na generátor a tepelný výkon v tepelném systému. Jednotka je řízena přes řídicí systém s rozvaděči a je online monitorována zákazníkem, případně i výrobcem. Pro snížení hladiny intenzity zvuku je použit protihlukový kryt jednotky.

V další kapitole je detailněji popsána funkce spalínového výměníku, který tvoří důležitou část tepelného systému jednotky.

2.3 Funkce spalínového výměníku

V této kapitole je shrnuta funkce spalínového výměníku. Tento výměník je rekuperační, žárotrubný, protiproudý s tzv. shell and tube uspořádáním. Zde dochází k přestupu tepla ze spalín (uvnitř trubek) a z nich přes stěnu trubky do chladicího média. Jestliže je teplota chladicí vody vyšší než 60 °C (rosný bod spalín), jde o jednofázovou výměnu (spaliny-chladicí médium). Pro možný návrh výměníku je potřeba určit termofyzikální vlastnosti látek a médií, mezi kterými přestup tepla probíhá. Ze spalovacího motoru vycházejí spaliny, které mají na vstupu do výměníku teplotu 529 °C a na výstupu je požadována teplota 120 °C. Chladicím médiem je směs vody a nemrznoucí protikorozi kapalin (ethylen-glykolu) v poměru 65/35 %.

Do následující tabulky jsou shrnuty parametry médií ve výměníku, které zároveň budou tvořit okrajové podmínky pro praktickou část CFD simulací.

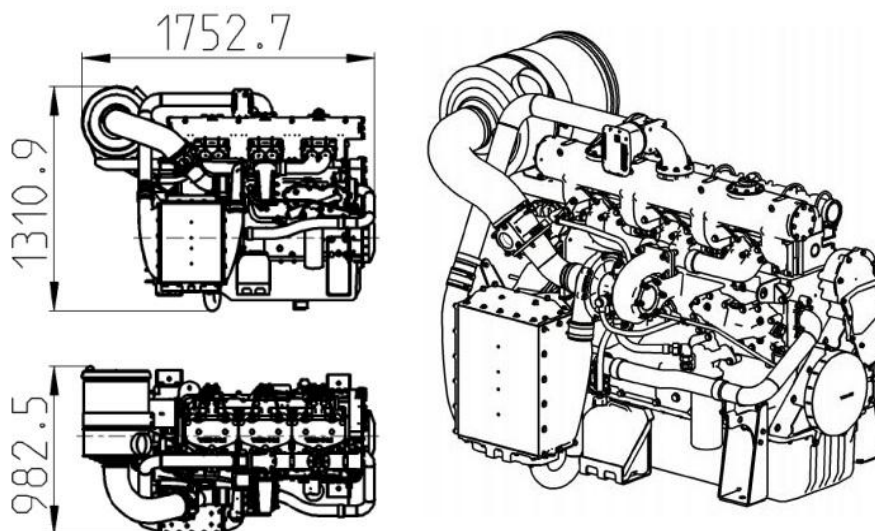
Tabulka 1 Parametry médií ve výměníku = okrajové podmínky pro praktickou část

Výfukové plyny – po spalování zemního plynu				Chladicí kapalina – směs vody 65 % a Ethylen Glykolu 35 %			
Teplota vstup	t_{sp1}	529	°C	Teplota vstup	t_{chl1}	88	°C
Teplota výstup	t_{sp2}	120	°C	Teplota výstup	t_{chl2}	95	°C
Tlak spalin	p_{sp} (g)	1	kPa	Tlak spalin	p_{chl} (g)	1,5	kPa
Hmotnostní průtok	m_{sp}	1160	kg/h	Hmotnostní průtok	m_{chl}	5,2	l/s
Směšovací poměr	λ	1,63	-	Materiál trubek	Kon. ocel	11 353	-

Pro tento typ spalinového výměníku je pro výsledné určení velikosti prostupu tepla limitujícím faktorem strana spalin. Její parametry jsou v tabulce 1 zobrazeny tučně. Proto pro návrh spalinového výměníku je nejdůležitější právě tato strana spalin, které se tato práce věnuje v CFD simulacích ve své druhé části. Pro zvýšení účinnosti spalinového výměníku je snahou maximalizovat plochu na straně spalin tzn. uvnitř trubek. Jsou různé možnosti, ale jejich analýza není jednoduchá a je výsledkem zkušeností a iteračního postupu při návrhu výměníku. Tento postup se autor snažil vylepšit prací pro firmu, kde je výsledkem program sloužící k návrhu spalinových výměníků viz kapitola 3. Jednou z možností je zvětšení průměru trubek nebo zvýšení počtu trubek. To povede ke snížení rychlosti spalin a tím snížení součinitele prostupu tepla. Následkem se sníží účinnost výměníku a také poklesnou tlakové ztráty, z čehož plyne možnost prodloužení trubek. Tlakové ztráty spalin ve výměníku nejsou způsobeny pouze ztrátou v samotných trubkách, ale i velkou měrou v komorách či hrdlech, na kterých je výměník připojen ke spalinové trase. Práce se věnuje úpravou komor a hrdel, protože ze zadání z firmy TEDOM a.s. plyne, že se nemá měnit geometrie trubek a počet trubek. Trubky jsou uspořádány v šestihranném uspořádání s počtem trubek 121. Polotovarem jsou bezešvé trubky z konstrukční oceli 11 353 s rozměry 22x1,5x2500. Výkresová dokumentace bude uvedena v kapitole 2.5. V příští kapitole je popsán spalovací motor jednotky, na který samotný spalinový výměník navazuje.

2.4 Popis spalovacího motoru jednotky CENTO T200

Srdcem kogenerační jednotky je spalovací motor na zemní plyn, který vznikl upravením spalovacího naftového motoru z nákladního auta viz následující obrázek motoru.



Obrázek 5 Motor TG 210 G5V TW 86 obrys [1]

Spalovací motor je pružně uložen pomocí silentbloků na rámu jednotky. Základní technické parametry motoru jsou shrnuty v následujících tabulkách 2, 3, 4 od výrobce motoru. V tabulce č. 2 je popis motoru. Motor má 6 válců v řadovém uspořádání o celkovém objemu 12 litrů. Jedná se o čtyřdobý zážehový motor chlazený vodou.

Tabulka 2 Popis motoru TG 210 G5V TW 86 [1]

Označení	TG 210 G5V TW 86 (č.v. 7000 850/xx)	
Palivo	zemní plyn (podle předpisu TEDOM: 61-0-0282.1)	
Druh	stacionární	
Pracovní cyklus	čtyřdobý, zážehový	
Konstrukční provedení	řadový, stojatý	
Počet válců	6	
Ventilový rozvod	OHV	
Počet ventilů na válec	2	
Přepřívání	ano	
Mezichladič plnicí směsi	ano	
Směs	chudá	
Chlazení	kapalinou	
Chod (při pohledu na setrvačnick)	levotočivý	
Zdvihový objem	11,946	[dm ³]
Vrtání	130	[mm]
Zdvih	150	[mm]
Kompresní poměr	12:1	[-]
Pořadí pálení válců	1-5-3-6-2-4	[-]

Motor má dva základní režimy – chladicí a kotelní, podle použitého okruhu chlazení. V práci byla použita data jen k okruhu chladicímu viz následující tabulka č.3 nominálních parametrů motoru.

Tabulka 3 Jmenovité parametry motoru [1]

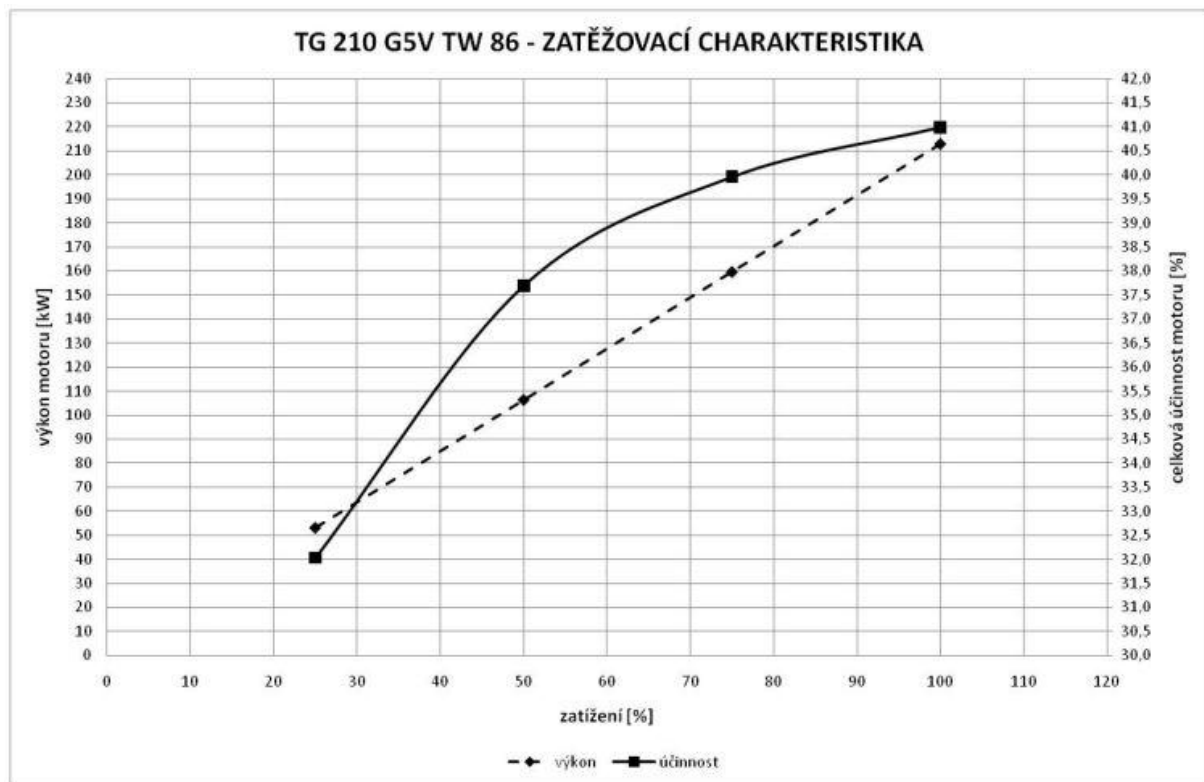
OKRUH	CHLADÍČÍ	KOTELNÍ	
Jmenovité otáčky	1500	1500	[min ⁻¹]
Mechanický výkon (nepřetržitý)	212,7	210,6	[kW]
Točivý moment	1354	1341	[Nm]

Motor se fází na síť s otáčkami 1500 za minutu. Nominální výkon je 213 kW s krouticím momentem 1354 N·m. V tabulce č. 4 jsou uvedeny účinnosti motoru v závislosti na jeho zatížení, respektive spotřebě zemního plynu.

Tabulka 4 Parametry dle zatížení motoru [1]

OKRUH	CHLADÍČÍ	KOTELNÍ	CHLADÍČÍ			
Zatížení	100	100	75	50	25	[%]
Příkon v palivu	518,9	540,9	400,2	282,1	166,0	[kW]
Celková účinnost motoru	41,0	38,9	39,9	37,7	32,0	[%]
Spotřeba paliva	54,9	57,3	42,4	29,9	17,6	[m ³ ·h ⁻¹]

Motor při plném výkonu má spotřebu zemního plynu 54,9 m³/h s elektrickou účinností 41 %. Průběh účinností je také patrný ze zatěžovací charakteristiky motoru viz obrázek č.6.



Obrázek 6 Zatěžovací charakteristika motoru [1]

Pro okrajové podmínky v této práci byly použity hodnoty pro nominální výkon. V tabulce č.5 jsou hodnoty, které jsou dále pro návrh spalínového výměníku důležité. Jedná se o součinitel přebytku vzduchu, teplotu spalín na výstupu z turbodmychadla, hmotnostní průtok spalín a maximální protitlak motoru.

Tabulka 5 Parametry a nastavení motoru [1]

OKRUH	CHLADÍCÍ	KOTELNÍ	
Předstih zážehu	29	25	[°]
Součinitel přebytku vzduchu λ	1,63	1,54	[-]
Teplota spalin na vstupu do turbodmychadla	624	620	[°C]
Teplota spalin na výstupu z turbodmychadla	529	564	[°C]
Spotřeba vzduchu	1102	1085	[kg.h ⁻¹]
Množství spalin	1160	1145	[kg.h ⁻¹]
Maximální protitlak ve výfuku pro jmenovité parametry (na výstupu z turbodmychadla)	4,9	4,9	[kPa]
Doporučená teplota výfukových plynů (před turbodmychadlem) pro varovný signál	645	640	[°C]
Doporučená teplota výfukových plynů (před turbodmychadlem) pro stop signál	665	660	[°C]
Maximální teplota směsi za mezichladičem pro jmenovité parametry	45	75	[°C]

V následující tabulce 6 jsou shrnuty všechny důležité parametry od výrobce motoru, které ovlivní praktickou část této práce.

Tabulka 6 Důležité parametry motoru

Popis parametrů	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel přebytku vzduchu	λ	1,63	[-]
Teplota spalin za dmychadlem	t_{sp1}	529	[°C]
Hmotnostní průtok spalin	m_{sp}	1160	[kg/h]
Maximální protitlak ve výfuku	Δp_{max}	4,9	[kPa]

V tabulce je uvedena hodnota součinitele přebytku vzduchu (λ), která ovlivní termofyzikální vlastnosti spalin. Určení termofyzikálních vlastností spalin se bude práce věnovat v praktické části v podkapitole zadání okrajových podmínek. Teplota na vstupu do výměníku (t_{sp1}) je rovna teplotě na výstupu z turbodmychadla. Maximální protitlak (Δp_{max}) udává, jak velká může být tlaková ztráta celé spalinové trasy za turbodmychadlem tzn. součet tlakových ztrát výstupního potrubí, katalyzátoru, tlumiče a také spalinového výměníku.

Další kapitola se věnuje detailům spalinového výměníku, kam jsou horké spaliny z motoru přivedeny a kde odevzdávají velkou část své tepelné energie.

2.5 Detaily o spalínovém výměníku – geometrie a výroba

Tato kapitola bude obsahovat geometrické rozměry výměníku, podle kterých byl vytvořen inverzní objem spalín v praktické části. Všechna data pochází od firmy TEDOM a.s. Jako první obrázek č.7 je uveden pro představu model výměníku z programu Autodesk Inventor.

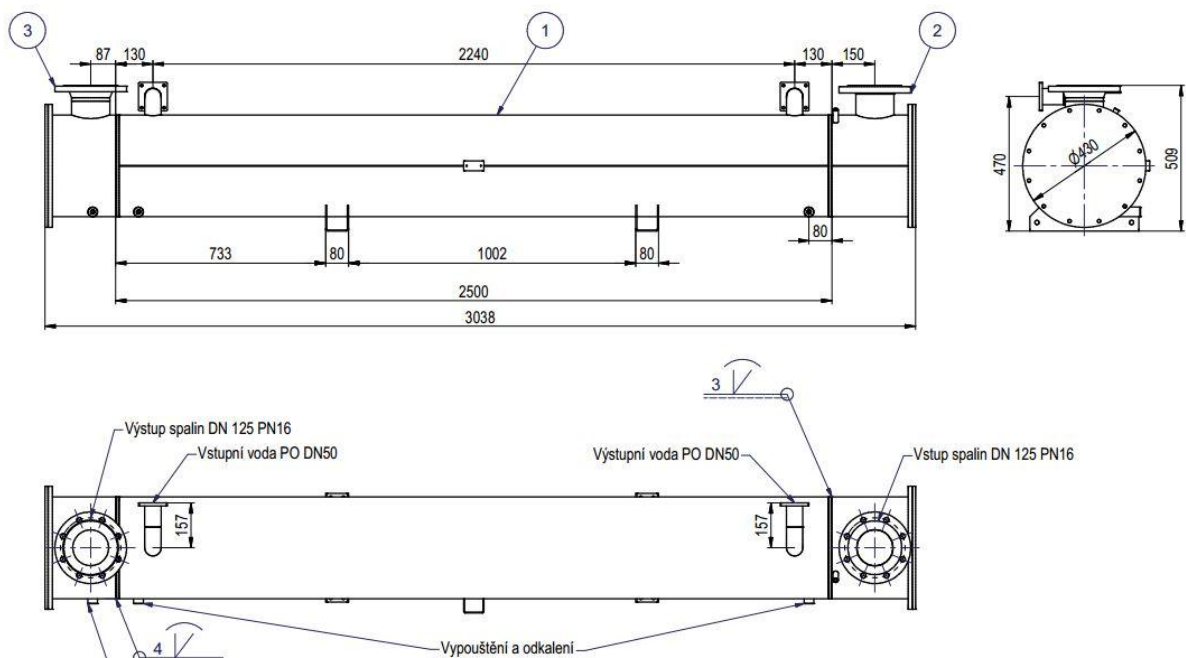


Obrázek 7 Model výměníku Autodesk Inventor [1]

Dále je popsána ve stručnosti technologie výroby spalínového výměníku, která omezí možnosti geometrických úprav výměníku v CFD simulacích.

Plášť je tvořen ze dvou plechů, každý tvoří polovinu pláště. Spodní polovina pláště se nejdříve předohýbá a následně vloží do formy, kde se upne a dotvaruje na požadovaný válcový tvar. Následně se vloží přepážky a jimi prostrčí rozpěrné tyče, na které se přepážky přivaří. Dále se na okraje trubek a pláště vloží trubkovnice. Do pláště se přiloží a přivaří podložné plechy k podélnému svaru pláště. Následně se může přiložit druhá část pláště a přitáhnout se do formy. Tím je vnitřní prostor výměníku hotov a provedou se podélné svary pláště a kolem trubkovnic. Přivaří se příruby pro chladicí médium, patky, závěsná oka a vypouštěcí hrdla výměníku. Do očištěného výměníku se nasunují odmaštěné trubky, které jsou pak válcovány a přivařovány. Na výměníku se provede zkouška těsnosti. Dále jsou k výměníku přiloženy a přivařeny komory. Výměník se dále čistí, odmašťuje a lakuje. Na závěr se přišroubují víka komor ke komorám. Výměník je připraven k instalaci do kogenerační jednotky. Jestliže je v jednotce spalován zemní plyn, je nutný výměník po cca 8000 motohodinách čistit. Někdy se musí čistit i dřívě. To je dáno kontrolou a nárůstem výstupní teploty spalín nad mezní hodnotu tzn. výměník má špatnou tepelnou účinnost. Případně ve výměníku může dojít i k nárůstu tlakových ztrát. Úsady se tvoří v chladných částech konců trubek a výstupní komory a škrtí průchody spalín. Při použití bioplynu se musí čistit po každých cca 3000 motohodinách.

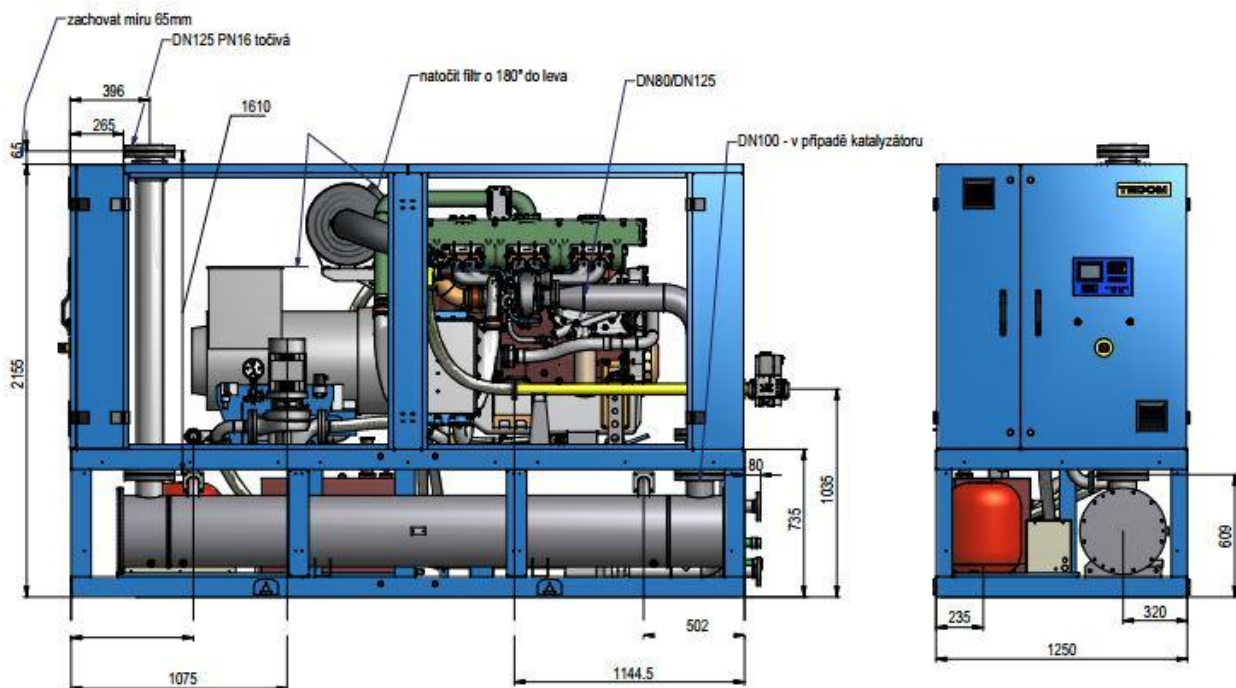
Dále je uvedena výkresová dokumentace výměníku. Na obrázku č.8 je výkres vnějších rozměrů spalínového výměníku.



Obrázek 8 Výkres vnějších rozměrů výměníku [1]

Zde jsou patrna vstupní a výstupní hrdla DN 125 a pro chladicí médium DN 50. Vstup pro spaliny je na pravé straně výkresu a vstup pro chladivo na levé tak, aby bylo zachováno protiproudé zapojení. Dále je důležitá vzdálenost mezi komorami tzn. od trubkovnice k trubkovnici, která značí maximální přestupnou délku, která je 2500 mm. Na další obrázku č.9 je výkres trubkovnice, do které jsou zaválcovány a přivařeny trubky, v kterých proudí spaliny. Počet trubek je 121 ks z polotovaru TRKR 22x1.5x2500 mm s šestihránným uspořádáním. Dále je v trubkovnici 8 výztužných trubek viz. výkres trubkovnice.

Na posledním výkresu je detail spalínového potrubí v kontejnerovém uspořádání KJ. Zde je patrné, že přívodní potrubí spalín má průměr DN 125. Jeho trasa je následující. Za motorem vede nejdříve horizontálně cca 1 m, dále se stáčí svisle dolů a vede cca 1,5 m přes vlnovcový kompenzátor objemu do vstupního hrdla spalínového výměníku. Zde po 0,1 m dochází do vstupní komory výměníku, kde je potrubí otočeno o 90 ° horizontálním směrem. Komora měří od středu hrdla 0,15 metru a poté spaliny z komor vstupují do 121 trubek, kterými procházejí výměníkem. Délka trubek je 2,5 metru a spaliny jsou zde vychlazeny. Následně spaliny vstupují do výstupní komory, která má délku pouze 0,087 metru (měřeno od trubkovnice ke středu hrdel výstupního potrubí). V komoře se proud otáčí o 90 ° směrem vzhůru a po 0,1 metru hrdlo vstupuje do vlnovcového kompenzátoru objemu. Následně spaliny prostupují potrubím o délce 1,8 metru, kde dochází k výfuku do atmosféry. Celková délka potrubí spalín za spalovacím motorem je 4,3 m kromě samotného výměníku.



Obrázek 11 Výkres spalínového potrubí [1]

V této kapitole byly uvedeny všechny důležité geometrické rozměry výměníku a dále již můžeme přejít k CFD programům.

2.6 Metoda konečných objemů – CFD

V této kapitole je stručně popsána metoda konečných objemů (CFD) pro simulaci proudění. Numerické modelování proudění tekutiny spočívá v popisu probíhajících fyzikálních jevů matematickými prostředky. V proudění tekutin se řeší nejrůznější případy proudění dané fyzikálním modelem. Jedná se například o laminární/**turbulentní** proudění, **stlačitelné**/nestlačitelné proudění, **přenos tepla**, vícefázové proudění, proudění s pevnými částicemi, **stacionární**/nestacionární proudění apod. Tučně jsou vyznačeny varianty, které jsou

použity v této práci. Matematický model uvedené děje popisuje parciálními diferenciálními rovnicemi, které je nutné řešit numerickými metodami. Základními fyzikálními zákony popisující proudění jsou zákony o zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Jsou vyjádřeny Navier – Stokesovými rovnicemi a spolu s rovnicí kontinuity popisují proudění. Matematický popis těchto rovnic lze nalézt v literatuře [5,6]. Pro parciální diferenciální rovnice je nutné definovat okrajové podmínky viz. kapitola 2 a 3. Cílem numerických metod pro řešení parciálních diferenciálních rovnic je hledat diskrétní řešení definované v dostatečně malých podoblastech základní oblasti a pro 3D proudění v objemech. Postup řešení je tedy následující – dělení oblasti na diskrétní geometrické elementy (tvorba výpočetní sítě), bilancování neznámých veličin v konečných objemech nebo uzlech diskretizace, numerické řešení diskretizovaných rovnic v obecném tvaru. Chyba diskretizace se definuje jako rozdíl mezi řešením diferenciálních a diferenčních rovnic. Základními vlastnostmi numerických metod jsou míra přesnosti diskretizační chyby, residua a míra stability [5,6]. Podrobněji o jednotlivých krocích v kapitole 3. V následující kapitole bude uvedeno, jaké práce na tomto výměníku již proběhly z hlediska CFD simulací.

2.7 Rešerše výsledků z předchozí CFD práce

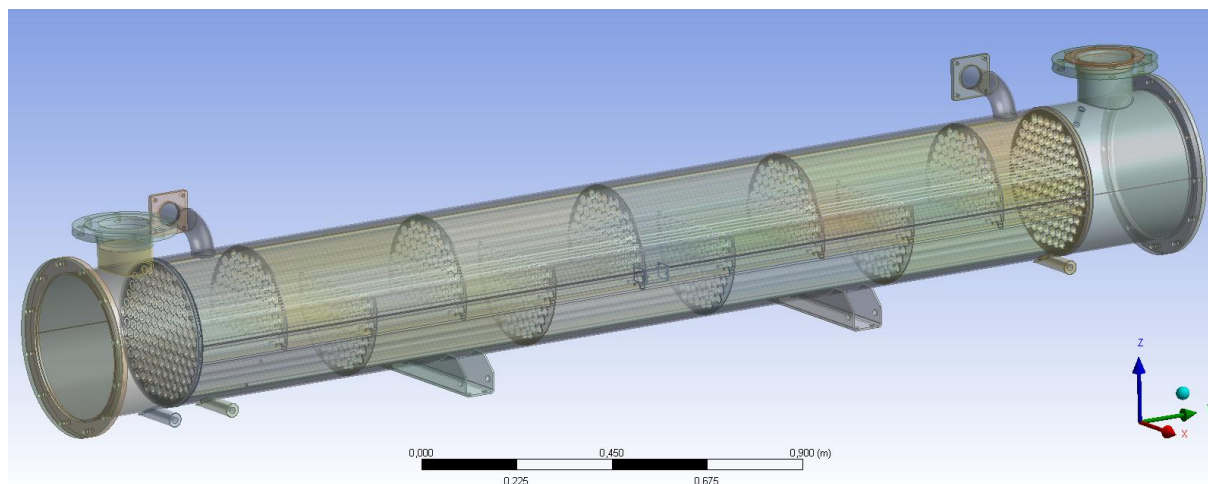
Firma TEDOM a.s. vypracovala v roce 2015-2016 práci, která měla za úkol simulovat a analyzovat proudění médií ve spalinovém výměníku této jednotky. Tato diplomová práce si dává za cíl navázat na tuto zprávu a provést samotnou optimalizaci daného prvku. Případně analyzuje další problémy či odlišnosti, které se v průběhu řešení této diplomové práce vyskytnou. V této kapitole bude stručně popsána zmíněná práce, na kterou bude v následující kapitole 3. navazováno. V popisu práce bude zaměřeno především na výsledky a na prvky, které tato diplomová práce neobsahuje. Postup, který bude pro obě práce stejný, bude podrobněji komentován v následující kapitole.

Úloha řeší současně proudové pole pro obě média (spaliny, chladivo) a jedná se o stacionární simulaci. Sdílení tepla se řeší v několika oblastech, přičemž trubky mají nenulovou tloušťku. Simuluje se přestup tepla mezi tekutými médii a pevnými částmi (spaliny-trubky; trubky-chladivo, spaliny-trubkovnice, trubkovnice-chladivo). Práce řeší také vedení tepla v trubkách a trubkovnicích přes kontaktní plochy, kde se trubky a trubkovnice dotýkají.

Postup práce byl následující [1]:

- Tvorba geometrie – ANSYS DesignModeler
- Diskretizace úlohy – ANSYS ICEM CFD
- Inicializace úlohy – ANSYS CFX-Pre
- Výpočet úlohy – ANSYS CFX-Solver
- Vyhodnocení výsledků – ANSYS CFD-Post

Geometrie výměníku byla vytvořena na základě již uvedených výkresů viz následující obrázek geometrie.



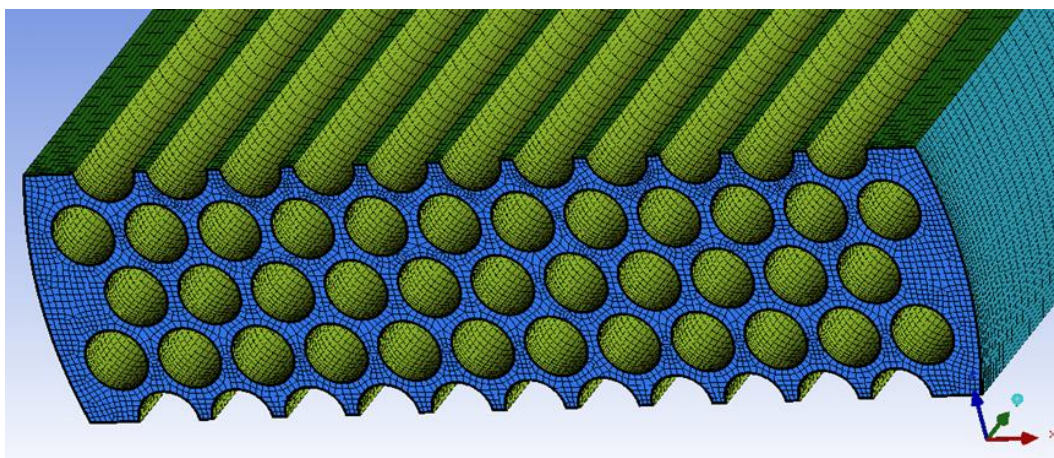
Obrázek 12 Model výměníku v ANSYS DesignModeler [1]

Následně došlo ke geometrickým zjednodušením úlohy, které spočívají v zjednodušení přepážek na nulovou tloušťku. Okraje trubek a trubkovic mají ostré hrany, odstranily se veškeré přebytečné geometrie, které na simulaci budou mít zanedbatelný vliv a jenom by výpočet zpomalovaly. Pro přípravu modelu bylo použito programové prostředí ANSYS Workbench. Příprava geometrie byla provedena v programu ANSYS DesignModeler, kde byla provedena potřebná zjednodušení. V programu ANSYS ICEM CFD byla již upravená geometrie diskretizována. Počty buněk sítě jsou shrnuty v následující tabulce. Jelikož charakter úlohy neumožňoval použít osu symetrie, byl síťován a počítán kompletní výměník. Většina objemů byla vytvořena tažením povrchových elementů (tzv. metodou „extrude“). Tato metoda umožnila vytvoření maximálního množství hexahedrálních elementů, které jsou z výpočetního hlediska méně náročné a přesnější jako tetrahedrální elementy. [1]

Tabulka 7 Počet a typ buněk sítě [1]

<u>Název</u>	<u>Počet Buněk</u>
Spaliny – Vstupní komora	3 995 054
Spaliny – Výstupný komora	3 651 581
Spaliny v trubkách	4 741 674
Chladivo	11 495 665
Trubky – Solid	1 533 312
Trubkovice	728 892
Celkově	26 146 178
<u>Typ elementů</u>	<u>Počet elementů</u>
Tetrahedry	4 543 293
Klíny	6 622 945
Pyramidy	23 696
Hexahedry	14 956 244

Část sítě pro ilustraci domény chladicího média je na následujícím obrázku č.13, kde je patrna nedostatečná kvalita v mezitrubkovém prostoru. Zde se vyskytují pouze 2 buňky namísto alespoň 3.

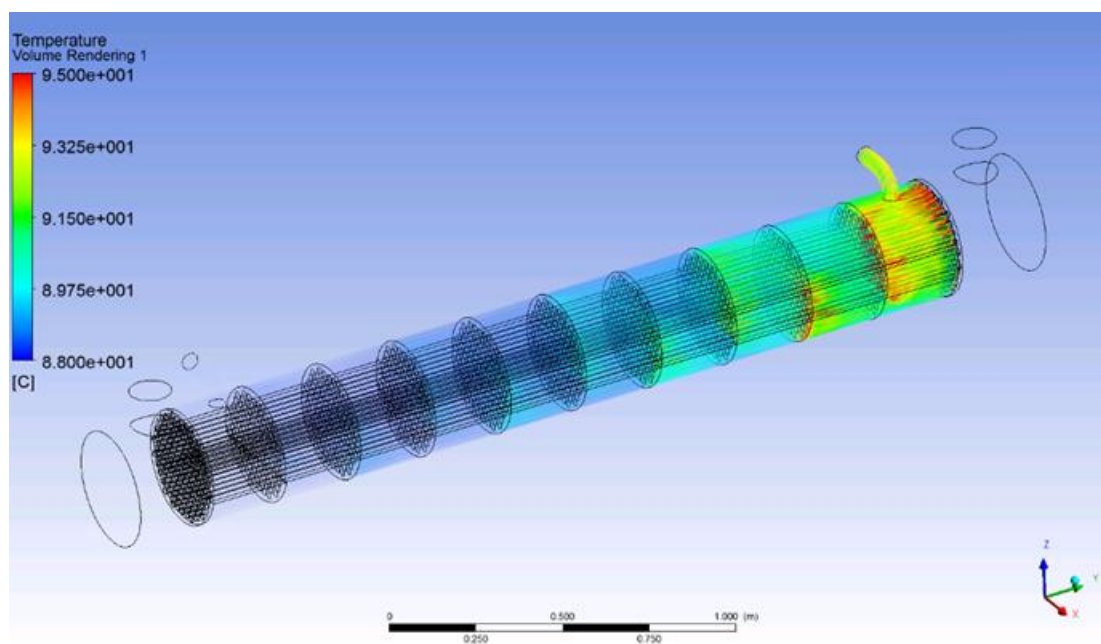


Obrázek 13 Centrální část objemu pro modelování proudění chladiva [1]

Pro sestavení úlohy a nastavení okrajových podmínek bylo použito prostředí ANSYS CFX-Pre. Ovšem v simulacích byly nahrazeny reálné vlastnosti spalín vlastnostmi ideálních plynů – CO₂, N₂ nebo vzduchu. Také byly použity jiné hmotnostní průtoky kolem hodnoty 0,22 kg/s (uvedená hodnota z popisu motoru je 0,322 kg/s). Také teploty se mírně lišily, například vstupní teplota spalín byla brána jako 520 °C místo 529 °C. Tyto nedostatky si dává kapitola 3 praktické části za cíl eliminovat.

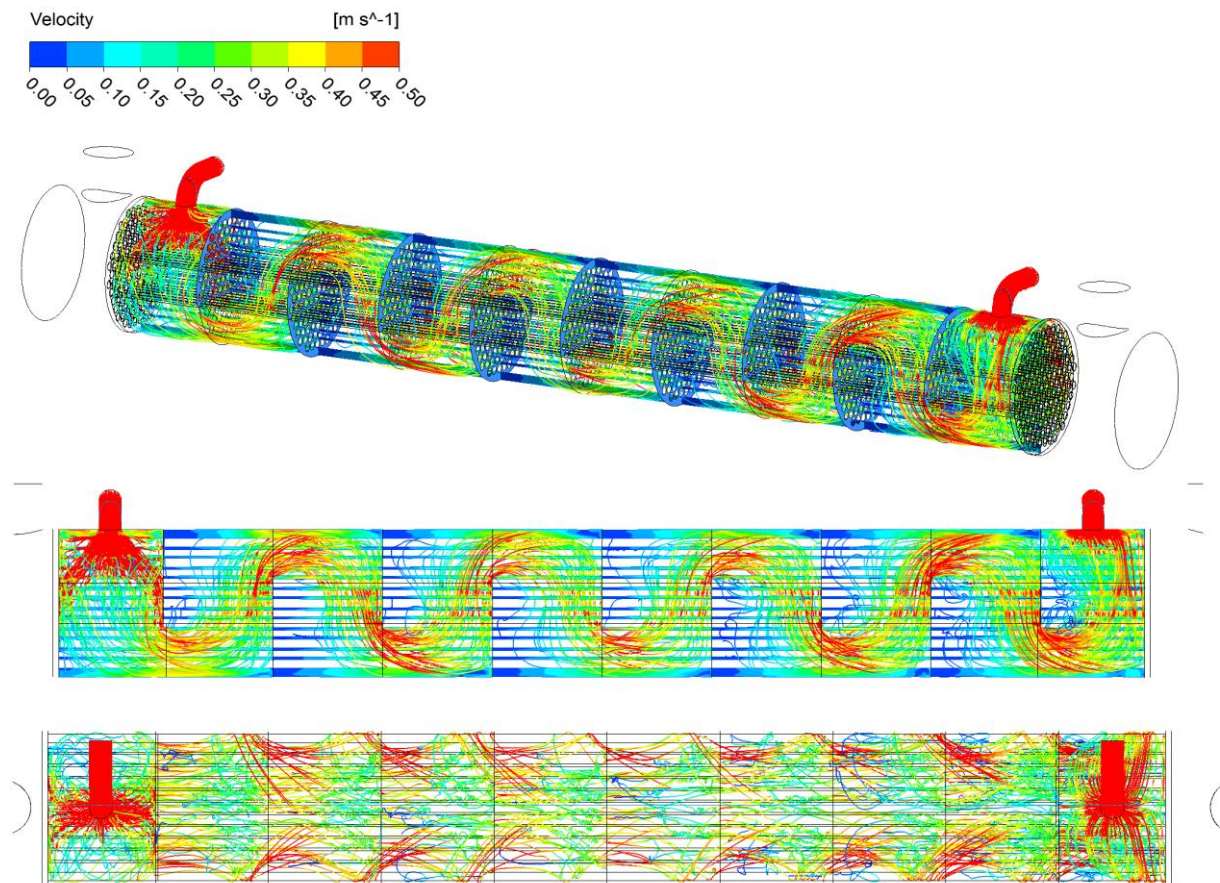
Samotný výpočet byl proveden ve dvou řešičích ANSYS CFX-Solver a pro post processing výsledků bylo využito programové prostředí ANSYS CFD-POST. [1]

Rozložení teplotních polí pro okruh chladiva je vyobrazeno na obrázku č.14.



Obrázek 14 Teplotní pole chladiva ve výměníku [1]

Na následujícím obrázku č.15 jsou zobrazeny rychlosti proudění chladiva ve výměníku, které prochází kolem 9 přepážek. Nejvyšší rychlosti jsou dosahovány právě kolem přepážek a vstupních a výstupních hrdel chladiva. [1]



Obrázek 15 Rychlosti proudění chladiva [1]

Závěry z této práce, kterou firma provedla, jsou takové, že se podařilo simulovat proudění a přestup tepla ve výměníku. Ověřilo se vhodné řešení přestupu tepla ze spalin (N_2) a chladicího média (H_2O), trubkovnice (ocel) a trubek (ocel). Práce poukázala na nedostatky současného řešení výměníku, například na nehomogenitu hmotnostního toku spalin v jednotlivých trubkách. Dále na tvorbu vírů ve vstupní komoře spalin, které by se vhodnou úpravou mohly snížit. Tento problém bude řešen v následující kapitole 3, kde bylo simulování proudění pouze domény spalin ve výměníku. Následně budou navrženy vhodné geometrické úpravy ve vstupní a výstupní komoře a hrdlu. Závěrem budou vyhodnoceny výsledky a navrženo nejvhodnější řešení pro tento typ výměníku, který bude pro firmu TEDOM a.s. optimální.

3 PRAKTICKÁ ČÁST – CFD SIMULACE

3.1 Postup v praktické části

Z výsledků prací firmy TEDOM a.s. na tomto typu výměníku vyplývá, že pro zlepšení tohoto prvku již není nutné simulovat proudění obou médií, a proto se tato diplomová práce zaměřuje jen na stranu spalin. Tímto krokem se povedlo snížit výpočetní náročnost úlohy. Dále bylo provedeno navrhnutí určitých geometrických změn výměníku, které by mohly vést ke zlepšení funkce spalinového výměníku. Především bylo zaměřeno na tlakové ztráty výměníku, které jsou pro výrobce nejdůležitější. Práce se snažila naleznout optimální řešení komor a hrdel pro tento typ výměníku. Pro reálné výsledky bylo potřeba nastavení ochlazování spalin v trubkách tak, aby bylo docíleno požadované výstupní teploty kolem 120 °C. Postup práce v praktické části je následující:

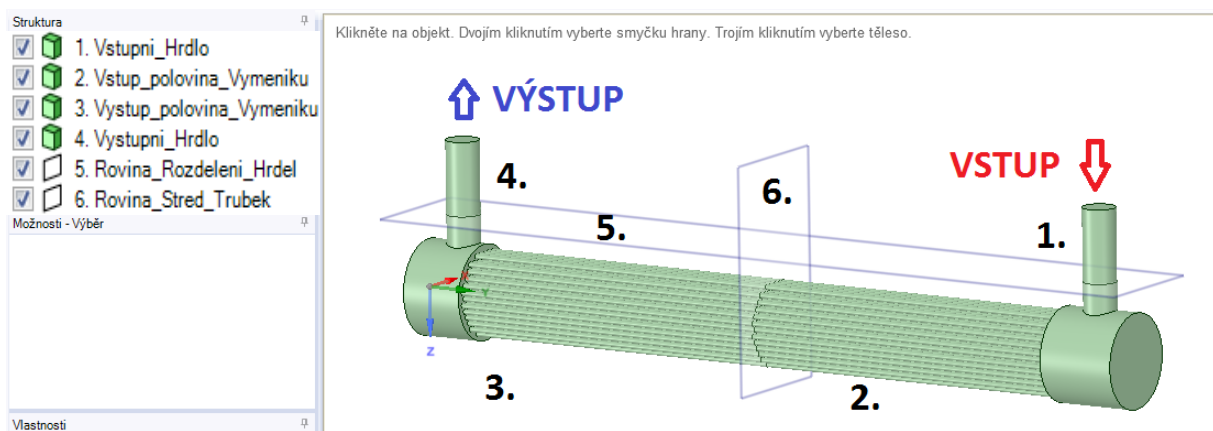
- Tvorba původní geometrie výměníku – ANSYS SpaceClaim 17.2
- Tvorba geometrických úprav výměníku – ANSYS SpaceClaim 17.2
- Diskretizace úlohy – ANSYS Fluent Meshing 17.2
- Zadání okrajových podmínek
- Nastavení řešení – ANSYS Fluent 17.2
- Vyhodnocení výsledků
 - Vyhodnocení tlakových ztrát jednotlivých variant – ANSYS Fluent 17.2
 - Porovnání výsledků s měřením na jednotce
 - Porovnání výsledků s programem Excel
 - Vyhodnocení výsledků – CFD-Post 18.0

V samotné diplomové práci se začalo nejdříve tvorbou inverzního objemu spalin v programu ANSYS SpaceClaim dle výkresové dokumentace. Následovala fáze síťování pomocí programu ANSYS Meshing a ANSYS Fluent Meshing. Dále zadání okrajových podmínek a nastavení řešení v ANSYS Fluent 17.2 a vyhodnocování řešení. Poté se tento postup opakoval, než byla vyladěna geometrie (například pomocné roviny pro vyhodnocení výsledků), ověřena síť citlivostní analýzou a také ověřena volba vhodného typu řešení. Řešení závisí také na parametrech sítě. Ověření vhodnosti řešení je možné díky porovnání výsledků tlakových ztrát s daty naměřenými na jednotce v provozu od firmy TEDOM. Tato část práce byla nejobtížnější a také zabrala nejvíce času, neboť bylo potřeba naučit se ovládat tyto čtyři na sebe navazující programy. Detaily práce s programy budou probírány v jednotlivých kapitolách.

Po ověření vhodnosti postupu (z výsledků tlakových ztrát) bylo vytvořeno 8 geometrických úprav výměníku a provedena diskretizace se stejnými parametry. Dále bylo provedeno řešení se stejnými hodnotami, aby byly obdrženy srovnatelné výsledky těchto devíti variant. Výsledky byly analyzovány, a především hodnoty tlakových ztrát byly vzájemně porovnávány. Porovnání bylo možné jak s měřením na jednotce v provozu, tak i s programem, který autor této diplomové práce vytvořil pro firmu. Závěrem práce bylo určení nejvhodnější varianty, která je zároveň doporučením pro firmu TEDOM a.s. Práce dále odhalila další problémy či nedostatky, které se na tomto výměníku vyskytly.

3.2 Tvorba geometrie výměníku ANSYS SpaceClaim 17.2

Geometrie byla vytvořena v programu ANSYS SpaceClaim 17.2. z výkresové dokumentace v kapitole 2.5. Zde byl rovnou modelován inverzní objem výměníku, kde proudí spaliny. Výměník byl rozdělen na čtyři díly. Jednou uprostřed svazku trubek, aby mohly být vyhodnoceny průtoky v jednotlivých trubkách. Další rozdělení bylo ve vstupním a výstupním hrdle, aby byla oddělena hrdla od komor. Délka hrdel v komoře je 100 mm, což je rovno vzdálenosti hrdel ke kompenzátorům objemu. Ovšem pro účely řešení musela být hrdla prodloužena, aby se zamezilo zpětnému proudění. Tudíž bylo přidáno ještě 275 mm ke každému hrdlu. Tímto postupem byla zajištěna délka hrdel, alespoň $3 \times DN125 = 375$ mm. Na následujícím obrázku je zobrazen výměník se strukturou jeho částí.



Obrázek 16 Původní geometrie výměníku v programu ANSYS SpaceClaim

Na obrázku 16 je jako číslo 1 vstupní hrdlo, výstupní hrdlo má číslo 4. Řez středem trubek svazku má číslo 6 a je zde proto, aby mohly být vyhodnoceny hmotnostní průtoky jednotlivých trubek. Samotné poloviny výměníku vstupní i výstupní části viz čísla 2 a 3 na obrázku 16 se skládají z již zmíněných částí hrdel o délce pouze 100 mm DN125, dále pak z komor. Na vnější straně mají komory přírby pro možnost čištění a na vnitřní straně jsou přivařeny trubkovnice. Délka komor se mírně liší. U vstupní části je délka komory 300 mm a ve výstupní části pouze 237 mm. Do trubkovnice jsou přivařeny a naválcovány jednotlivé trubky v šestihránném uspořádání o celkovém počtu 121 kusů.

Samotný program ANSYS SpaceClaim 17.2 je intuitivní, ale pro tvorbu složitějších geometrií nepříliš vhodný. V čem ovšem program vyniká je jednoduchost tvorby geometrických úprav, a právě těm se bude práce věnovat v následující kapitole.

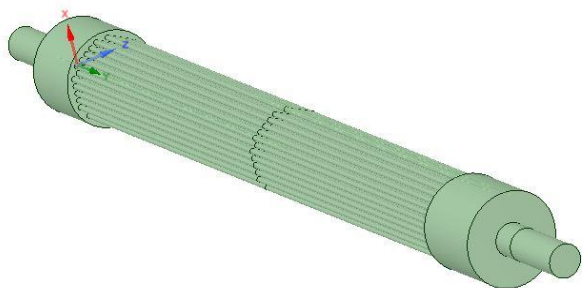
3.3 Tvorba geometrických úprav výměníku ANSYS SpaceClaim

Nejdůležitější částí této práce bylo navrhnout geometrické úpravy původní varianty za cílem snížení tlakových ztrát výměníku a prozkoumání chování proudění spalin v jiných geometrických konfiguracích. Výrobce omezil možnosti úprav jen na změnu hrdel či komor vstupní i výstupní části. Samotná přestupná plocha již byla optimalizována a pro tuto práci, kde bylo zaměřeno především na proudění spalin ve výměníku, není tolik podstatná. Volba geometrických úprav byla volena tak, aby byla zajištěna snadná výroba, úspora materiálu, zmenšení rozměrů, a především snížena tlaková ztráta. Parametry úprav jsou shrnuty do následující tabulky 8, kde jsou tučně vyznačeny podstatné změny jednotlivých variant. Samotné geometrie jsou zobrazeny na obrázcích 17 až 24 z programu ANSYS SpaceClaim.

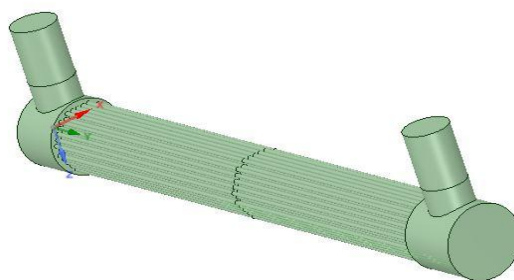
Tabulka 8 Parametry geometrických úprav se zvýrazněnými důležitými parametry

Varianta	Charakteristika úpravy	Hrdla		Komory délka [mm]	
		Průměr [mm]	Pozice	Vstup	Výstup
1.	Současný stav	DN 125	Radiální	300	237
2.	Axiální vstup i výstup	DN 125	Axiální	300	237
3.	Axiální vstup a Radiální výstup.	DN 125	Obě	300	237
4.	Radiální vstup a Axiální výstup	DN 125	Obě	300	237
5.	Hrdla DN150	DN 150	Radiální	300	237
6.	Hrdla DN200	DN 200	Radiální	300	237
7.	Zkrácené komory	DN 125	Radiální	174	174
8.	Hrdla otočena o 90°	DN 125	Radiální	300	237
9.	Hrdla otočena o 180°	DN 125	Radiální	300	237

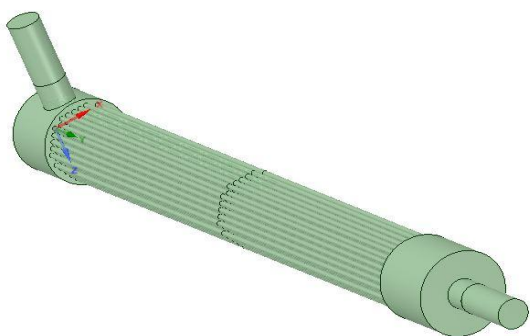
V jednotlivých úpravách bylo postupováno vždy od původního stavu varianty 1 a v každé úpravě se provedla pouze jedna změna tak, aby mohly být výsledky jednoduše porovnány a analyzovány. Postup úprav byl tvořen tak, že se v 2. variantě umístila hrdla axiálně viz obrázek 17. Ve 3. a 4. variantě se zvolily varianty se vstupním hrdlem axiálně a výstupním radiálně, případně opačně viz obrázky 18, respektive 19. V 5. a 6. variantě se rozšířila hrdla z normalizovaného vnitřního průměru DN 125 na DN 150 obrázek 20, respektive na DN 200 obrázek 21 s cílem snížit rychlosti spalin, které znamenají snížení tlakových ztrát. V 7. variantě bylo cílem zkrátit komory tak, aby se docílilo zkrácení výměníku viz obrázek 22. To mělo umožnit prodloužení délky trubek a tím zvýšit tepelný výkon výměníku. Vstupní komora byla zkrácena o 126 mm a výstupní o 63 mm tzn. celkově výměník byl zkrácen o 189 mm. Poslední dvě úpravy 8 a 9 na obrázcích 23 a 24 se vytvořily vzájemným pootočením poloh hrdel o 90°, respektive o 180° s cílem pozorovat změny v proudění spalin.



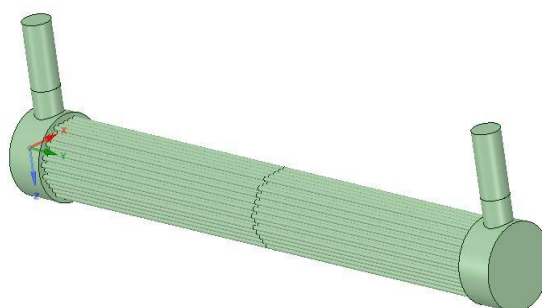
Obrázek 17 Axiální hrdla varianta 2



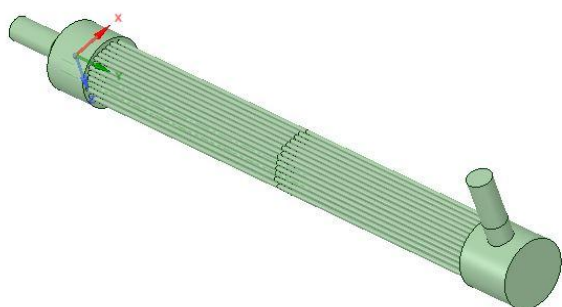
Obrázek 21 Rozšířená hrdla DN 200 varianta 6



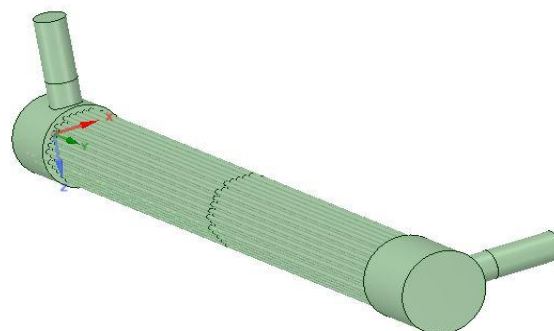
Obrázek 18 Axiální vstup a radiální výstup varianta 3



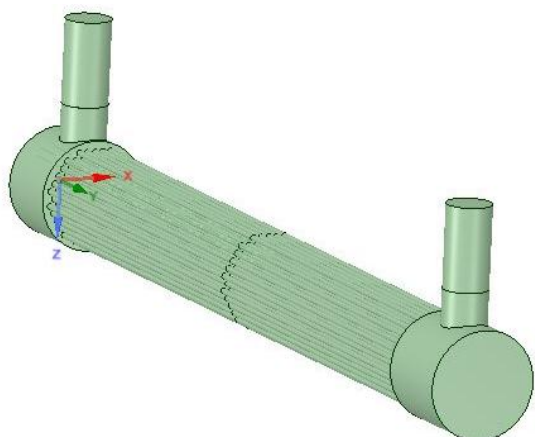
Obrázek 22 Krátké komory varianta 7



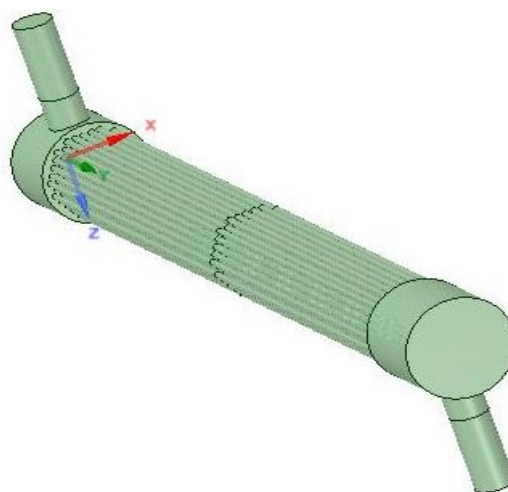
Obrázek 19 Radiální vstup a axiální výstup varianta 4



Obrázek 23 Pootočená hrdla o 90° varianta 8



Obrázek 20 Rozšířená hrdla DN 150 varianta 5



Obrázek 24 Pootočená hrdla o 180° varianta 9

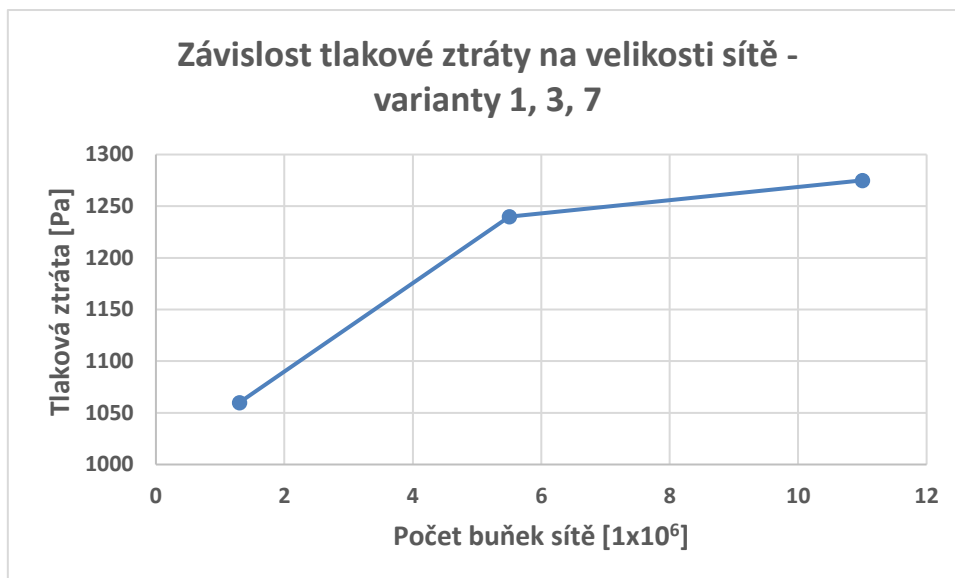
3.4 Diskretizace úlohy – ANSYS Fluent Meshing 17.2

Tato kapitola navazuje na vytvořené geometrie z kapitol 3.2 a 3.3. Geometrie zde budou diskretizovány. To znamená, že na nich bude vytvořena objemová síť nutná pro CFD simulace. Geometrické varianty byly naimportovány do programu ANSYS Fluent Meshing 17.2 a zde byla provedena samotná diskretizace úlohy. Tento program je pro složitější síť nevhodnější, ale také uživatelsky nejnáročnější. Po seznámení s programem a tvorbou sítě v tomto programu autora této práce čekal nejnáročnější úkol, a to provedení citlivostní analýzy sítě. Ta byla provedena na původní geometrii výměníku a spočívala v nastavení parametrů sítě a řešení s patřičnými parametry. Samotné řešení se provádělo pomocí programu ANSYS Fluent 17.2. Bylo nutné zjistit, jak kvalitní síť bude potřeba v závislosti na výsledcích tlakových ztrát výměníku. Velikost sítě byla řízena především kvalitou povrchové sítě (velikost minimální a maximální buňky a vzájemného úhlu) a také aspect ratiem mezní vrstvy. Velikost sítě výrazně ovlivní výpočetní čas a náročnost na výpočetní výkon počítačů, především při tvorbě sítě a vyhodnocování výsledků. Aspect ratio ovlivní velikost mezní vrstvy u stěn výměníku, která se promítne do kvality sítě, a především do velikosti hodnoty Y^+ na stěně. Tato hodnota Y^+ se vyhodnocuje při řešení a musí dosahovat daných rozmezí, aby výsledky byly správné. Je-li hodnota Y^+ na stěně trubek kolem 1, lze použít při řešení Enhanced wall treatment (značeno EWT). Je-li hodnota Y^+ mezi hodnotami 30–300, je nutné použít Non equilibrium function (značeno NEF). Další parametr, který se musel vždy upravit, byla hodnota součinitele přestupu tepla na straně chladiva, respektive trubek, který reprezentoval velikost ochlazení spalin v trubkách. Na výstupu byla požadovaná hodnota 120 °C, ale pro citlivostní analýzu sítě se této hodnoty nemuselo přesně dosáhnout. Zvoleno bylo 7 variant sítě, které jsou shrnuty do následující tabulky číslo 7. Jednotlivé varianty byly očíslovány dle pořadí vhodnosti použití, kde 1. varianta je nevhodnější a 7. nejméně vhodná.

Tabulka 9 Citlivostní analýza sítě

Pořadí varianty	Počet buněk	Aspect Ratio	Povrchová síť	Typ výpočtu	Trubky		Vstup	Výstup
					α_{chl}	Y^+	Tlak	Teplota
	1E+6	-	Min/Max/Angle	-	W/m ² K	-	Pa	°C
1.	11	20	4/9/10	EWT	250	2,5	1270	123
2.	11,5	25	4/9/10	EWT	220	2	1294	124
3.	5,5	10	5/9/10	EWT	220	4,7	1240	122
4.	8,5	30	5/9/10	EWT	150	1,7	1688	120
5.	5,5	10	5/9/10	NEF	90	5,5	2028	122
6.	5,4	2	5/9/10	NEF	130	6,3	1600	122
7.	1,3	-	5/9/10	NEF	1000	18	1060	142

Pro variantu 7 nebyla použita mezní vrstva, ale i zde nebylo dosaženo Y^+ mezi hodnotami 30–300, tudíž řešení s použitím Non Equilibrium function není možné použít. To mělo za následek, že síť a její mezní vrstva musí být natolik jemná, aby se dosáhlo Y^+ blízké hodnotě 1. Důležitým výstupem ze sítové analýzy bylo zjištění funkce závislosti tlakové ztráty na velikosti sítě, viz následující graf na obrázku 25, který je vytvořen z vybraných tří variant.



Obrázek 25 Závislost tlakové ztráty na velikosti sítě

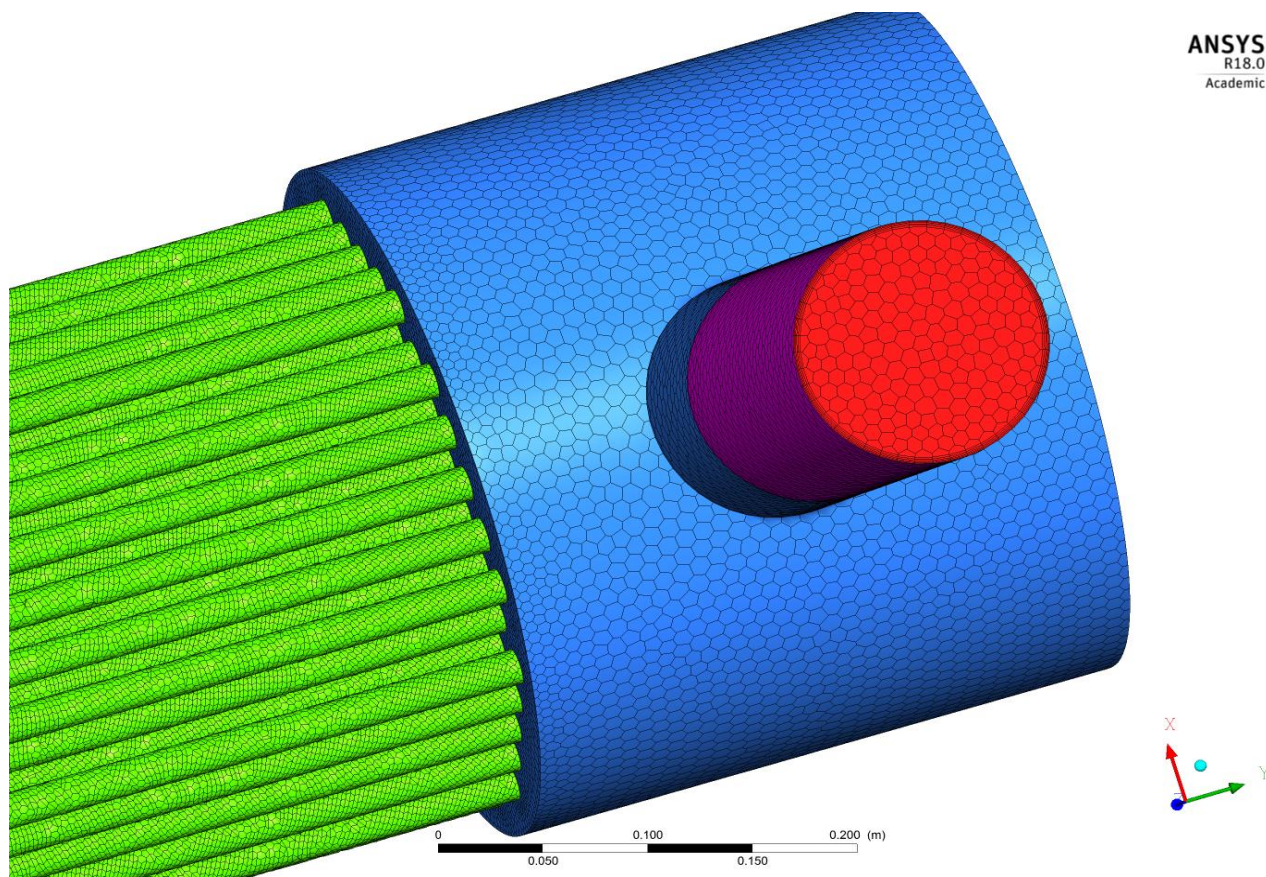
Dvanáct milionů buněk je maximální počet buněk sítě, který je autor této práce schopen vysítovat a dále s ní pracovat. Autor mohl využívat stolní počítač na ústavu Energetiky s 16 GB RAM operační pamětí. Z obrázku 25 bylo vyhodnoceno, že více než 11 milionová síť není potřeba, neboť tlaková ztráta bude růst už jen velmi málo. Tato tlaková ztráta při 11 milionové síti odpovídá měření na jednotce u zákazníka [1] viz kapitola 3.7.

Na další tabulce číslo 10 jsou shrnuty parametry této sítě, které budou již nadále používány pro všechny geometrické úpravy výměníku.

Tabulka 10 Parametry tvorby sítě

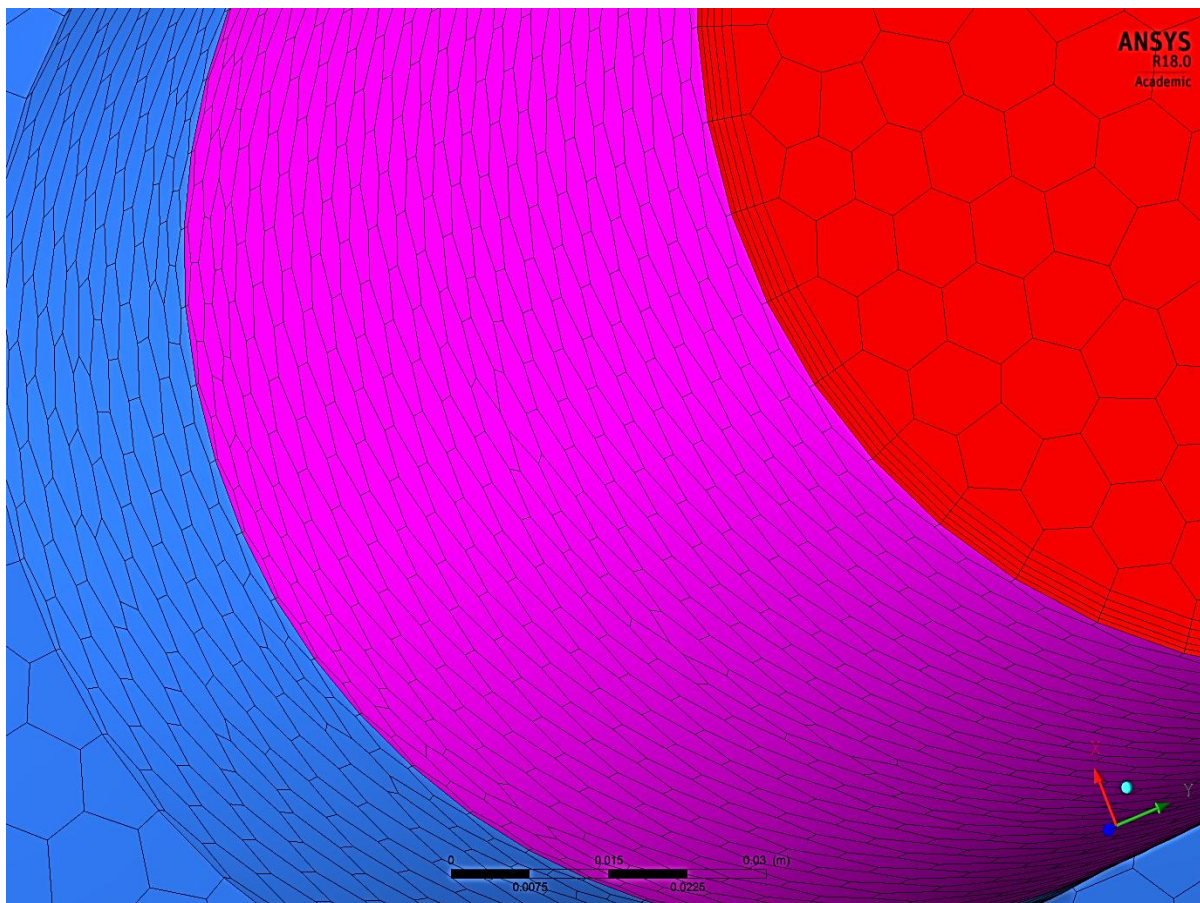
Tvorba povrchové sítě		Objemová síť – Polyhedrální	
Minimum size	4	Growth rate	1,2
Maximum size	9	Mezní vrstva – Prismatická	
Curvature angle	10	First aspect ratio	20
Edge proximity		Number of layers	5
Cells per gap	6	Growth rate	1,2

Výsledné velikosti sítě se pohybují v rozmezí 11 – 11,5 milionů buněk. Kvalita povrchové sítě byla vždy pod 0,5 skewness quality. Kvalita objemové sítě se pohybovala kolem 0,9 pro skewness quality a 130 pro aspect quality. Povrchová síť je pro ilustraci zobrazena na následujících obrázcích 26 a 27.



Obrázek 26 Povrchová polyhedrální síť

Na obrázku 26 je zobrazena povrchová polyhedrální síť na vstupní části výměníku. Na následující stránce v obrázku 27 je zobrazen detail povrchové sítě, kde je patrná mezní vrstva, která je aplikovaná na všechny stěny výměníku (hrdla, komory, trubky).



Obrázek 27 Detail povrchové sítě s mezní vrstvou na stěně vstupního hrdla

V této kapitole byl uveden postup tvorby sítě na daných geometriích výměníku. Byla uvedena citlivostní analýza sítě a z výsledků této analýzy byly navrženy nejvhodnější parametry pro tvorbu sítě. Tyto parametry byly pro všechny geometrické varianty stejné, aby byly výsledky srovnatelné. V další kapitole bude uveden postup samotného řešení úlohy.

3.5 Tvorba okrajových podmínek

V praktické části byla uvedena tvorba geometrií jednotlivých geometrických variant. Dále je pro CFD simulace nutné uvést okrajové podmínky, kterým je věnována tato kapitola. Většina okrajových podmínek byla uvedena již v kapitole 2 například v tabulce 1 a 6. Ovšem pro obdržení reálných výsledků, především tlakových ztrát, je nutné počítat s reálnými fyzikálními vlastnostmi spalin.

Postup získání těchto vlastností je uveden zde. Bylo využito výsledků z chemické analýzy paliva (zemního plynu) a provedena určitá zjednodušení viz tabulka 11 a 12. Následně byla vypočtena molární objemová koncentrace spalin a určeny požadované chemicko-fyzikální vlastnosti spalin, které budou dále využity pro CFD simulace.

Tabulka 11 Složení ZP [1]

Analýza složení ZP	molární objemová koncentrace [%]
O ₂ ve vzorku	0,000
CO ₂ - oxid uhličitý	0,205
N ₂ - dusík	0,615
CH ₄ - metan	96,537
C ₂ H ₆ - etan	2,145
C ₃ H ₈ - propan	0,358
2-methylpropan (i-butan)	0,062
n-butan	0,051
2,2-dimethylpropan (neo-pentan)	0,002
C5 *	0,000
2-methylbutan (i-pentan)	0,008
n-pentan	0,006
C6 (sum)**	0,006
C7 (sum)***	0,004
ostatní	-
celkem	100,000
H ^m _{o,real} (15/15) [J/m ³]	34,6163
výhřevnost	



Tabulka 12 Zjednodušené složení ZP

Zjednodušené složení zemního plynu	molární objemová koncentrace [%]
CH ₄ - metan	97,0
C ₂ H ₆ - etan	2,2
N ₂ - dusík	0,6
CO ₂ - oxid uhličitý	0,2
celkem	100,0

Z této tabulky č.12 pro zjednodušené složení ZP jsou dle postupu uvedeného v literatuře [2 na stranách 40–42] vypočteny molární objemové koncentrace spalin viz následující postup. Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm³ ZP byl vypočten dle následující rovnice.

$$O_{O_2 \min} = \sum(m + \frac{n}{4}) \cdot o_{CmHn} = \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 0,97 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,022 = 2,017 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Molární objemová koncentrace kyslíku ve vzduchu je 0,21 a dále teplota nasávaného vzduchu $t_{ok} = 20^\circ\text{C}$ s relativní vlhkostí $\varphi = 30\%$. Tomu odpovídá součinitel vlhkosti, kde parciální tlaky jsou počítány v MPa viz následující rovnice.

$$\kappa_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{30}{100} \cdot \frac{0,0023368}{0,1 - \frac{30}{100} \cdot 0,0023368} = 1,007$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm³ ZP byl vypočten zde.

$$o_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{2,017}{0,21} = 9,605 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Spalování v motoru jednotky bylo prováděno za přebytku vzduchu $\lambda = 1,63$. Z tohoto údaje je možné určit množství suchého vzduchu pro spálení 1 Nm³ ZP za daných podmínek.

$$o_{VS} = \lambda \cdot o_{VS \min} = 1,63 \cdot 9,605 = 15,65 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Objem vodní páry v tomto objemu byl vypočten dle následující rovnice.

$$o_{H_2O}^V = (\kappa_v - 1) \cdot o_{vS} = (1,007 - 1) \cdot 15,65 = 0,11 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Dále jsou vypočteny objemy různých složek (CO_2 , N_2 , O_2) zjednodušených suchých spalin ze spálení 1 Nm^3 ZP za daných podmínek.

$$o_{CO_2} = o_{CO_2} + 0,994 \cdot (\sum m \cdot o_{CmHn}) + 0,0003 \cdot o_{vS} = 0,002 + 0,994 \cdot (1 \cdot 0,97 + 2 \cdot 0,022) + 0,0003 \cdot 15,65 = \mathbf{1,01} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

$$o_{N_2} = o_{N_2} + 0,7805 \cdot o_{vS} = 0,006 + 0,7805 \cdot 15,65 = \mathbf{12,22} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

$$o_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot o_{O_2 \text{ min}} = (1,63 - 1) \cdot 2,017 = \mathbf{1,27} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Nyní byl vypočten objem vodní páry, který vznikl po stechiometrickém spálení 1 Nm^3 ZP.

$$o_{H_2O}^S = \sum \frac{n}{2} \cdot o_{CmHn} + o_{H_2O}^V = \frac{4}{2} \cdot 0,97 + \frac{6}{2} \cdot 0,022 + 0,11 = 2,12 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Celkový objem vodní páry po spálení 1 Nm^3 ZP se určí jako součet vodní páry vzniklý reakcí hoření viz předchozí rovnice a vodní páry, která je obsažena v nasávaném vzduchu.

$$o_{H_2O} = o_{H_2O}^V + o_{H_2O}^S = 0,11 + 2,12 = \mathbf{2,23} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Nyní byl určen celkový objem vlhkých spalin z 1 Nm^3 ZP při spalování za daných podmínek $\lambda = 1,63$.

$$o_{vS} = o_{CO_2} + o_{N_2} + o_{O_2} + o_{H_2O} = 1,01 + 12,22 + 1,27 + 2,23 = \mathbf{16,73} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Také byl určen celkový objem suchých spalin z 1 Nm^3 ZP při spalování za daných podmínek $\lambda = 1,63$.

$$o_{SS} = o_{CO_2} + o_{N_2} + o_{O_2} = 1,01 + 12,22 + 1,27 = 14,5 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Výsledné molární objemové koncentrace ze spálení 1 Nm^3 ZP jsou shrnuty v následující tabulce č.13, kde jsou porovnány suché a mokré spaliny. Jednotlivé prvky byly děleny celkovým objemem. Z výsledků je patrné, že vodní pára ve spalinách nemůže být zanedbána a fyzikální vlastnosti tak musí být vyhledány pro vlhké spaliny.

Tabulka 13 Molární objemové koncentrace spalin

Prvek	Objemové molární koncentrace Suché spaliny	Objemové molární koncentrace Vlhké spaliny
N_2	84,3	73
O_2	8,7	7,6
CO_2	7	6
H_2O	-	13,4
celkem	100	100

Následně byly pro vlhké spaliny hledány fyzikální vlastnosti. V softwaru REFPROP bylo nadefinováno složení směsi s danou molární objemovou koncentrací vlhkých spalin viz tabulka číslo 13. Nicméně tento program neumí pracovat se směsí s vyšší molární objemovou koncentrací vody, než je 5 %. Proto musely být tyto vlastnosti vyhledány jiným způsobem. Nejlepším řešením bylo vyhledání složení spalin středního složení z literatury [2 na straně 49] a z internetového zdroje [5]. Fyzikální vlastnosti spalin se od sebe příliš neliší tzn. nezáleží na palivu, které se spaluje a pro účely této práce lze tyto odchylky zanedbat. Vlastnosti jsou závislé tedy pouze a jen na teplotě viz tabulka 14.

Tabulka 14 Fyzikální vlastnosti spalin v závislosti na teplotě

	ν	λ_{sp}	Pr	ρ	c_p
teplota	kinematická viskozita	Teplotní vodivost	Prandtlovo číslo	Hustota	Měrná tep. kapacita
T[°C]	[m ² /s]	[W/m·K]	[-]	[kg/m ³]	[J/kg·K]
0	1,190E-05	0,0228	0,74	1,295	1042
100	2,080E-05	0,0319	0,7	0,95	1068
200	3,160E-05	0,0401	0,67	0,748	1097
300	4,390E-05	0,0484	0,65	0,617	1122
400	5,780E-05	0,057	0,64	0,525	1151
500	7,300E-05	0,0656	0,62	0,457	1185
600	8,940E-05	0,0742	0,61	0,405	1214
700	1,070E-04	0,0827	0,6	0,363	1239

Z těchto hodnot lze usoudit, že fyzikální vlastnosti spalin jsou téměř lineární v daných 100stupňových rozestupech, a proto průběhy lze stanovit jen na základě těchto bodů viz tabulka číslo 14. Z tabulky lze odebrat hodnoty pro 0 °C a 700 °C, které leží mimo rozmezí minimálních a maximálních teplot uvnitř výměníku (rozmezí teplot spalin je od 120 °C–529 °C). Tato tabulka fyzikálních vlastností spalin v závislosti na teplotě pro daných 6 hodnot byla nadefinována ve Fluentu. Program mezi těmito body lineárně aproximuje.

Fyzikální vlastnosti chladicího média pro účely této práce nejsou potřeba, protože bude simulováno proudění jen na straně spalin viz zdůvodnění v kapitole 3.1.

V této kapitole byly obdrženy všechny potřebné fyzikální vlastnosti médií, které budou nutné dále v CFD výpočtech. Autor této diplomové práce si je vědom zjednodušení těchto vlastností, které odpovídají složení středních spalin a také definování těchto vlastností jen na základě funkce rozdílných teplot v šesti různých bodech. Tento fakt bude ověřen v části kapitoly 3.6, kde výsledky tlakových ztrát budou porovnány s měřením na jednotce v provozu. Další okrajové podmínky byly uvedeny již dříve v kapitole 2. V další kapitole se práce bude věnovat diskretizaci této úlohy.

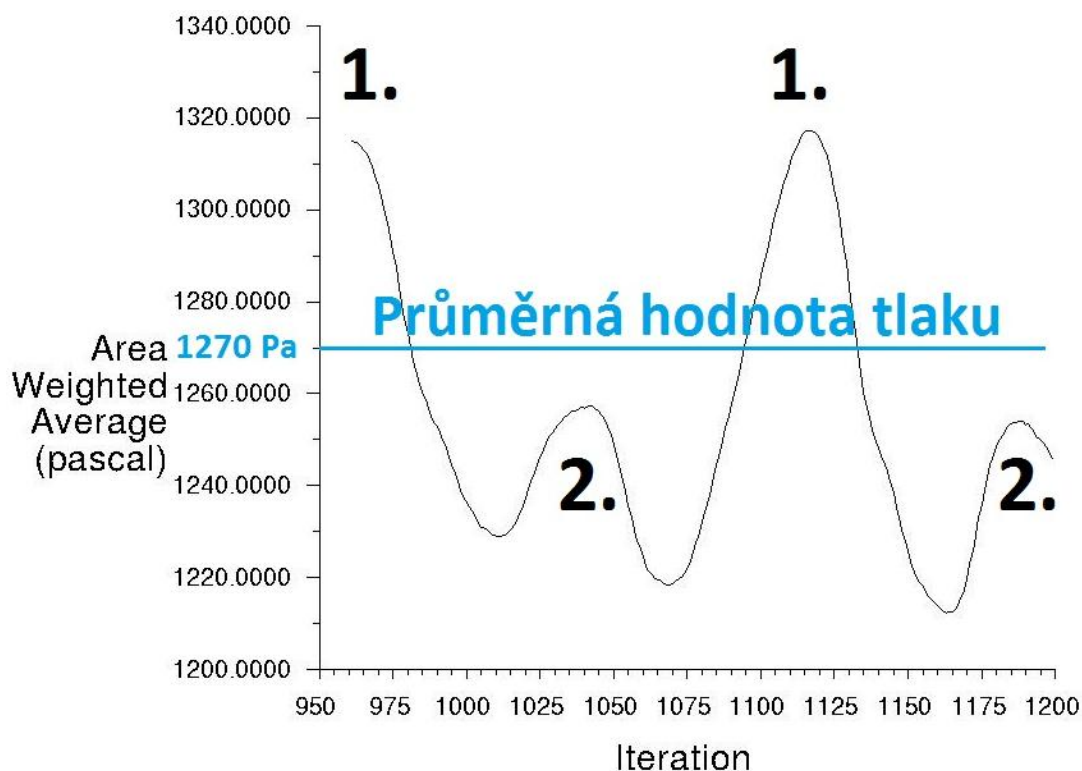
3.6 Nastavení řešení ANSYS Fluent 17.2

Samotný výpočet byl prováděn v programu ANSYS Fluent 17.2 Research verzi na školním serveru ELA. Konfigurace serveru je zde: HP ProLiant DL560 G9, 4 procesory Intel Xeon E5-4627 v3 s 10 jádry, 2.60 GHz, paměť 256 GB RAM, který má dostatečný výkon pro tuto úlohu. Při možnosti využití maximálního výkonu serveru trval výpočet kolem 50 hodin. Nastavení case souboru, které bylo pro všechny varianty stejné, je shrnuto v následující tabulce.

Tabulka 15 Nastavení řešení ANSYS Fluent 17.2

Řešení – nastavení 3D souboru	
General	Single precision
	Pressure-based
	Steady time
	Gravitace osa z= -9,81 m/s ²
Models	Energy ON
	Viscous k-ε realizable
	Enhanced wall treatment
Solution Methods	Coupled scheme
	Second order
	Pseudo transient
	Warped-Face grad. correction
Initialization	Hybrid

Řešení bylo po inicializaci počítáno jako prvního řádu (first order) a po klesnutí všech residuí pod hodnotu 1×10^{-3} bylo přepnuto na řešení druhého řádu (second order), aby byla dosažena konvergence úlohy. Úloha byla ukončena po minimálně 2000 iteracích, kdy byla úloha považována za zkonvergovanou. Zde se projevila mírná periodická nestacionarita řešení především tlakových ztrát u některých geometrických variant. Tyto nestacionarity se nepodařilo odstranit, neboť turbulence tvořené ve vstupní a výstupní komoře periodicky vznikají a zanikají, a tudíž ovlivňují velikosti tlakových ztrát. Tyto nestacionarity v tlakových ztrátách byly nejvyšší pro varianty s použitím radiální hrdel a dosahovaly rozdílu tlakových ztrát až 105 Pa tzn. menší než 10 % viz následující obrázek.



Obrázek 28 Periodické fluktuace tlakových ztrát – varianta 1. ANSYS Fluent 17.2

Fluktuace měly dvojitou periodu, jedna vyšší značena na obrázku 28 (1.), která dosahovala hodnot až 105 Pa, a jedna nižší značena (2.) s hodnotou až 45 Pa. Průměrná hodnota statických tlaků je 1270 Pa. Tento jev 3D nestacionarity se potvrdil i při měření tlakových ztrát na jednotce. Z toho plyne, že tato úloha simuluje reálné děje, které probíhají ve výměníku. Ovšem pro hlubší poznání tohoto problému by úloha musela být simulována jako nestacionární. Další kapitola je z celé práce nejdůležitější a věnuje se vyhodnocením výsledků z této práce.

3.7 Vyhodnocení výsledků z praktické části

3.7.1 Vyhodnocení tlakových ztrát – ANSYS Fluent 17.2

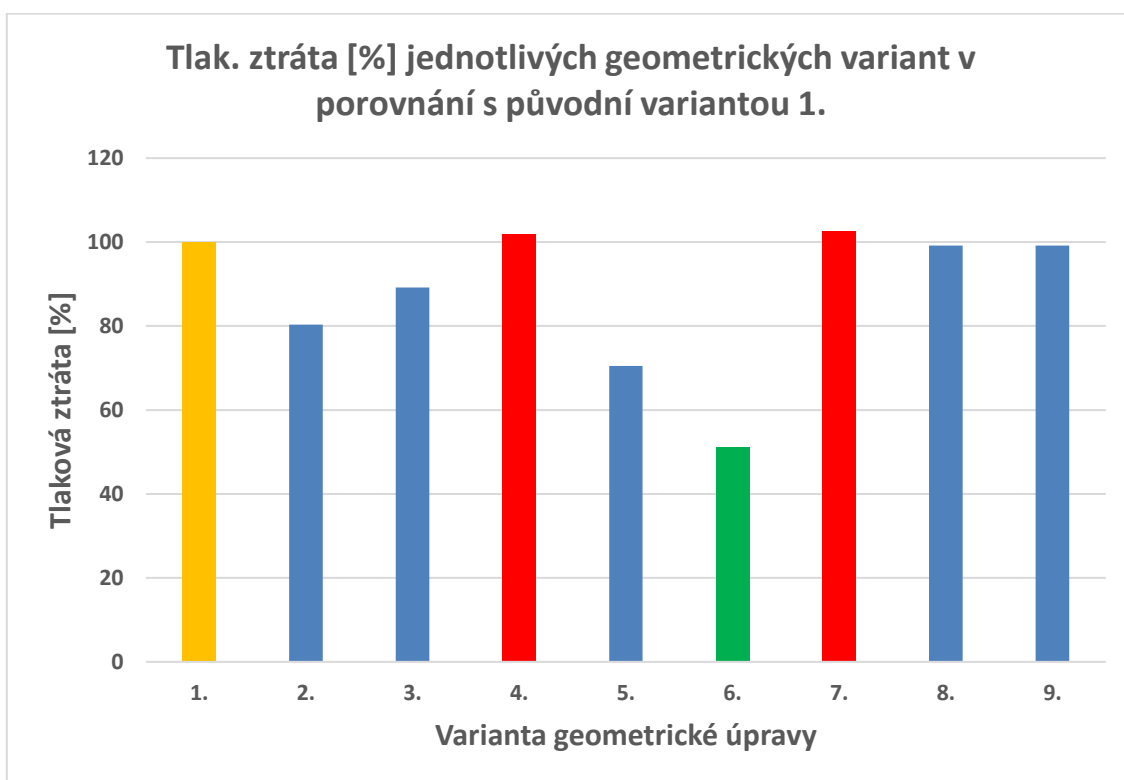
Tato kapitola se věnuje vyhodnocování výsledků. Nejpodstatnější výsledek pro výrobce TEDOM a.s. je hodnota tlakové ztráty v celém výměníku, proto je tomuto výsledku věnována tato celá podkapitola. V další podkapitole práce porovnává výsledky z měření a z programu na návrh spalínových výměníku. Poslední podkapitola je věnována vyhodnocení výsledků z programu CFD-Post.

V následující tabulce 16 jsou shrnuty tlakové ztráty všech geometrických variant. Zde byla provedena úprava velikosti tlakové ztráty jako aritmetický průměr z minimálních a maximálních hodnot z důvodu přítomnosti fluktuací tlaku.

Tabulka 16 Tlakové ztráty jednotlivých variant

Varianta	Charakteristika úpravy	Tlaková ztráta	Tlaková ztráta	Rozdíl
		Pa	%	%
1.	Současný stav – ověřeno	1270	100	0
2.	Axiální vstup i výstup	1020	80	-20
3.	Axiální vstup Radiální výstup	1133	89	-11
4.	Radiální vstup Axiální výstup	1293	102	2
5.	Hrdla DN150	895	70	-30
6.	Hrdla DN200	650	51	-49
7.	Zkrácené komory	1304	103	3
8.	Hrdla otočena 90°	1260	99	-1
9.	Hrdla otočena 180°	1260	99	-1

Hodnoty jsou pro přehlednost porovnány s původní variantou 1 v následujícím obrázku 29.

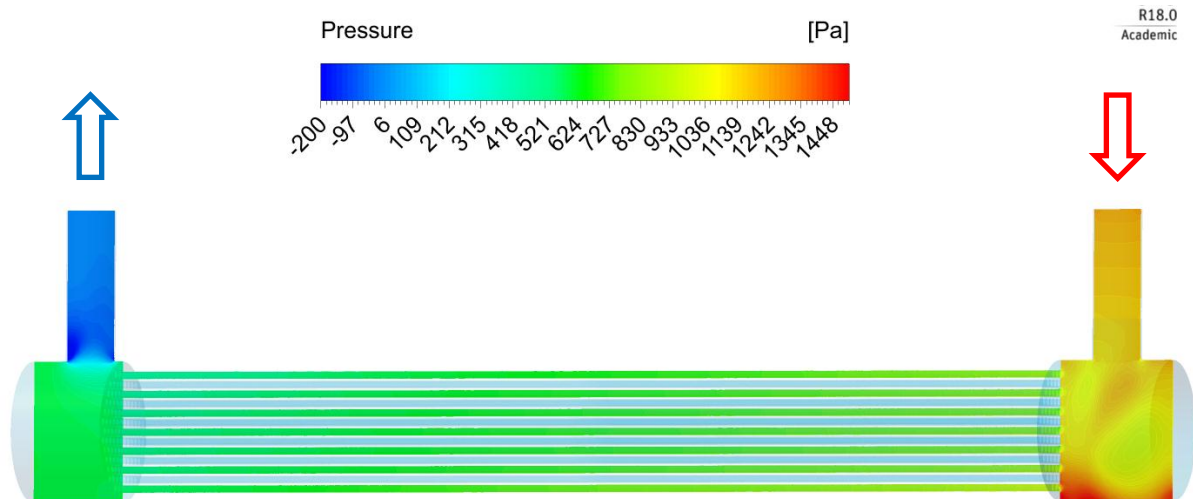


Obrázek 29 Graf tlakových ztrát jednotlivých geom. variant v porovnání s 1. variantou

Původní varianta 1 má tlakovou ztrátu 1270 Pa. Použitím axiálních hrdel se tlaková ztráta sníží o 20 %. Překvapivým výsledkem je rozdíl variant 3 a 4 o 13 %, kde hraje primární roli na velikost tlakové ztráty použití axiálního potrubí na vstupu do výměníku. Dokonce u 4. varianty je mírné zvýšení tlakových ztrát oproti původní variantě 1. U 5. a 6. varianty s použitím

rozšířených hrdel DN 150, respektive DN 200, je patrný pokles tlakových ztrát, které jsou způsobeny nižšími rychlostmi v hrdlech a komorách až na 50 % rychlosti vůči původní variantě. Nárůst tlakových ztrát je patrný ve variantě 7 se zkrácenými komorami. Z toho plyne, že pokud se výměník vejde do kontejneru, je kontraproduktivní zkracovat jeho komory. Také je možné pozorovat mírný pokles tlakových ztrát ve variantě 8 a 9, kde bylo použito pootočených hrdel o 90°, respektive 180°.

V následujícím obrázku 30 jsou zobrazeny hodnoty celkového tlaku v řezu výměníku z programu CFD-Post.



Obrázek 30 Hodnoty celkového tlaku v řezu výměníkem z programu CFD-Post

Zde jsou patrné hodnoty celkového tlaku dle barevné škály původní varianty 1. Na vstupu do výměníku je barva oranžová (hodnota kolem 1270 Pa) a na výstupu světle modrá (hodnota kolem 0 Pa). Dále je zde patrný výrazný extrém v dolní části vstupní komory mající hodnotu kolem 1500 Pa, to je způsobeno pravděpodobně téměř nulovou rychlostí spalin.

Dále byly vyhodnoceny tlakové ztráty ve vstupních hrdlech, které byly o 275 mm prodlouženy viz následující tabulka 17.

Tabulka 17 Tlaková ztráta prodloužených hrdel na vstupu do výměníku

Tlak. ztráta hrdel o délce 275 mm		
Typ	Průměr	Tlak. ztráta
[-]	[mm]	[Pa]
Radiální	DN 125	90
Radiální	DN 150	40
Radiální	DN 200	12
Axiální	DN 125	96

Pro prodloužená výstupní hrdla je tlaková ztráta přibližně čtvrtinová vzhledem k poklesu rychlosti na polovinu. Přesné hodnoty statického tlaku se zde nedají určit.

Pro původní variantu s vyhodnocenou tlakovou ztrátou 1270 Pa je výsledná hodnota pro reálný výměník po odečtení prodloužených hrdel rovna:

$$\Delta p_{1.varianty} = 1270 - 90 - 0,25 \cdot 90 = \mathbf{1158 Pa}$$

Tato hodnota byla v následující podkapitole porovnána s měřením na jednotce v Praze a také porovnána s programem na návrhy spalínových výměníků, který autor této práce vytvořil pro firmu TEDOM a.s.

3.7.2 Porovnání výsledků tlakových ztrát s měřením na jednotce

Tlaková ztráta původní varianty, která je rovna 1158 Pa, je v této podkapitole porovnána s měřením na stejné jednotce v provozu a také s programem na návrh výměníků. Nejdříve bude čtenář seznámen s výsledky z měření na jednotce CENTO T200 od firmy TEDOM a.s.

Jednotka byla instalována v Praze a při měření běžela na nominálním výkonu. Při měření se musí dodržovat správný postup tak, aby se měřil pouze statický tlak. Měřilo se 6mm trubicí, která byla zaslepena a na konci do ní byla z boku navrtána dírka. Když je potřeba změřit tlak, kam se rovnou trubicí není možné dostat, je nutné použít trubicí zahnutou. Tlak byl měřen na více místech na vstupu a na výstupu z výměníku, který odpovídá přechodu hrdla komory a hrdla z prodloužených částí. Trubicí byla připojena na digitální měřicí přístroj CRESTO DMU 10-T viz obrázek číslo 31 s maximálním snímaným tlakem 10 kPa a maximální chybou 1 % z měření.



Obrázek 31 Digitální měřič tlaku – CRESTO DMU 10-T

Změřená hodnota tlakové ztráty výměníku byla rovna 1300 ± 13 Pa. Tato hodnota je o přibližně 142 Pa vyšší. Odchylka může být způsobena různými vlivy, například: zanesením spalínového výměníku, nesprávnými fyzikálními vlastnostmi či přílišným zjednodušením geometrie výměníku v simulacích. Pro věrohodnější porovnání by bylo nutné naměřit tlakové ztráty výměníku na více jednotkách, to je ovšem zdlouhavé a finančně náročné. Proto pro účely této práce je vyhodnoceno, že měření se přibližně shodovalo se simulacemi. Dále bude uvedeno porovnání s programem na návrh spalínových výměníků viz následující podkapitola.

3.7.3 Porovnání výsledků tlakových ztrát s programem EXCEL

Tento program autor diplomové práce vytvořil pro firmu TEDOM a.s. Program urychluje a zpřesňuje proces na návrh výměníků a také mimo jiné slouží k odhadu tlakové ztráty výměníku. V této práci bude provedeno ověření jeho funkčnosti výpočtu tlakových ztrát. V programu je počítáno jen s tlakovými ztrátami v hrdlech danými jejich délkou. Dále se ztrátami v komorách, kde dochází k změně průměru, otočení proudu a vstupu i výstupu spalin do trubek. Ke ztrátám dochází také v trubkách, kde spaliny procházejí trubkami na vzdálenosti 2500 mm a také zde dochází k velké změně hustot, respektive zpomalení proudu viz tabulka 19. Výsledná tlaková ztráta je tvořena z 10 dílčích tlakových ztrát viz následující 3 rovnice, které je charakterizují a dají se díky nim spočítat.

Pro tlakové ztráty třením v trubce je používán tento vztah, který je vhodný pro turbulentní proudění. Součinitel tlakové ztráty (λ) je určován pro hladkou trubku dle příslušného Reynoldsova čísla.

$$\Delta p_{\text{třecí}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{střední}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{střední}}$$

Vzhledem k velké změně rychlostí uvnitř trubek je do výpočtu nutno zahrnout i tuto tlakovou ztrátu, která se odvodí z Bernoulliho rovnice a je definována následující rovnicí.

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{zpomalení proudu}} &= v_{\text{střední}} \cdot (v_{\text{vstup}} - v_{\text{výstup}}) \cdot \rho_{\text{střední}} = 16,2 \cdot (20,9 - 10,2) \cdot 0,58 \\ &= 100,5 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Pro místní ztráty je zvolen tento vztah a dílčí součinitele místních ztrát (ξ). Součinitele jsou voleny dle odpovídajících monogramů viz literatura [2].

$$\Delta p_{\text{místní}} = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

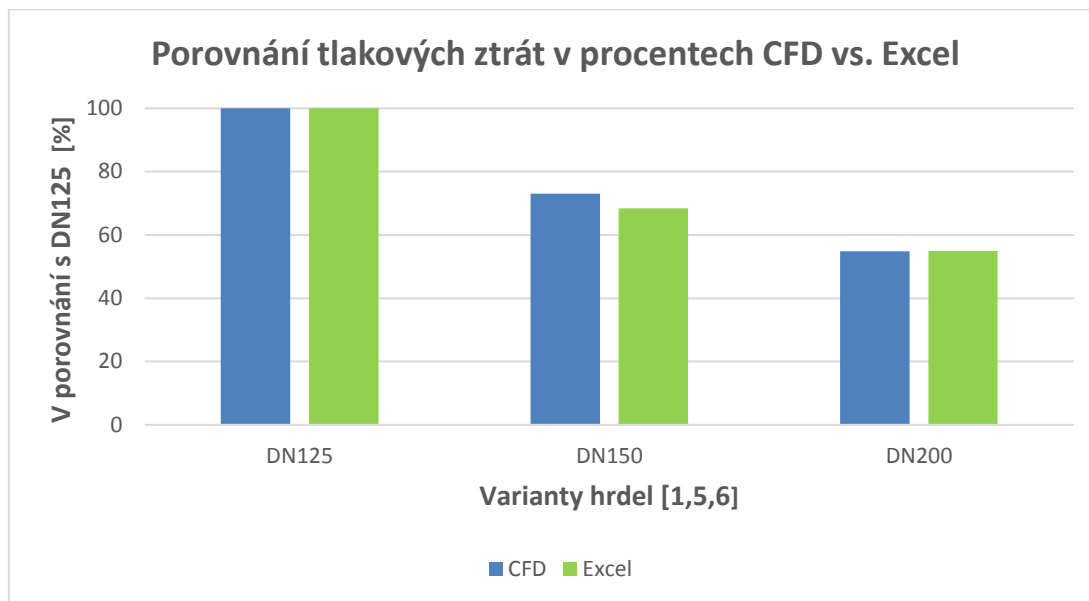
Výsledná ztráta z programu Microsoft EXCEL pro 1., 5. a 6. variantu v následující tabulce v porovnání s CFD.

Tabulka 18 Porovnání tlakových ztrát CFD vs. Excel

Varianta	Průměr	CFD		Excel	
		Pa	%	Pa	%
1.	DN125	1158	100	990	100
5.	DN150	845	73	677	68
6.	DN200	635	55	544	55

Absolutní hodnoty se mírně liší od výsledných hodnot z CFD viz tabulka číslo 18. Odchyly jsou způsobeny nezahrnutím tvorby vírů v komorách, které způsobují relativně vysokou ztrátu od 90-170 Pa. Tento program je stále ve vývoji, ale pro porovnání výsledků hodnot tlakových ztrát jsou odchyly ještě v potřebných mezích. Důležité je reflektování

trendu, který je patrný při procentním porovnávání, který je zobrazený v následujícím grafu na obrázku 31.



Obrázek 32 Porovnání tlakových ztrát CFD vs. Excel

Na obrázku 32 jsou hodnoty tlakových ztrát porovnávány s CFD simulacemi a programem Excel. Pro variantu rozšířených hrdel na DN150 se hodnoty mírně rozcházejí, ale ve variantě s DN200 se již téměř shodují. Tento poznatek je důležitý jak pro tuto práci, tak i pro program Excel.

Další důležitý údaj je srovnání velikosti tlakových ztrát podle toho, kde se samotné ztráty tvoří, respektive program je počítá. Do tabulky 19 jsou shrnuty typy tlakových ztrát a dále je zde uvedeno, ke které části jsou přiřazeny. Jedná se o části: vstupní komora (1), trubky (2) a výstupní komora (3).

Tabulka 19 Shrnutí typů tlakových ztrát a jejich přiřazení

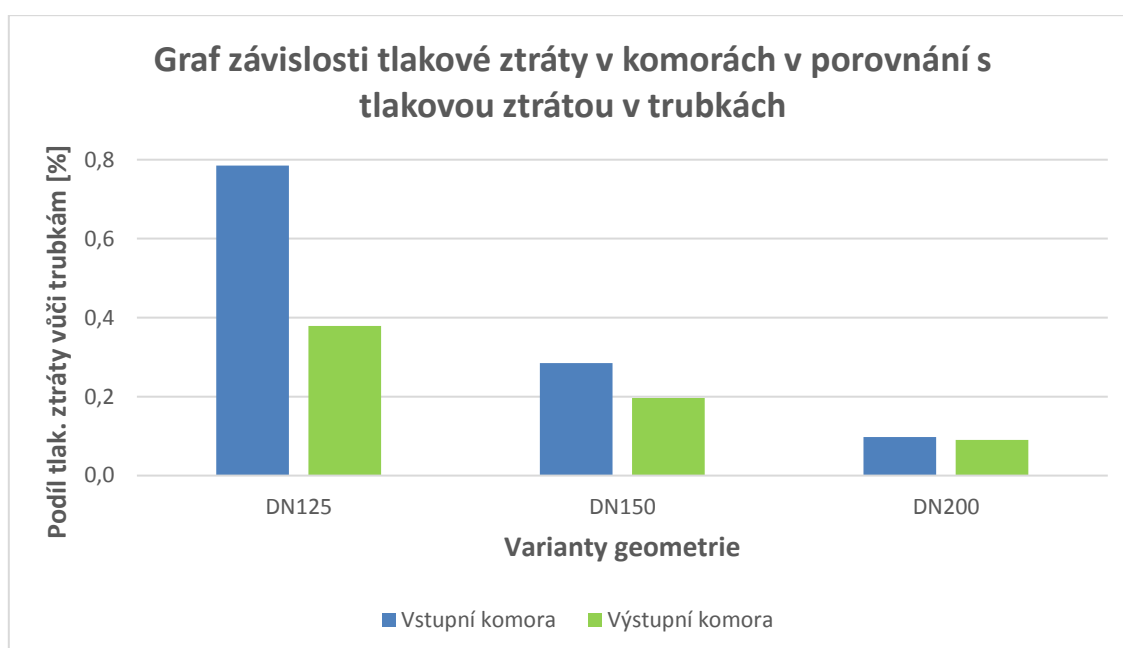
Typ ztráty	Charakteristika ztráty	Místo výskytu	Přiřazená část
Třecí	Třecí ztráty dané délkou	vstupní hrdlo	1
		trubky	2
		výstupní hrdlo	3
Místní	Náhlá změna průřezu	hrdla-vstupní komora	1
		vstupní komora-trubka	1
	Otočení proudu	trubka-výstupní komora	3
		výstupní komora-hrdlo	3
		vstupní komora	1
Speciální	Ztráta zpomalením proudu	výstupní komora	3
		v trubkách	2

Následně jsou v tabulce 20 uvedeny hodnoty tlakových ztrát pro jednotlivé části výměníku z programu Excel pro uvedené 3 varianty. Tato analýza umožní porovnání tvorby tlakových ztrát ve spalinovém výměníku této jednotky v jednotlivých variantách.

Tabulka 20 Tlakové ztráty komor a trubek jednotlivých variant dle Excelu

Tlakové ztráty dle programu Excelu [Pa]				
Varianty	Komora		Trubky (2)	Celkem
	Vstup (1)	Výstup (3)		
DN125	359	173	457	990
DN150	130	90		677
DN200	45	41		544

Absolutní hodnoty tlakových ztrát jednotlivých částí výměníku pro různé varianty jsou shrnuty v tabulce 20. Jednotlivé části jsou pro přehlednost číslovány stejně jako v tabulce 20. Pro snadnější orientaci je přidán graf srovnání tlakových ztrát v komorách vůči tlakové ztrátě v trubkách, která je pro všechny varianty stejná viz obrázek 33.



Obrázek 33 Srovnání dílčích tlakových ztrát ve výměníku

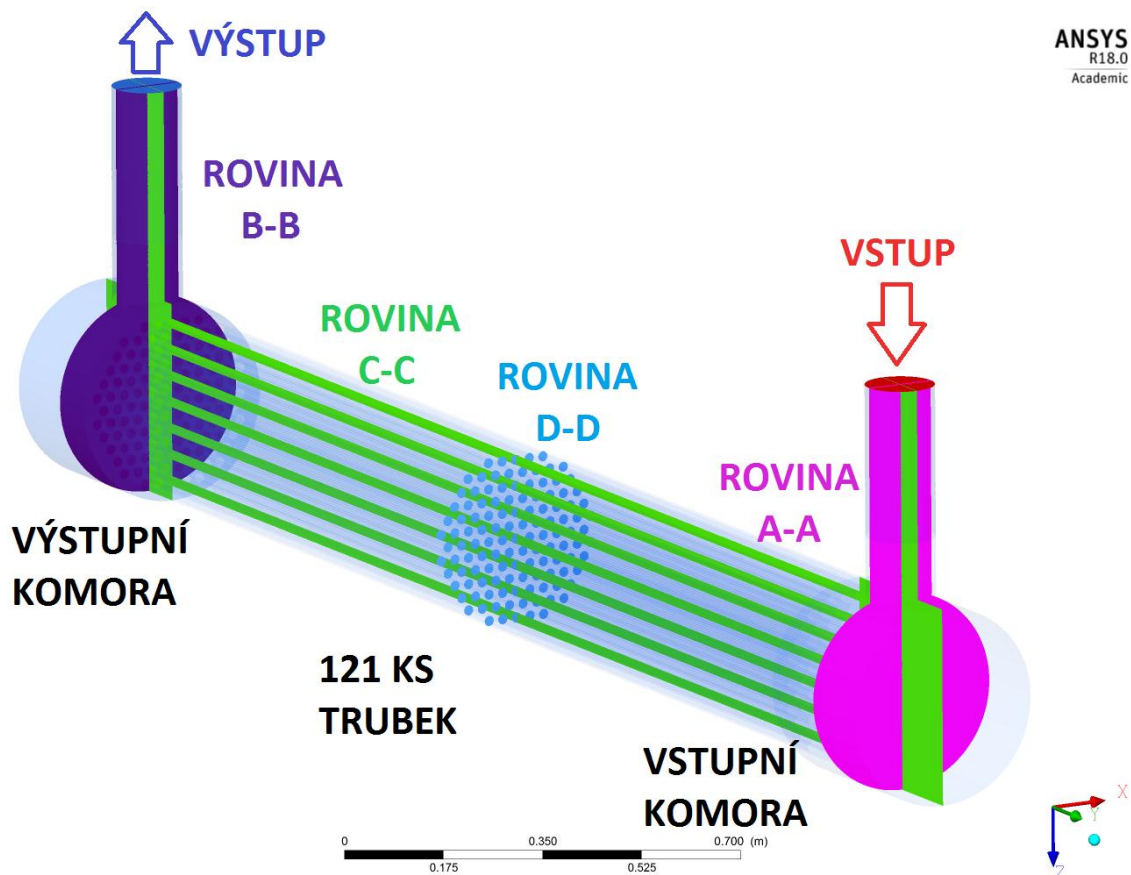
Z obrázku 33 je patrná závislost velikosti tlakové ztráty v komorách pro různě velká hrdla. Z této závislosti lze usoudit, že pro větší průměry hrdel výměníku začíná být dominantní tlaková ztráta především v trubkách. Srovnáme-li tlakovou ztrátu varianty DN 125 s variantou DN 200, je zde rozdíl roven 446 Pa. Samotná dílčí tlaková ztráta v trubkách způsobená prouděním a disipací energie po celé jejich délce a dále pak ztráty způsobené zpomalením proudu jsou rovny celkové hodnotě 457 Pa. Důležitým poznatkem je, že uspořením tlakové ztráty 446 Pa při použití rozšířených hrdel z DN125 na DN200 se může pro vyrovnání tlakové ztráty oproti původní variantě prodloužit délka trubek téměř na dvojnásobek. Toto prodloužení může přinést zvýšení tepelné účinnosti o mnoho procentních až desetiprocentních bodů.

K plnému využití potenciálu prodlouženého výměníku je nutné výměník chladit médiem o teplotě nižší, než je teplota rosného bodu spalin tzn. 55 °C. To povede ke kondenzaci spalin a uvolnění latentního tepla ze spalin. V následující kapitole se bude práce věnovat vyhodnocení výsledků z programu CFD-Post, který slouží k zobrazení výstupů z CFD simulací.

3.7.4 Vyhodnocení výsledků – CFD-Post 18.0

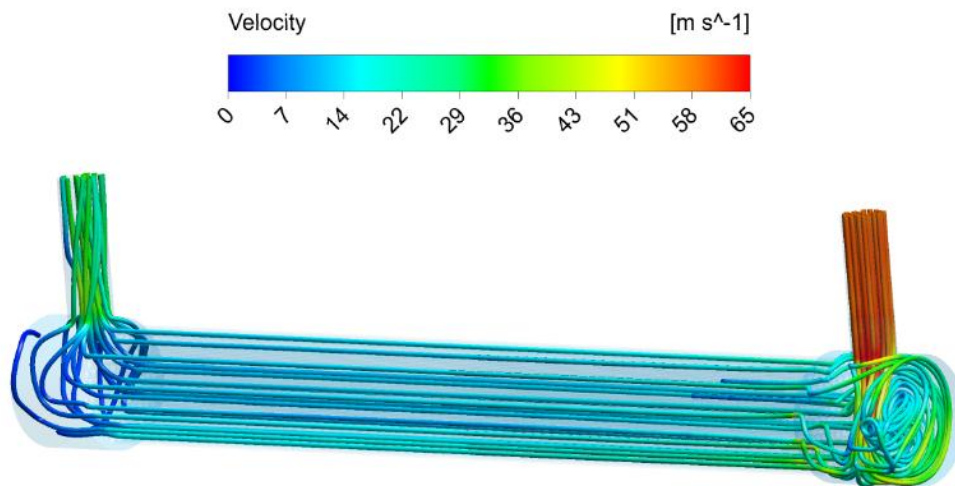
V této kapitole budou vyhodnoceny výsledky, které se přímo odráží na tlakových ztrátách. Zde bude analyzován charakter proudnic různých variant, teploty spalin ve výměníku, zobrazena nehomogenita hmotnostních průtoků v jednotlivých trubkách výměníku, a to vše z důvodu potřeby hlubšího porozumění chování proudění média ve výměníku.

Pro přehlednost byly definovány vyhodnocovací roviny A, B, C, D, které jsou pro vyhodnocování výsledků důležité viz následující obrázek. Pro vyhodnocení výsledků bude využíváno programu ANSYS CFD-Post.

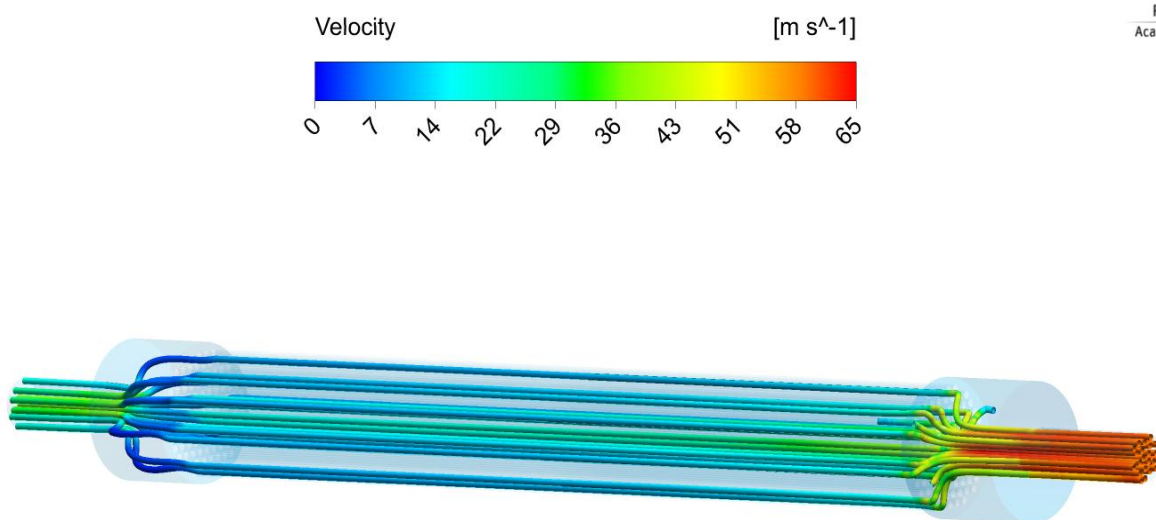


Obrázek 34 Vyhodnocovací roviny výměníku A, B, C, D

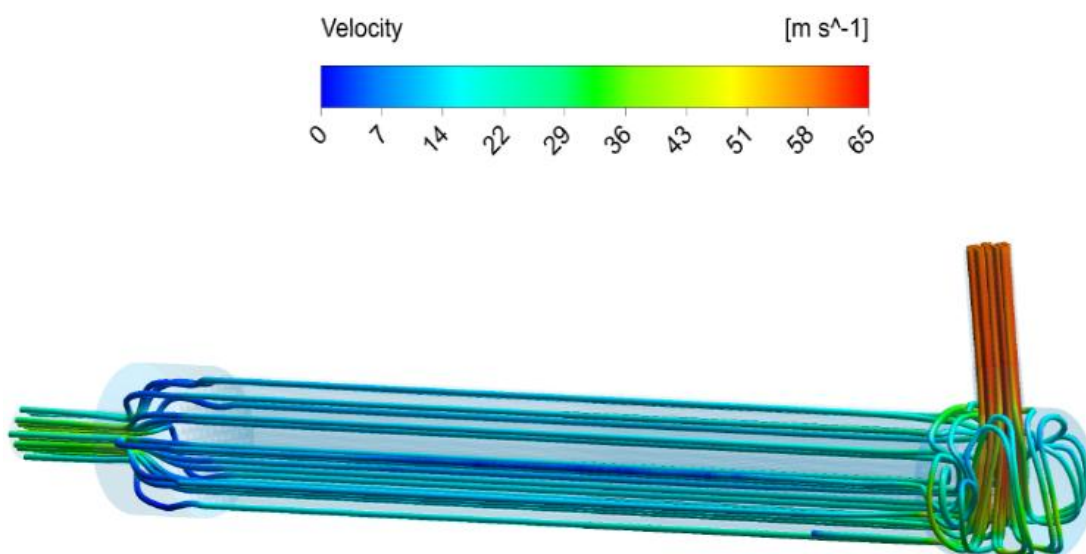
Jako první jsou zobrazeny proudnice rychlostí ve 4 různých variantách viz obrázky 35 až 38. Rychlostní škála je pro přehlednost stejná. Ve variantě 6 na obrázku číslo 38 jsou patrně výrazně nižší rychlosti z důvodu použití rozšířených variant DN 200, které vedou ke snížení tlakových ztrát.



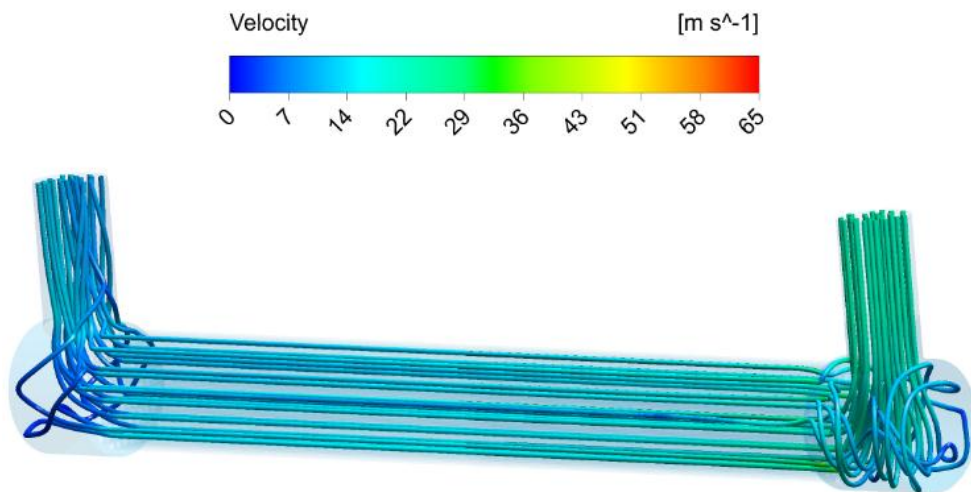
Obrázek 35 Proudnice – varianta 1



Obrázek 36 Proudnice – varianta 2

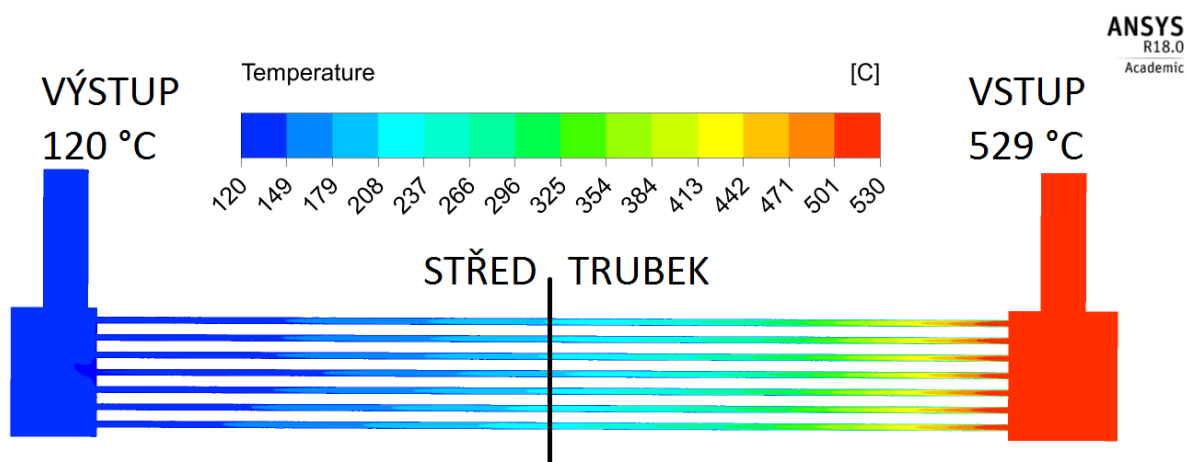


Obrázek 37 Proudnice – varianta 4



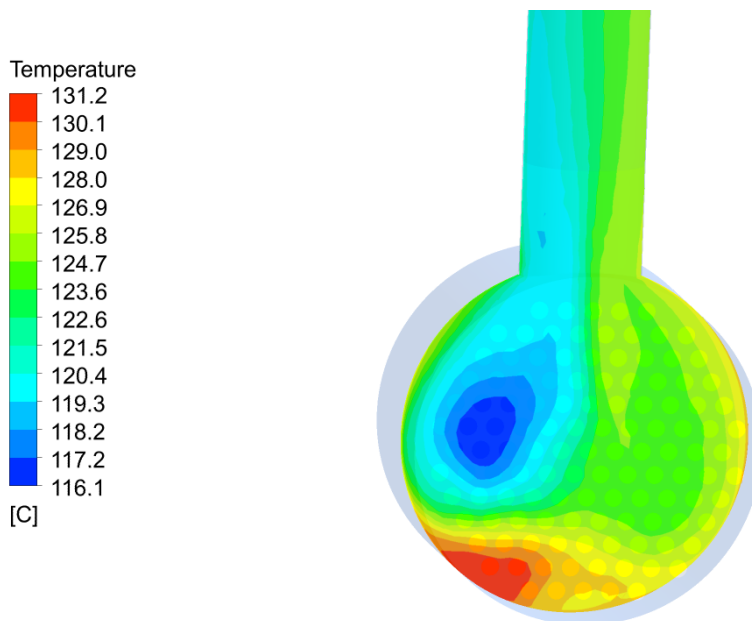
Obrázek 38 Proudnice – varianta 6

Také je z obrázků 35-38 patrné snížení rychlosti přibližně o polovinu ve výstupních hrdlech oproti vstupním. To je způsobeno díky vychlazení spalin v trubkách a snížení měrného objemu přibližně o polovinu. Závěr z těchto obrázků proudnic je, že pro snížení tlakových ztrát je podstatná oblast vstupních hrdel a dále pak části trubek blízko u vstupních komor, kde jsou rychlosti nejvyšší. Na dalším obrázku 39 je zobrazeno rozložení teplot spalin v podélném řezu C výměníkem.



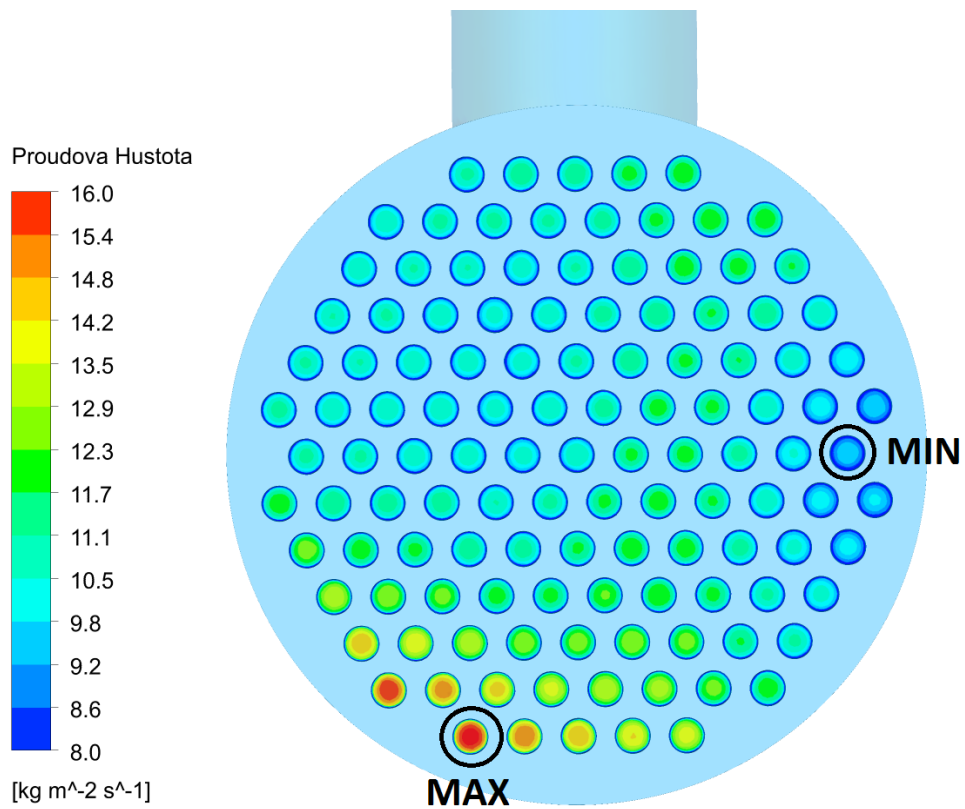
Obrázek 39 Teploty v podélném řezu C - varianta 1

Z obrázku 39 je patrný exponenciální průběh teplot tzn. hlavní ochlazení spalin proběhne již v první polovině výměníku. Teplota ve středu výměníku dle barev je přibližně rovna 200–230 °C. V každé trubce jsou teploty trochu jiné viz následující obrázek 40 s teplotami v řezu B výstupní komory.

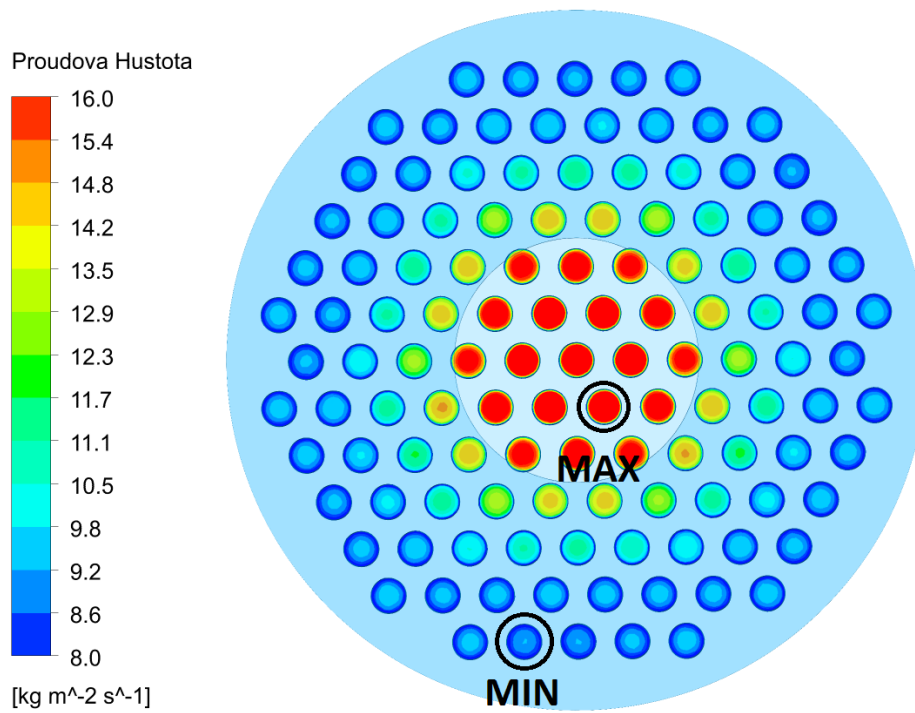


Obrázek 40 Teploty v řezu B výstupní komorou – varianta 1

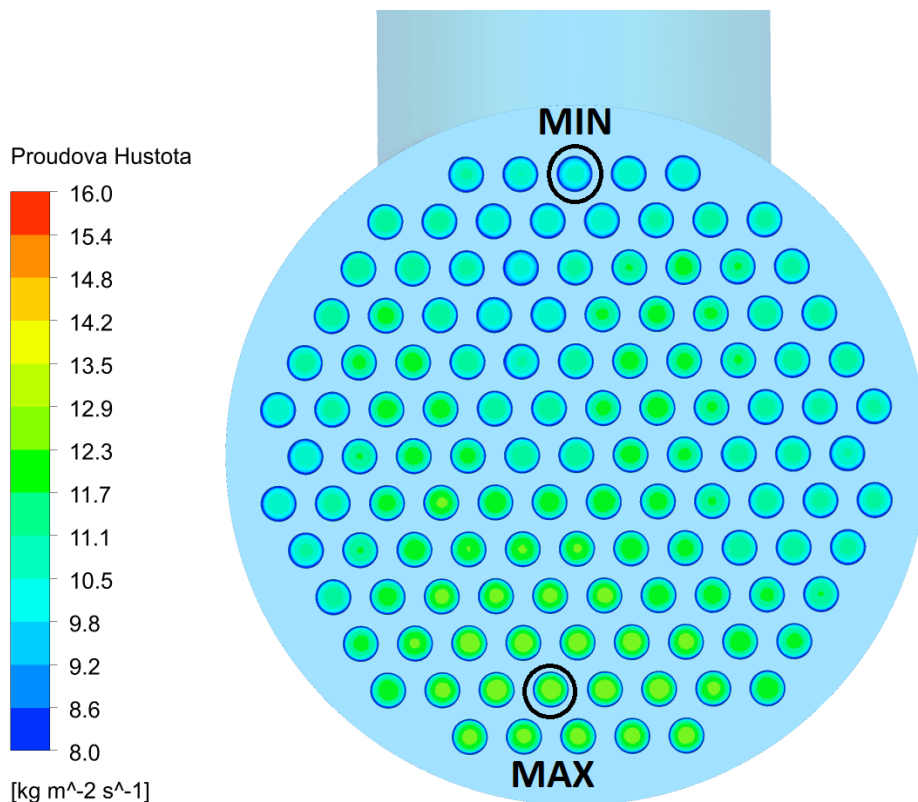
Z obrázku 40 je patrné teplotní rozložení ve výstupní komoře. Výsledné teploty jsou ovlivněny nestejným vychlazením spalin v různých trubkách patrných i z obrázku 39. Tento jev je způsoben vyšším hmotnostním průtokem v oblasti s vyšší teplotou. Problém je analyzován na dalších snímcích, kde byla nadefinována funkce proudové hustoty (v principu hmotnostní průtok), která je daná součinem hustoty a rychlosti. Tato funkce byla vyhodnocována ve středu trubek výměníku v řezu D. Pro porovnání byla zvolena stejná škála proudové hustoty s rozmezím $8\text{--}16 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ a ve stejném pohledu, kde za vyhodnocovací rovinou je patrný obrys výstupní komory. Zde je zřejmá podoba obrázku 40 s obrázkem 41. Axiální varianta na obrázku 42 má velmi vysoké hodnoty proudové hustoty ve středních trubkách, zato okrajové trubky jsou zase nedostatečně vytíženy. Z tohoto pohledu je na tom axiální varianta nejhůře. Varianta 6 s rozšířenými hrdly DN 200 má distribuci hmotnostního toku téměř homogenní. Pravděpodobně z důvodu nízkých rychlostí ve vstupní komoře a díky tomu vyrovnanější distribuci spalin do jednotlivých trubek. Trubky výměníku se musí čistit pravidelně viz kapitola 2. K zanášení trubek dochází v koncové části trubek, kde rychlosti spalin jsou již nižší a teplota spalin také. Jestliže by byl hmotnostní tok ve výměníku homogenní, nemusel by se výměník čistit tak často a samotné čištění by bylo efektivnější. V jednotlivých variantách byly vyhodnoceny maximálně a minimálně namáhané trubky a v nich vyhodnoceny skutečné hmotnostní průtoky viz obrázky 41, 42 a 43.



Obrázek 41 Proudová hustota - varianta 1



Obrázek 42 Proudová hustota - varianta 2



Obrázek 43 Proudová hustota - varianta 6

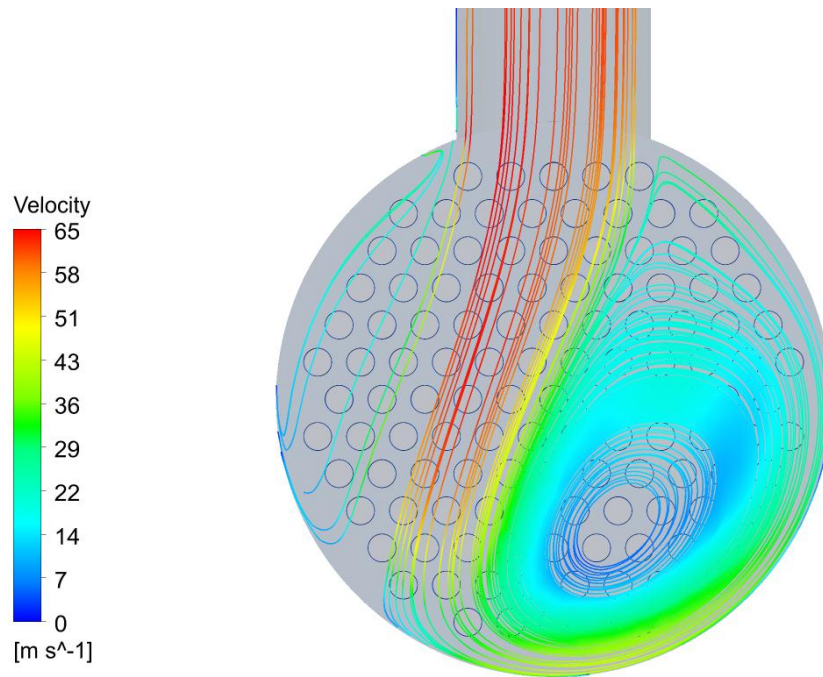
Extrémní hmotnostní průtoky v jednotlivých trubkách těchto 3 variant jsou shrnuty v následující tabulce 21, kde jsou zároveň porovnány s ideálním průtokem. Ten byl zjištěn tak, že z celkového hmotnostního průtoku $0,322 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ se vypočítala průměrná hodnota vycházející na jednu trubku $0,0027 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

Tabulka 21 Porovnání hmotnostních průtoků jednotlivých variant 1, 2, 6 a ideální

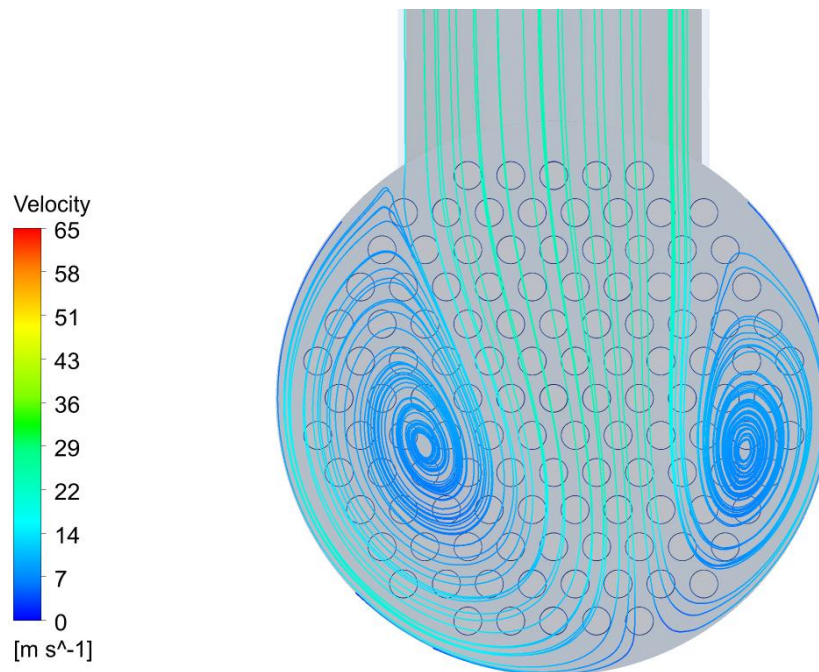
Varianta geometrie	Hmotnostní průtok v 1 trubce [kg/s]				Celkový [kg/s] 121 trubek
	MAX	MIN	Rozdíl	Průměr	
1. Původní	0,0037	0,0022	0,0015	0,0030	0,357
2. Axiální hrdla	0,0042	0,0021	0,0021	0,0032	0,381
6. DN 200	0,0029	0,0025	0,0004	0,0027	0,327
Ideální	0,0027	0,0027	0,0000	0,0027	0,322

Zde je patrné pořadí, kde je varianta 2 s axiálními hrdly na posledním místě. Pro zlepšení tohoto problému by byla potřeba aplikace mříže ve vstupní komoře, která by umožnila vyrovnanější distribuci spalin do všech trubek svazku. Původní varianta je na tom o trochu lépe, ale varianta s rozšířenými hrdly se dokonce blíží ideální variantě. V této úloze se výsledná průměrná teplota na výstupu dle jednotlivých variant téměř neměnila (maximálně o $1 \text{ }^\circ\text{C}$). To je způsobeno zjednodušením této úlohy oproti reálnému použití s dvěma médii.

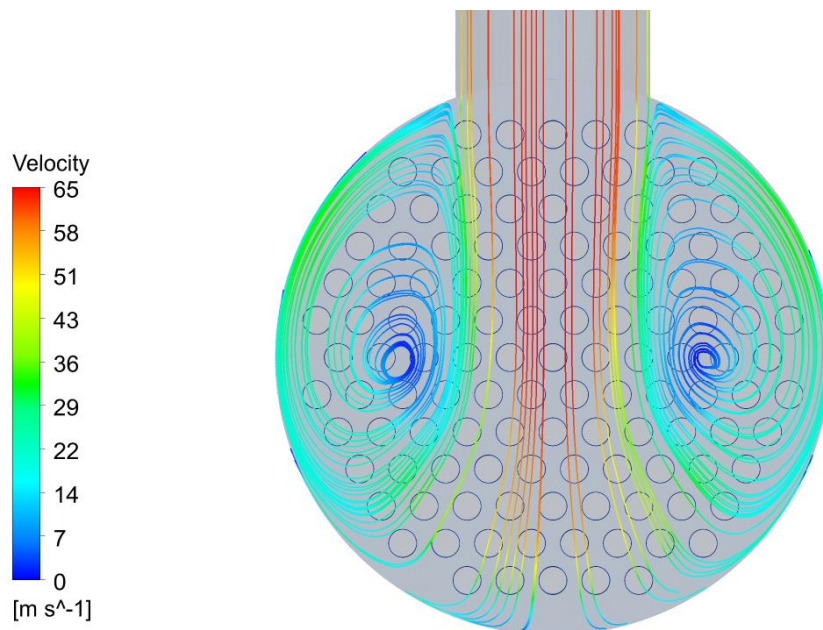
Na závěr jsou zobrazeny tvorby vírů ve vstupní komoře výměníku řezu A viz obrázky 44-47, kde jsou důležité především jejich rychlosti, respektive intenzity.



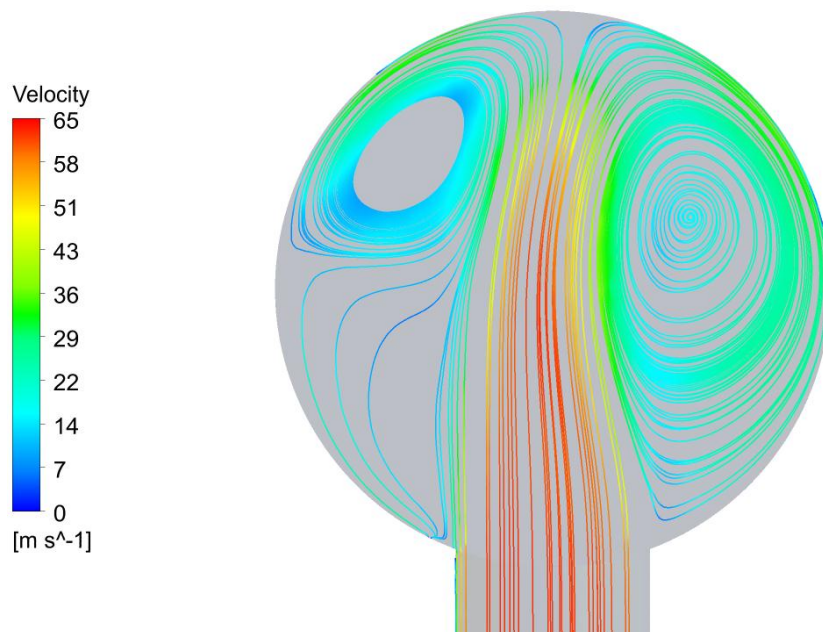
Obrázek 44 Proudnic v řezu A – varianta 1



Obrázek 45 Proudnic v řezu A – varianta 6



Obrázek 46 Proudnic v řezu A – varianta 7



Obrázek 47 Proudnic v řezu A – varianta 9

Na předchozích čtyřech obrázcích jsou patrné intenzity vírů. Tyto víry mají mírně 3D nestacionární charakter viz fluktuace tlakových ztrát v předchozí kapitole. Pro výslednou hodnotu tlakových ztrát je podstatná velikost, a především rychlost těchto vírů. Proto varianta číslo 6 na obrázku 45 je zdaleka nejlepším řešením. Při použití zkrácených komor varianty 7 a použití rozšířených hrdel z varianty 6 je pravděpodobné, že tlaková ztráta bude velmi podobná jako u varianty 6.

V těchto čtyřech podkapitolách byly uvedeny výsledky z diplomové práce. V další kapitole bude provedeno shrnutí jednotlivých výsledků s důrazem na využití těchto výsledků firmou TEDOM a.s.

3.8 Závěry z práce pro firmu TEDOM a.s.

V této kapitole jsou shrnuty výsledky z celé práce. Autor se snažil vybrat a zdůvodnit nejlepší variantu geometrické úpravy spalínového výměníku. Dále jsou uvedeny výsledky, které pomohou výrobcí kogeneračních jednotek firmě TEDOM a.s. k tvorbě lepších spalínových výměníků. Pro výrobce je důležitá hodnota tlakové ztráty výměníku, kde nízká hodnota znamená možnost potencionálního zvýšení tepelné účinnosti a snížení nákladů na výměník.

Tlaková ztráta původní varianty dle programu CFD byla 1270 Pa. Z výsledků tlakových ztrát viz tabulka 16 a obrázek 29 vyplývá, že ke snížení dochází při variantách 2, 3, 5 a 6. První zmíněná varianta 2 je při použití axiálních hrdel, kde je pokles tlakové ztráty o 20 %. U varianty 3 s axiálně radiálními hrdly je pokles jen o 11 %. U variant 5 a 6 s použitím rozšířených hrdel DN 150, respektive DN 200 je jejich pokles tlakových ztrát roven 30 % či 49 %. Naopak mírného zvýšení tlakových ztrát dojde při variantách 4 a 7. Varianta 4 má radiální vstup a axiální výstup a její hodnota tlakové ztráty je o 2 % vyšší. Varianta 7 se zkrácenými komorami má tuto hodnotu o 3 % vyšší. Varianty 8 a 9 s pootočenými hrdly mají hodnoty přibližně stejné jako původní varianta.

Dále v práci byly porovnávány tlakové ztráty původní varianty 1 z CFD simulací s měřením na jednotce v Praze a tím se ověřovala přesnost proběhlých simulací. Naměřené hodnoty jsou o 142 Pa vyšší. To může být způsobeno více faktory viz kapitola 3.7., nicméně tato shoda je pro platnost simulací dostačující. Také byly porovnány tlakové ztráty variant 1, 5 a 6 s programem na návrh spalínových výměníků. Tento program vypracoval autor diplomové práce pro firmu z důvodu úspory času při navrhování výměníků. Výsledky z obou programů měly stejný trend. Mírné odlišnosti se projeví v rozdílných tlakových ztrátách, které pomohly k úpravě a vylepšení tohoto programu. Také byly prozkoumány jevy, které se vyskytují při proudění spalín výměníkem a výrazně ovlivňují tlakové ztráty. Jednalo se například o různé hmotnostní průtoky v jednotlivých trubkách. I zde byla nejlepší varianta číslo 6 s rozšířenými hrdly DN 200.

Autor navrhuje jako nejlepší řešení použít variantu číslo 6 s rozšířenými hrdly, která může vést až k téměř zdvojnásobenému prodloužení trubek díky úsporám tlakových ztrát ve spalínovém výměníku kogenerační jednotky CENTO T 200. Dovoluje-li prostor kolem výměníku použít axiálních variant hrdel, výsledná tlaková ztráta by měla ještě poklesnout. Má-li výměník nedostatečný prostor, je možné zkrátit komory za cenu mírného zvýšení tlakových ztrát.

4 ZÁVĚRY DIPLOMOVÉ PRÁCE

Tato práce se zabývala spalínovým výměníkem kogenerační jednotky CENTO T200 firmy TEDOM a.s. Simulovalo se proudění spalínů uvnitř výměníku s důrazem na návrh různých geometrických variant výměníku. První část byla věnována rešerši na danou problematiku a v druhé části byly provedeny CFD simulace, které měly za cíl zlepšit funkci tohoto prvku. Simulace byly porovnány s měřením na jednotce v provozu a také s dalším programem, aby se ověřila správnost jednotlivých řešení.

V první části byla provedena rešerše na zadané téma spalínového výměníku kogenerační jednotky. Byla zde uvedena motivace a smysl této práce. Dále byly spočteny a vyhledány důležité údaje o výměníku, které se využily v druhé praktické části. Byla také analyzována CFD zpráva, kterou firma vytvořila a která se zabývala CFD simulacemi na tomto typu výměníku. V této zprávě byly sepsány výsledky ze simulací proudění a přestupu tepla obou médií ve výměníku. Tato diplomová práce se snaží tyto poznatky dále rozšířit, ale zabývá se pouze stranou spalín, která je pro zvýšení výkonu výměníku nejpodstatnější. Cílem nebylo jen zvýšit účinnost výměníku, ale také lépe prozkoumat a pochopit děje probíhající ve spalínovém výměníku kogenerační jednotky.

V druhé praktické části byly provedeny simulace proudění ve výměníku pomocí programů od firmy ANSYS. Postup práce byl následující. Zpočátku se dle výkresů vymodeloval inverzní objem výměníku, kde budou proudit spaliny. Dále bylo navrženo 8 geometrických úprav v programu ANSYS SpaceClaim 17.2, kde bylo možné měnit pouze tvar a velikost hrdel, případně i komor. Těchto celkově 9 variant bylo diskretizováno se stejnými parametry sítě v programu ANSYS Fluent Meshing 17.2. Následně se nastavilo stejné řešení pro tyto úlohy v programu ANSYS Fluent 17.2. Úloha byla řešena jako 3D ustálené proudění se zapnutou energetickou rovnicí. Jednalo se o turbulentní proudění s k- ϵ řešičem s Enhanced wall treatment. Samotný výpočet byl prováděn na fakultním serveru ELA. Poté bylo možné vyhodnocovat a porovnávat výsledky v programu ANSYS CFD-Post. Nejpodstatnějším parametrem výměníku je hodnota tlakové ztráty, která se podařilo snížit v axiální variantě číslo 2 o 20 procentních bodů. Další výrazné snížení tlakových ztrát se povedlo při rozšíření vnitřního průměru potrubí z DN 125 na DN 200, kde tlaková ztráta poklesla až o 49 procentních bodů. Mírného nárůstu tlakové ztráty bylo dosaženo při použití radiálního vstupu a axiálního výstupu hrdel a dále při variantě zkrácení výměníku o 189 mm. Hodnota tlakové ztráty v původní variantě 1 byla porovnána s měřením na jednotce v provozu a také s programem od autora této práce. Výsledky z měření se téměř shodují se simulacemi viz kapitola 3.7.2. a výsledky z programu Excel, který slouží k návrhu výměníků pomocí vícekritériálních rovnic a také k výpočtu tlakových ztrát, se též shodují. Díky tomu, že výsledky byly srovnatelné, lze usoudit, že i postup v této práci je správný.

Dále byly prozkoumány odlišnosti proudnic v různých variantách geometrie a teplota spalin uvnitř výměníku, kde byly zpozorovány odlišné teploty v různých trubkách. To bylo způsobeno nehomogenitou hmotnostního toku v trubkách. Tento jev se podařilo téměř eliminovat ve variantě číslo 6 s rozšířenými hrdly. Nakonec byly zobrazeny tvorby vírů ve vstupních komorách, které se významně podílejí na tvorbě tlakových ztrát v celém výměníku. V kapitole 3.8 byly shrnuty výsledky, které plynou z této práce pro výrobce TEDOM a.s.

Tato práce obsahuje vše, co bylo v zadání. Tvorba této diplomové práce naučila autora základům pro profesi jako CFD-výpočtář, a to díky možnosti práce na tak komplexní úloze obsahující všechny důležité prvky potřebné k této profesi tzn. od tvorby geometrie a jejích úprav, diskretizování úlohy, samotnému řešení a až po vyhodnocování výsledků. Velkým přínosem byla možnost ověření výsledků ze simulací díky měřením na jednotce v provozu a také možnosti porovnání tlakových ztrát s analytickým postupem výpočtu tlakových ztrát viz kapitola 3.7.2.

5 SEZNAM LITERATURY

- [1] *TEDOM a.s. - interní materiály*
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 8001025918
- [3] *Table of flue gases properties*, Dostupné z:
<http://www.pipeflowcalculations.com/tables/flue-gas.php>
- [4] BAUKAL, Charles E. *Industrial burners handbook*. Boca Raton: CRC Press, c2004. ISBN 0849313864
- [5] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2008. ISBN 9788024819136, Dostupné z:
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [6] CHACÓN REBOLLO, Tomás a Roger LEWANDOWSKI. *Mathematical and numerical foundations of turbulence models and applications*. Modeling and simulation in science, engineering & technology. ISBN 149390454x
- [7] SAZIMA, Miroslav. *Sdílení tepla*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1993. Česká matice technická (SNTL). ISBN 8085341425