

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Numerická simulace proudění v tepelném výměníku

Autor: **Jiří ROBOTKA**

Vedoucí práce: **Ing. Zdeněk JÚZA, Ph.D., MBA**

Akademický rok 2014/2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří ROBOTKA**
Osobní číslo: **S13B0399P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Název tématu: **Numerická simulace proudění v tepelném výměníku**
Zadávající katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol provést:

1. Teorii proudění.
2. Rešerši prací o tepelných výměnících.
3. Vytvoření výpočetní sítě.
4. Fyzikální model a vlastní průběh výpočtu.
5. Vyhodnocení výsledků.

Rozsah grafických prací: **výkres výměníku**
Rozsah pracovní zprávy: **30 - 40 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

- **Nožička J.: Mechanika tekutin, ČVUT v Praze, 2004, ISBN 80-01-02865-8**
- **Steidl H., Neužil H., Fořt I., Vlček J.: Úvod do proudění tekutin a sdílení tepla, ACADEMIA, 1975**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., MBA**
Katedra energetických strojů a zařízení
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Roman Gášpár**
Katedra energetických strojů a zařízení

Datum zadání bakalářské práce: **3. listopadu 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

L.S.

Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., MBA
vedoucí katedry

V Plzni dne 30. října 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Zdeňku Jůzovi, Ph.D., MBA, za jeho odborné vedení mé práce a za cenné rady a připomínky. Rád bych také poděkoval konzultantovi bakalářské práce Ing. Romanu Gášpárovi za jeho připomínky a čas, který mi věnoval při konzultacích v oblasti CFD.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Robotka	Jméno Jiří	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Jůza, Ph.D., MBA	Jméno Zdeněk	
PRACOVISTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Numerická simulace proudění v tepelném výměníku		

FAKULTA	strojí	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2015
----------------	--------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	44	TEXTOVÁ ČÁST	41	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato bakalářská práce se zabývá numerickou simulací proudění v trubkovém výměníku tepla typu „spaliny-voda“. Výsledkem je teplota spalin na výstupu z tepelného výměníku. Numerickou simulací byl zkoumán vliv instalace segmentových přepážek na teplotu spalin vystupujících z výměníku.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	CFD, CFX, počítačová numerická simulace, tepelný výměník, proudění, prostup tepla, segmentové přepážky, spaliny, voda

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Robotka	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	2301R016 „Design of Power Machines and Equipment”		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Jůza, Ph.D., MBA	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Numerical simulation of flow in heat exchanger		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power Machines and Equipment	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	44	TEXT PART	41	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis deals with the numerical simulation of flow in the Shell & Tube heat exchanger of type „exhaust gas – water“. As a result is a temperature of exhaust gas leaving heat exchanger. An effect of instalation of segmental baffles in heat exchanger at temperature of exhaust gas was determined by numerical simulation.
KEY WORDS	CFD, CFX, numerical computer simulation, heat exchanger, convection, heat transfer, segmental baffles, exhaust gas, water

Obsah

1	ÚVOD	8
2	TEORIE PROUDĚNÍ	9
2.1	Rozdělení proudění tekutin	9
2.1.1	<i>Dělení z hlediska kinematiky</i>	9
2.1.2	<i>Dělení podle fyzikálních vlastností tekutiny</i>	9
2.2	Režimy proudění reálných tekutin	10
2.3	Rovnice pro proudění tekutin	12
2.4	Turbulentní proudění	13
2.5	Ustředěné rovnice pro proudění tekutin	14
2.6	Matematický turbulentní model SST $k-\omega$	15
2.7	Proudění v mezní vrstvě	16
3	TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	18
3.1	Požadavky na tepelné výměníky	18
3.2	Požadavky na teplonosná média	18
3.3	Rozdělení výměníků tepla	19
3.3.1	<i>Dle způsobu výměny tepla (konstrukčního řešení)</i>	19
3.3.2	<i>Dle uspořádání toků médií</i>	21
3.3.3	<i>Dle pracovních médií</i>	22
3.3.4	<i>Dle účelu použití</i>	22
3.4	Konstrukční řešení výměníků tepla	23
3.4.1	<i>Rekuperační výměníky</i>	23
3.4.2	<i>Regenerační výměníky</i>	28
3.4.3	<i>Směšovací výměníky</i>	29
3.5	Návrh tepelného výměníku	29
3.5.1	<i>Rovnice tepelné bilance</i>	29
3.5.2	<i>Rovnice prostupu tepla</i>	30
4	ÚPRAVA GEOMETRIE A TVORBA VÝPOČETNÍ SÍTĚ	32
4.1	Specifikace zadaného modelu	32
4.2	Úprava geometrického modelu	32
4.2.1	<i>Úprava geometrie chladiva – výměník bez přepážek</i>	33
4.2.2	<i>Úprava geometrie chladiva – výměník s přepážkami</i>	33
4.3	Tvorba sítě	34

4.3.1	<i>Sít' pro chladivo – výměník bez přepážek</i>	35
4.3.2	<i>Sít' pro chladivo – výměník s přepážkami</i>	37
5	SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU A VLASTNÍ PRŮBĚH VÝPOČTU ..	40
5.1	Sestavení výpočtového modelu	40
5.2	Průběh výpočtu	41
5.2.1	<i>Průběh výpočtu – výměník bez přepážek</i>	42
5.2.2	<i>Průběh výpočtu – výměník s přepážkami</i>	43
6	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	44
6.1	Chladivo – výměník bez přepážek.....	44
6.2	Chladivo – výměník s přepážkami	46
6.3	Spaliny	48
7	ZÁVĚR.....	50
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	51
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	52
	SEZNAM TABULEK	53
	SEZNAM PŘÍLOH	53

1 ÚVOD

Bakalářská práce se věnuje výpočtu plášťového tepelného výměníku typu „spaliny-voda“ a je rozdělená do několika kapitol. Ty čtenářům poskytují komplexní přehled o celé problematice numerického výpočtu.

První kapitola obsahuje rozdělení proudění tekutin a základní rovnice popisující proudění. Tato kapitola hlouběji rozebírá problematiku turbulentního proudění, které se v technické praxi vyskytuje nejčastěji. Vzhledem k zaměření praktické části práce je zde popsán matematický model pro numerickou simulaci proudění, který byl použit pro výpočet.

Druhá kapitola poskytuje přehled základních informací o tepelných výměnících. Kapitola obsahuje základní rozdělení tepelných výměníků a některá konstrukční řešení. Vzhledem k zaměření praktické části této práce je zde detailněji rozebráno konstrukční řešení plášťových výměníků. Závěrem kapitoly jsou uvedeny základní výpočty pro návrh tepelných výměníků.

Praktická část této práce obsahuje numerickou simulaci proudění ve zjednodušeném plášťovém tepelném výměníku (Shell & Tube) typu „spaliny-voda“. Cílem této simulace je analyzovat vliv segmentových přepážek na teplotu spalin vystupujících z tepelného výměníku.

Úvodní část praktické části popisuje úpravu geometrického modelu výměníku a tvorbu výpočetní sítě. Úprava geometrického modelu byla provedena aplikací Design Modeler a pro tvorbu sítě byla použita aplikace ICEM CFD.

Následující kapitola popisuje sestavení výpočetního modelu, včetně definování okrajových podmínek, a vlastní průběh výpočtu. Pro sestavení výpočetního modelu byla použita aplikace CFX PRE a výpočet byl proveden v aplikaci CFX Solver Manager.

Poslední kapitola obsahuje vyhodnocení výsledků prostřednictvím aplikace CFD Post. Všechny výše zmíněné aplikace jsou součástí balíčku ANSYS 14.5 Academic.

2 TEORIE PROUDĚNÍ

Součástí této kapitoly je rozdělení proudění tekutin a nastínění základních rovnic popisujících proudění tekutin při laminárním proudění. Nejčastějším typem proudění v praxi je turbulentní, které je zde detailněji popsáno. Fyzikální veličiny při turbulentním proudění vykazují odlišné chování než při proudění laminárním, proto následující část této kapitoly pojednává o časovém ustředování základních rovnic popisujících proudění tekutin při laminárním proudění. Tyto ustředěné rovnice jsou důležité pro numerickou simulaci proudění. Následující část této kapitoly je obsahuje stručnou charakteristiku a rozbor matematického modelu pro numerickou simulaci SST $k-\omega$, který je použitý pro simulaci v praktické části této práce. Poslední podkapitola se zabývá chováním vazkého proudění v blízkosti povrchu pevného tělesa, v tzv. mezní vrstvě. Na tuto mezní vrstvu se při vytváření výpočetní sítě musí brát ohled.

2.1 Rozdělení proudění tekutin

Proudění tekutin lze rozdělit podle fyzikálních vlastností tekutiny, nebo z hlediska kinematiky.

2.1.1 Dělení z hlediska kinematiky

Podle uspořádání v prostoru

- prostorové (3D) – veličiny popisující proudění tekutiny, např. rychlost, se mění společně s polohou v prostoru ... $v=v(x,y,z)$
- rovinné (2D) – veličiny popisující proudění tekutiny závisí na poloze v rovině ... $v=v(x,y)$
- jednorozměrné (1D) – veličiny závisí na poloze na křivce ... $v=v(s)$
 - nastává v případech, kdy jeden rozměr výrazně převyšuje oba zbývající, např. u proudění v potrubí

Podle závislosti na čase

- neustálené (nestacionární) – veličiny jsou závislé na čase ... $v = v(t)$
- ustálené (stacionární) – veličiny nejsou závislé na čase ... $\frac{\partial}{\partial t} = 0$

2.1.2 Dělení podle fyzikálních vlastností tekutiny

Proudění ideální (nevazké) tekutiny

- potenciální – částice tekutiny se pohybují po dráhách, vůči pozorovateli se neotáčejí kolem vlastní osy
- vířivé – částice tekutiny se při pohybu po dráze vůči pozorovateli otáčejí kolem vlastních os

Proudění reálné (vazké) tekutiny

- laminární
- přechodové
- turbulentní

2.2 Režimy proudění reálných tekutin

Proudění reálných tekutin se dělí na režim laminární, přechodový a turbulentní. Režim proudění ovlivňuje rychlost proudění, fyzikální vlastnosti proudící tekutiny a geometrie, v níž tekutina proudí. Pro rozlišování těchto tří režimů je používáno bezrozměrné Reynoldsovo číslo Re . [1]

$$Re = \frac{wL}{\nu} = \frac{wL\rho}{\eta}, [-] \quad (2.1)$$

kde	w	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění tekutiny
	L	[m]	charakteristický rozměr
	ν	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
	ρ	[kg.m ⁻³]	hustota tekutiny
	η	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]	dynamická viskozita

Následující rozdělení proudění podle Reynoldsova čísla je uvedeno pro proudění v potrubích kruhového průřezu, kde charakteristický rozměr L odpovídá průměru potrubí. Pro proudění v nekruhových potrubích se jako charakteristický rozměr používá tzv. ekvivalentní průměr d_{ekv} . [1]

$$D_{ekv} = \frac{4S}{O}, [m] \quad (2.2)$$

kde	S	[m ²]	průtočný průřez
	O	[m]	smáčený obvod

$Re \leq 2320$ – laminární oblast proudění

Nastává při malých rychlostech proudění. Třecí síly při tomto proudění převyšují setrvačné, částice tekutiny se pohybují v rovnoběžných vrstvách, které se po sobě navzájem posouvají. Vlivem molekulární difúze dochází k mírnému rozptylu částic do sousedních vrstev. Pokud by za tohoto stavu bylo uměle vyvoláno turbulentní proudění, nebude schopné tento režim udržet a proudění se vrátí zpět do svého stabilního stavu, do režimu laminárního. Mezní hodnota pro toto proudění, $Re = 2320$ se nazývá kritické Reynoldsovo číslo Re_{KR} . [1]

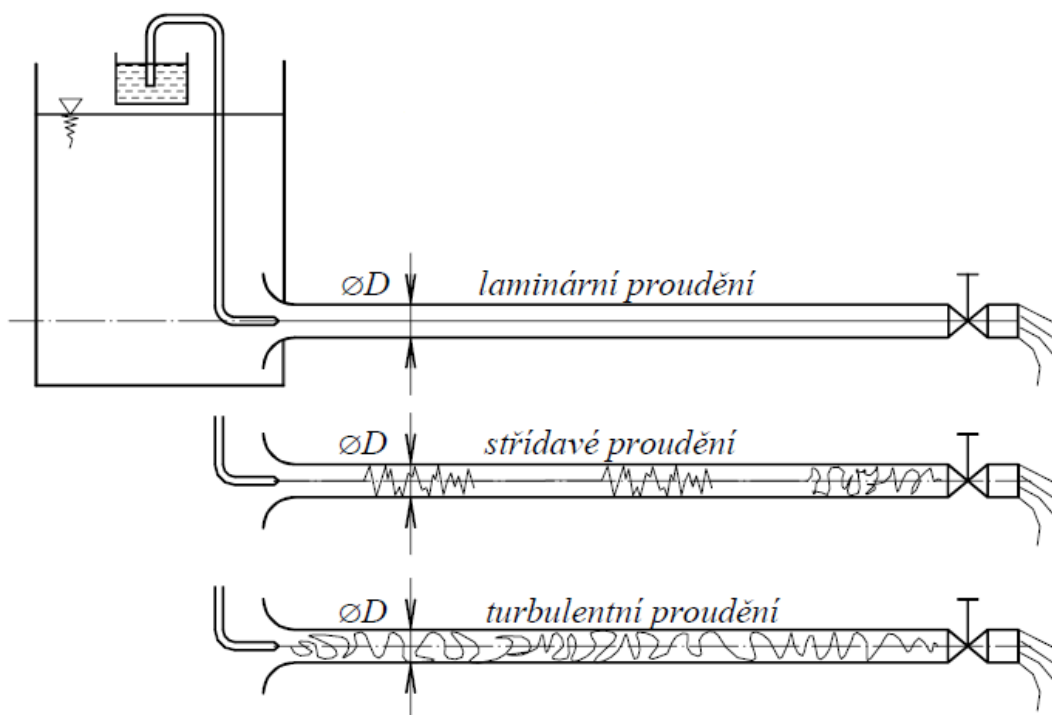
$Re_{KR} \leq Re \leq 10^5$ – přechodová oblast proudění

Proudění se v této oblasti Reynoldsových čísel může vyskytovat jak v režimu laminárním, tak v turbulentním. O tom, do jak vysokých Reynoldsových čísel se proudění udrží laminární, rozhoduje především tvarování vstupního hrdla potrubí a drsnost potrubí. Pro zajištění laminárního proudění ve vyšších Re se instaluje na vstupní otvor potrubí jemné síto, které na vstupu eliminuje vznik vírů. V opačném případě, při nevhodně tvarovaném vstupním

otvoru, můžeme dosáhnout turbulentního proudění již těsně nad hranicí Re_{KR} . V určitém rozmezí Re se může vyskytovat oblast, kde dochází ke střídání obou fází, tzv. intermitentní oblast, viz Obr. 2.1. Při zvyšování Re se v této oblasti zvětšuje podíl turbulentního proudění, dokud laminární proudění zcela nezanikne. [1]

$10^5 \leq Re$ – turbulentní oblast proudění

Překročí-li Reynoldsovo číslo hodnotu 10^5 , proudění je zaručeně turbulentní. Setrvačné síly již zcela převládají nad silami třecími a proudění je složeno ze soustavy stochastických vírů, na jejichž stavbě se podílejí molární částice. O tomto typu proudění rozsáhleji pojednává kapitola 2.4.



Obr. 2.1 – Laminární, střídavé a turbulentní proudění [1]

2.3 Rovnice pro proudění tekutin

Stav média při proudění určují čtyři stavové parametry:

- **Hustota** ρ [kg.m⁻³]
- **Tlak** p [Pa]
- **Teplota** T [K]
- **Rychlost** w [m.s⁻¹]

Při určování těchto čtyř stavových veličin se vychází ze stavové rovnice a třech bilančních rovnic.

Stavová rovnice [1] (rovnice 2.3, 2.4)

- pro ideální plyn

$$\frac{p}{\rho} = r \cdot T \quad (2.3)$$

- pro ideální kapalinu

$$\rho = konst \quad (2.4)$$

Rovnice kontinuity [1] (zákon zachování hmotnosti, rovnice 2.5)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} = 0 \quad (2.5)$$

Pohybová rovnice [1] (zákon zachování hybnosti, rovnice 2.6)

$$\underbrace{\frac{\partial w_i}{\partial t}}_1 + \underbrace{w_k \frac{\partial w_i}{\partial k}}_2 = \underbrace{R_i}_3 - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}}_4 + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}}_5 + \underbrace{\frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)}_6 \quad (2.6)$$

- kde
- | | |
|---|--------------------------------------------------------|
| 1 | lokální zrychlení |
| 2 | vnitřní setrvačné zrychlení |
| 3 | vnější setrvačné zrychlení |
| 4 | zrychlení od setrvačných sil |
| 5 | zrychlení vlivem třecích sil bez ohledu na setrvačnost |
| 6 | zrychlení vlivem třecích sil s ohledem na setrvačnost |

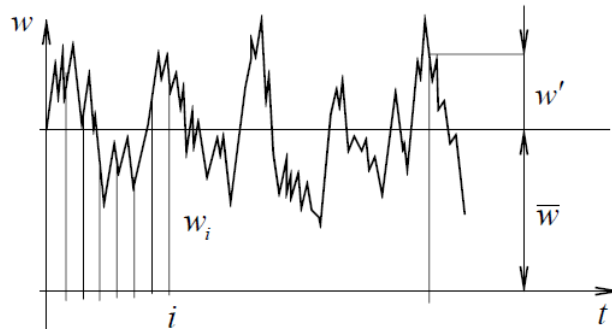
Energetická rovnice [1] (zákon zachování energie, rovnice 2.7)

$$\underbrace{\frac{dh}{dt}}_1 - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt}}_2 = \underbrace{\frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l}}_3 - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k}}_4 + \underbrace{\frac{q_v}{\rho}}_4 \quad (2.7)$$

- kde
- | | |
|---|-----------------------------|
| 1 | změna energie |
| 2 | člen představující disipaci |
| 3 | člen představující difúzi |
| 4 | člen představující produkci |

2.4 Turbulentní proudění

Slovo *turbulence* znamená *zmatek, nepokoj, neukázněnost, nepravidelnost, nahodilost, divokost, bouřlivost*. Zatím není jednotná definice turbulentního proudění, v jednotlivých definicích se zdůrazňují zpravidla jen některé znaky. Turbulentní proudění je trojrozměrný, časově proměnný pohyb tekutiny, při němž každá veličina např. rychlost, tlak, hustota, teplota ap. (pokud není z nějakých důvodů konstantní) se mění více méně nahodile. [2]



Obr. 2.2 – Závislost rychlosti na čase při turbulentním proudění [1]

V předcházející definici je zmíněna jedna podstatná vlastnost turbulentního proudění, a to nahodilost změn základních veličin p , ρ , w , (T). Na Obr. 2.2 je vyznačena fluktuace rychlosti v závislosti na čase v případě turbulentního proudění. Rychlost w zde kolísá kolem střední hodnoty \bar{w} , označované jako základní rychlost, přičemž okamžitá odchylka w' od základní rychlosti \bar{w} se nazývá fluktuace rychlosti. Závislost tlaku a hustoty na čase se vyznačuje obdobným průběhem jako v případě rychlosti. Pro rychlost, tlak a hustotu tedy následující vztahy. [1]

$$w = \bar{w} + w', \quad p = \bar{p} + p', \quad \rho = \bar{\rho} + \rho' \quad (2.8)$$

Časově střední hodnoty \bar{w} , resp. \bar{p} se vypočtou dle rovnice 2.9, kde čas t_0 je dostatečně, teoreticky až nekonečně, dlouhý. Pro výpočet lze použít vzorkování průběhu rychlosti, jehož podstatou je, že se naměřený průběh zkoumané veličiny rozdělí na N stejných časových úseků. V každém z těchto úseků počítáme pouze s jednou hodnotou w_i , p_i . [1]

$$\bar{w} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} w dt = \frac{1}{N} \sum_1^N w_i, \quad \bar{p} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} p dt = \frac{1}{N} \sum_1^N p_i \quad (2.9)$$

Velikosti fluktuací se hodnotí podle směrodatné odchylky fluktuací, anglicky *root mean square* (RMS), které jsou definovány následujícími vztahy. [1]

$$\begin{aligned} RMS w' &= \sqrt{\overline{w'^2}} = \sqrt{\frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} w'^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N w_i'^2} \\ RMS p' &= \sqrt{\overline{p'^2}} = \sqrt{\frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} p'^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N p_i'^2} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Pro vyjádření velikosti fluktuací rychlosti nejlépe slouží intenzita turbulence, která se zavádí pro všechny tři směry I_x , I_y , I_z dle rovnice 2.11. Intenzita turbulence se udává v procentech,

u klidného proudění, např. za jemnými síty, nabývá hodnot v řádu desetin procent. U silně turbulentního proudění naopak nabývá hodnot až desítek procent. [1]

$$I_x = \frac{\sqrt{w'_x{}^2}}{\bar{w}} \cdot 100 [\%], \quad I_y = \frac{\sqrt{w'_y{}^2}}{\bar{w}} \cdot 100 [\%], \quad I_z = \frac{\sqrt{w'_z{}^2}}{\bar{w}} \cdot 100 [\%] \quad (2.11)$$

$$\text{kde } \bar{w} = \sqrt{\bar{w}_x{}^2 + \bar{w}_y{}^2 + \bar{w}_z{}^2} \quad (2.12)$$

Turbulentní proudění se vyskytuje po překročení kritické hodnoty Reynoldsova čísla. Rychlostní profil turbulentního proudění je oproti laminárnímu ve střední části vyrovnanější a při stěnách naopak strmější. Tato změna tvaru rychlostního profilu je způsobená promícháváním vírů a molárních částic. Velký spád rychlostního profilu u stěny znamená přítomnost velkých tečných napětí v těchto místech, které mají za následek pokles tlaku Δp .

Při výpočtu odporu proti pohybu při turbulentním proudění se vychází z Newtonova vztahu pro viskozitu při laminárním proudění, viz rovnice 2.13.

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dw_x}{dy}} \quad (2.13)$$

kde η	[Pa.s]	dynamická viskozita
τ	[Pa]	tečné (smykové) napětí
$\frac{dw_x}{dy}$	[s ⁻¹]	gradient rychlosti

Pro turbulentní proudění se zavádí tzv. zdánlivá (turbulentní) viskozita η_t , která je analogií k dynamické viskozitě tekutiny. Na rozdíl od ní není zdánlivá viskozita látkovou vlastností, nýbrž je funkcí souřadnic a je závislá na geometrii a dalších charakteristikách proudového pole. Pro rovinné proudění lze zdánlivé smykové napětí vyjádřit dle rovnice 2.14. [1][2]

$$\tau_t = \eta_t \frac{d\bar{w}_x}{dy}, [Pa] \quad (2.14)$$

Výsledné tečné napětí pro turbulentní proudění lze vyjádřit dle rovnice 2.15.

$$\tau_t = (\eta + \eta_t) \frac{d\bar{w}_x}{dy}, [Pa] \quad (2.15)$$

2.5 Ustředěné rovnice pro proudění tekutin

Výpočty turbulentního proudění se provádějí s časově středními hodnotami veličin, které byly popsány v předcházející podkapitole. V důsledku toho je nutné u rovnic pro proudění tekutin provést tzv. ustředování, které se provádí pomocí Reynoldsových pravidel pro počítání s náhodnými veličinami, viz rovnice 2.16.

$$\begin{aligned}\overline{a} &= \overline{b} \Leftrightarrow \overline{a} = \overline{b} \\ \overline{a+b} &= \overline{a} + \overline{b} \\ \overline{a'} &= 0, \quad \overline{\overline{a}} = \overline{a}, \quad \overline{\overline{a+a'}} = \overline{a} + \overline{a'} = \overline{a}, \quad \overline{a'b} = \overline{a'} \overline{b} = 0 \\ \overline{\overline{a+b}} &= \overline{a} + \overline{b}, \quad \overline{a'b'} \neq 0, \quad \frac{\partial \overline{a}}{\partial k} = \frac{\partial \overline{a}}{\partial k}\end{aligned}\tag{2.16}$$

Aplikací těchto pravidel na jednotlivé rovnice pro proudění tekutin dostáváme ustředěné rovnice pro proudění tekutin.

Ustředěná rovnice kontinuity

$$\frac{\partial \overline{p}}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\rho w_k})}{\partial k} + \frac{\partial \overline{\rho' w_k'}}{\partial k} = 0\tag{2.17}$$

V případě, že se jedná o nestlačitelné proudění, tedy $\rho = konst$ a $\rho' = 0$, rovnice se zjednoduší na tvar:

$$\frac{\partial \overline{w_k}}{\partial k} = 0\tag{2.18}$$

Ustředěná pohybová rovnice

$$\overline{\rho} \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial t} + \overline{\rho w_k} \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial k} = \overline{\rho} R_i + \frac{\partial \overline{\sigma_{ik}}}{\partial k} - \frac{\partial(\overline{\rho' w_i'})}{\partial t} - \frac{\partial(\overline{j_k' w_i'})}{\partial k}\tag{2.19}$$

Tato rovnice platí pro stlačitelná turbulentní proudění. U nestlačitelného proudění se tato rovnice zjednoduší, neboť platí následující podmínky:

$$\rho = konst, \quad \rho' = 0, \quad j_k' = \rho w_k'\tag{2.20}$$

Dosazením podmínek z rovnice 2.20 do rovnice 2.19 dostáváme:

$$\overline{\rho} \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial t} + \overline{\rho w_k} \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial k} = \overline{\rho} R_i + \frac{\partial}{\partial k} (\overline{\sigma_{ik}} - \overline{\rho w_k' w_i'})\tag{2.21}$$

2.6 Matematický turbulentní model SST k- ω

Jedná se dvourovnicový model, který řeší dvě dodatečné diferenciální rovnice, a to rovnici pro turbulentní kinetickou energii k a rovnici pro specifickou disipaci ω . Matematický model Shear-stress transport (SST) k- ω byl vytvořen proto, že původní k- ω model nevykazoval vhodné výsledky při proudění u stěny. Předností tohoto modelu je efektivní kombinace robustního a přesného řešení modelu k- ω v oblasti blízko stěny s k- ϵ , který funguje lépe ve volném proudu dále od stěn. Tohoto efektu bylo dosaženo spojením těchto modelů přes funkci, která v oblastech u stěny využívá převážně rovnice modelu k- ω a v oblastech dál od stěny naopak rovnice modelu k- ϵ . Rovnice pro turbulentní model SST k- ω [3] jsou:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho w_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k + S_k\tag{2.22}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho w_i \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega\tag{2.23}$$

kde \tilde{G}_k produkce turbulentní kinetické energie k v důsledku gradientů střední rychlosti vypočtený z G_k
 G_ω produkce specifické disipace ω
 Γ_k, Γ_ω efektivní difuzivita k, ω
 Y_k, Y_ω disipace k, ω vlivem turbulence
 D_ω člen reprezentující příčnou difuzi
 S_k, S_ω uživateli definované zdrojové členy

Efektivní difuzivity se vypočtou ze vztahů:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.24)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.25)$$

kde σ_k a σ_ω jsou turbulentní Prandtlůva čísla pro k , resp. ω .

Turbulentní viskozita je dána vztahem:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, a_1 \omega\right]} \quad (2.26)$$

Produkce turbulentní kinetické energie, resp. specifické disipace jsou dány vztahy:

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (2.27)$$

$$G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (2.28)$$

Disipace k , resp. ω jsou dány vztahy:

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega \quad (2.29)$$

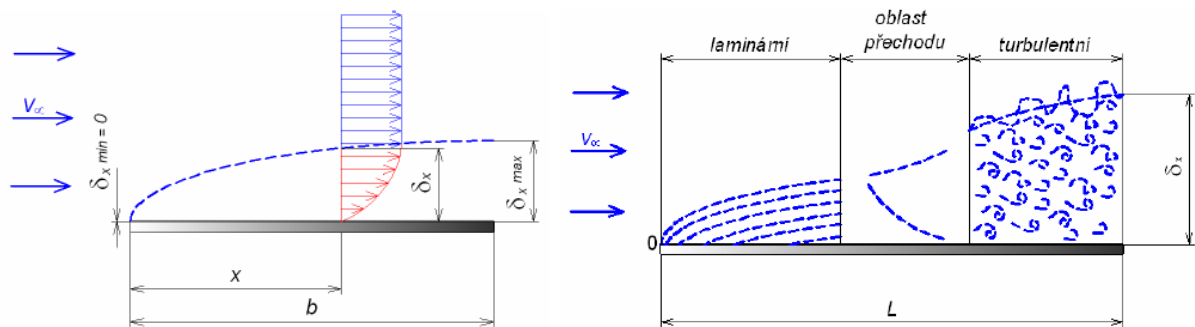
$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2 \quad (2.30)$$

Příčná difúze je dána vztahem:

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.31)$$

2.7 Proudění v mezní vrstvě

Při proudění tekutiny kolem pevného tělesa vzniká vlivem viskozity tenká vrstva tekutiny. V této vrstvě klesá rychlost proudící tekutiny až na nulovou hodnotu na povrchu tělesa. Tuto vrstvu s odlišnými fyzikálními vlastnostmi od hlavního proudu nazýváme mezní vrstvou. Tato vrstva může mít několik podob. Příklad mezní vrstvy je zobrazen na Obr. 2.3. Jedná se o mezní vrstvu u povrchu tenké desky uložené paralelně s proudem tekutiny. Mezní vrstva vzniká tak, že tekutina má na povrchu tělesa nulovou rychlost a vlivem viskozity se zpomalují nejbližší okolní vrstvy. Rychlost v této vrstvě narůstá až do rychlosti hlavního proudu w_f . Tloušťka mezní vrstvy δ_x je určena vzdáleností první vrstvy s rychlostí hlavního proudu w_f od povrchu obtékaného tělesa. Z obrázku je patrné, že na náběžné hraně je tloušťka mezní vrstvy nulová. Maximální tloušťka mezní vrstvy je naopak na odtokové hraně. [4]



Obr. 2.3 – a) Schématické zobrazení mezní vrstvy b) Smíšená mezní vrstva na desce [4]

Při dostatečně dlouhém obtékaném povrchu, velké rychlosti proudění tekutiny či nízké viskozitě tekutiny se laminární mezní vrstva může od určité délky vyvinout v turbulentní, viz Obr. 2.3. Mezi těmito oblastmi je oblast přechodová. U turbulentní mezní vrstvy je její hranice vlivem vířů proměnná v čase, tudíž je nutné počítat se střední tloušťkou turbulentní mezní vrstvy (v obrázku zakreslena čárkovaně). Kritériem pro stanovení přechodu laminární mezní vrstvy na turbulentní je Reynoldsovo číslo: [4]

$$Re_k = \frac{w_f x_k}{\nu} = 5 \cdot 10^5 \quad (2.32)$$

kde w_f [m.s⁻¹] rychlost hlavního proudu tekutiny
 x_k [m] vzdálenost od náběžné hrany, ve které laminární proudění přechází na turbulentní
 ν [m².s⁻¹] kinematická viskozita

3 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY

Tepelné výměníky jsou zařízení, která jsou využívána k přenosu vnitřní tepelné energie mezi dvěma nebo více tekutinami o rozdílných teplotách. Tepelná energie přechází vždy z teplejšího média do chladnějšího. Uplatnění tepelných výměníků je velmi široké. Výměníky jsou v nejrůznějších podobách používány v energetickém, chemickém a dopravním průmyslu. V každodenním životě se lidé s výměníky tepla setkávají například v dopravních prostředcích, u vytápění, klimatizací, chladících a mrazících zařízeních.

3.1 Požadavky na tepelné výměníky

Tepelné výměníky by měly splňovat následující požadavky: [5][6]

- vysoká tepelná účinnost
- nízký pokles tlaku u proudících médií
- vysoká spolehlivost a životnost
- bezpečnost provozu
- odolnost použitých materiálů vůči provozním médiím
- snadná údržba a servis
- minimalizace rozměrů
- jednoduchá výroba
- nízká pořizovací cena

Nelze splnit všechny tyto požadavky zároveň. Při návrhu výměníku se tedy musejí zvolit priority a u zbývajících požadavků je nutné vždy zvolit nějaký kompromis. Bezpečnost provozu je samozřejmostí a velký důraz je kladen také na spolehlivost provozu, neboť každé neplánované odstavení výměníku z provozu přináší nemalé finanční ztráty. Pokud by ve výměníku pracovalo nějaké k použitým materiálům agresivnější médium, velký důraz je kladen na snadnou vyměnitelnost jednotlivých komponentů ve výměníku.

3.2 Požadavky na teplotně odolná média

Při návrhu tepelného výměníku jsou obvykle teplotně odolná média předem specifikována, neboť přímo souvisejí se způsobem využití tepelného výměníku. [5]

- vysoká měrná tepelná kapacita, popř. měrné výparné teplo
- vysoký součinitel tepelné kapacity a přestupu tepla
- vhodnost média z hlediska skupenství za pracovní teploty a tlaku
- nízká vazkost, tedy malé tlakové ztráty
- nízká agresivita při kontaktu s použitými materiály na výměník tepla
- zdravotní nezávadnost
- dostatečný výskyt v biosféře a s ním související pořizovací cena média

Ve většině případů tyto požadavky nejlépe splní voda a vodní pára, které mají v základní podobě velmi nízkou, téměř nulovou pořizovací cenu. Hlavní nevýhodou těchto médií je nebezpečí vzniku koroze na teplosměnných plochách. Běžná voda obsahuje mnoho

minerálních látek, které mohou způsobit usazování solí na teplosměnných plochách. Těmto jevům lze částečně předejít demineralizací vody, která ovšem zvyšuje náklady na médium. [5]

Při použití vzduchu, spalin, popř. jiných plynů je hlavní nevýhodou jejich nízká tepelná kapacita a vodivost a nízký součinitel přestupu tepla. Pro dosažení požadovaného přenosu tepla je tedy nutné použít vyšší objemový průtok a větší teplosměnnou plochu, než v případě kapalných látek. [5]

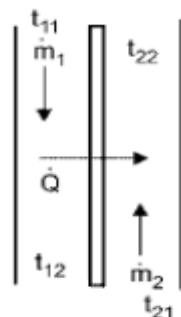
Při vysokých provozních teplotách, do 900 [°C], se v energetice používají tekuté kovy, např. směs sodíku a draslíku. Výhodou této směsi je vysoká tepelná kapacita, dobrá tepelná vodivost a přestupní součinitel. Její hlavní nevýhoda se objevuje při odstávce zařízení, neboť by při zchladnutí ztuhly. Musí se tedy včas z okruhu vypouštět a při opětovném rozběhu zařízení přehřívat. [5]

3.3 Rozdělení výměníků tepla

3.3.1 Dle způsobu výměny tepla (konstrukčního řešení)

- **Rekuperační**

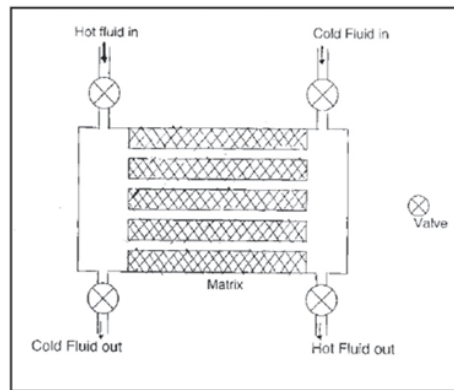
U rekuperačních výměníků tepla jsou pracovní látky, mezi nimiž dochází k výměně tepla, odděleny pevnou stěnou. K přenosu tepla mezi jednotlivými pracovními látkami dochází prostupem tepla, stěna mezi jednotlivými látkami by tedy měla mít dobrou tepelnou vodivost. Schéma prostupu tepla je znázorněno na Obr. 3.1, kde v levé části je ochlazovaná látka, která předává teplo ohřívané látce v pravé části.



Obr. 3.1 – Rekuperační výměník [9]

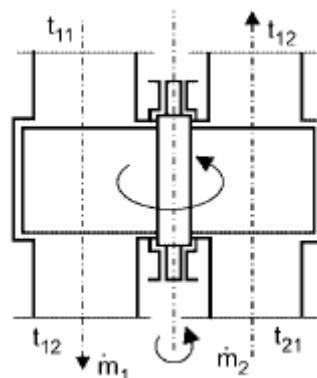
- **Regenerační**

U regeneračních výměníků je přenos mezi dvěma hlavními látkami zprostředkován třetí teplotonosnou látkou. Tato látka akumuluje teplo získané od teplejšího média a předává ho chladnějšímu. Regenerační výměníky tepla lze rozdělit na statické a rotační. Statické regenerační výměníky jsou tvořeny jednou nebo více nádobami (absorbéry), skrz které střídavě proudí ochlazované a ohřívané médium, viz Obr. 3.2. Absorbéry jsou naplněny pevnými látkami (kovové kuličky, pelety), které dočasně uchovávají tepelnou energii mezi jednotlivými médii. V praxi je výhodné použít sudý počet absorbérů, neboť během ohřívání jedné poloviny počtu absorbérů se zbývající absorbéry ochlazují. Po určitém intervalu dochází k jejich vystřídání.



Obr. 3.2 – Statický regenerační výměník (absorbér) [10]

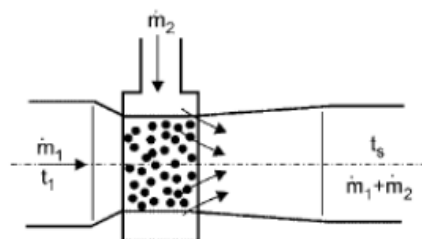
Základem rotačních regeneračních výměníků, často nazývaných jako „Ljungström“, je pomalu se otáčející pevná matrice, tvořená kovovými deskami, která se na jedné straně ohřívá od teplejšího média a po otočení tuto tepelnou energii odevzdává chladnějšímu médiu, viz Obr. 3.3. Tyto regenerátory jsou často používány v spalovacích elektrárnách jako poslední teplosměnná plocha před komínem. Úkolem těchto regenerátorů je využít zbývající tepelnou energii spalin k predehřátí vzduchu, který je hořáky přiváděn do kotle, čímž se zvyšuje účinnost spalování.



Obr. 3.3 – Rotační regenerační výměník [9]

- **Směšovací**

Typ tepelného výměníku, ve kterém dochází ke vzájemnému kontaktu médií a jejich směšování na homogenní směs, viz Obr. 3.4. Typickým příkladem použití směšovacího výměníku jsou chladicí věže u jaderných elektráren.



Obr. 3.4 – Směšovací výměník [9]

3.3.2 Dle uspořádání toků médií

Z hlediska uspořádání toků médií lze výměníky rozdělit na souproudé, protiproudé a křížové. Volba konkrétního uspořádání závisí na požadované účinnosti výměníku, dovoleném tepelném namáhání a požadovaných teplotách na vstupech a výstupech výměníku. Všechny typy uspořádání jsou schematicky znázorněny na Obr. 3.5.

- **Souproudé uspořádání**

Oba proudy tekutin vstupují do výměníku ze stejné strany a v celém výměníku proudí rovnoběžně vedle sebe. Nevýhodou tohoto výměníku je existence velkých teplotních rozdílů ve vstupní části výměníku, což může mít v některých případech za následek vysoké tepelné namáhání teplosměnných stěn. Uplatnění nacházejí v těchto případech: [6]

- pokud existuje možnost, že by ochlazované médium mohlo překročit bod tuhnutí
- k zajištění včasné iniciace varu ohřívajícího média
- pokud prostorové uspořádání nenabídne jinou možnost
- při výrobě tepelně citlivých potravin a léků – menší pravděpodobnost poškození teplem

- **Protiproudé uspořádání**

Tekutiny v tomto druhu výměníku proudí vzájemně v opačném směru. Použitím tohoto uspořádání se docílí vyšší účinnosti než v případě souproudého uspořádání, tudíž lze použít menší výměník. Další výhodou je rovnoměrnější rozložení teplot obou médií, teplosměnné stěny výměníku jsou tedy méně tepelně namáhány. Výhodou oproti souproudému uspořádání je skutečnost, že lze ohřívající médium ohřát na teplotu vyšší, než je výstupní teplota ohřívajícího média. [6]

- **Křížové uspořádání**

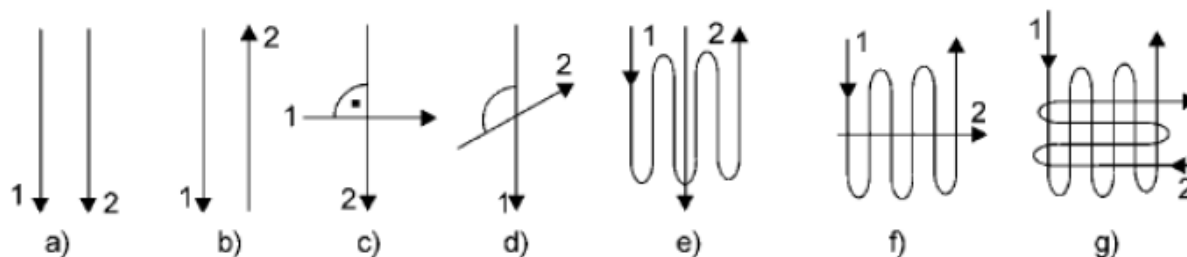
U křížového uspořádání tekutiny proudí kolmo na sebe, osy těchto proudů jsou mimoběžné. Toto proudění je výhodné u trubkových výměníků, neboť přestup tepla u křížového proudění je intenzivnější než u čistě souproudého a protiproudého.

- **Se šikmým vzájemným proudem**

Osy proudů spolu svírají úhel větší nebo menší než 90 [°].

- **Kombinované a vícenásobné souproudé, protiproudé a křížové proudění**

Kombinace výše uvedených typů proudění. Reálné výměníky ve většině případů využívají právě kombinaci souproudých, protiproudých a křížových uspořádání.



Obr. 3.5 – Proudění ve výměnících: a) souproudé, b) protiproudé, c) křížový proud, d) šikmý proud, e) f) g) vícenásobné a kombinované proudění [9]

3.3.3 Dle pracovních médií

Následující rozdělení je spíše informativní. Jednotlivé kombinace pracovních médií mají své specifické vlastnosti, výhody a nevýhody. Druhy pracovních médií jsou dány použitím výměníku tepla.

- voda – voda
- pára – voda
- pára – vzduch
- pára – olej
- spaliny – voda
- spaliny – pára
- spaliny – vzduch

3.3.4 Dle účelu použití

• Ohříváky

Výměníky tepla, ve kterých nedochází ke změně fáze, ale pouze ke zvýšení teploty ohřivaného média. Příkladem ohříváku je ohřívák vzduchu ve spalovacích elektrárnách, který tvoří poslední teplosměnnou plochu před odchodem spalin do komína.

• Chladiče

Obdobné typy výměníků jako ohříváky. Nedochází v nich ke změně fáze proudícího média. Úkolem chladičů je snížení teploty sekundárního média.

• Výparníky

Ohřivané kapalně médium ve výparníku mění v páru. Výparníky jsou využívány například v jaderných elektrárnách typu PWR, kde jsou součástí sekundárního okruhu. Voda z primárního okruhu ve výparníku ohřívá zkondenzovanou vodu a dochází k jejímu vypařování.

• Kondenzátory

Teplejší plynné médium (pára) je ochlazováno a dochází ke kondenzaci. Kondenzátory se stejně jako výparníky nacházejí v sekundárním okruhu jaderných elektráren typu PWR. Jejich úkolem je umožnit kondenzaci páry odcházející z nízkotlakých turbín.

- **Přehříváky, přihříváky**
Obecně vzato vykonávají obdobnou funkci jako ohříváky, pracovním médiem je však pára. Přehříváky jsou první teplosměnnou plochou za kotlem ve spalovacích elektrárnách.
- **Sušárny**
Přísunem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi.
- **Topná tělesa ústředního vytápění**
Nedílná součást každé budovy. Médium proudící uvnitř topného tělesa ohřívá okolní vzduch.

3.4 Konstrukční řešení výměníků tepla

V současné době existuje mnoho konstrukčních řešení tepelných výměníků, lišících se druhem a tvarem teplosměnných ploch. Každé konstrukční řešení má své specifické výhody a nachází uplatnění v určitých situacích. Tato kapitola bude věnována nejpoužívanějším konstrukcím. Vzhledem k zaměření praktické části této práce bude nejvíce prostoru věnováno trubkovým výměníkům.

3.4.1 Rekuperační výměníky

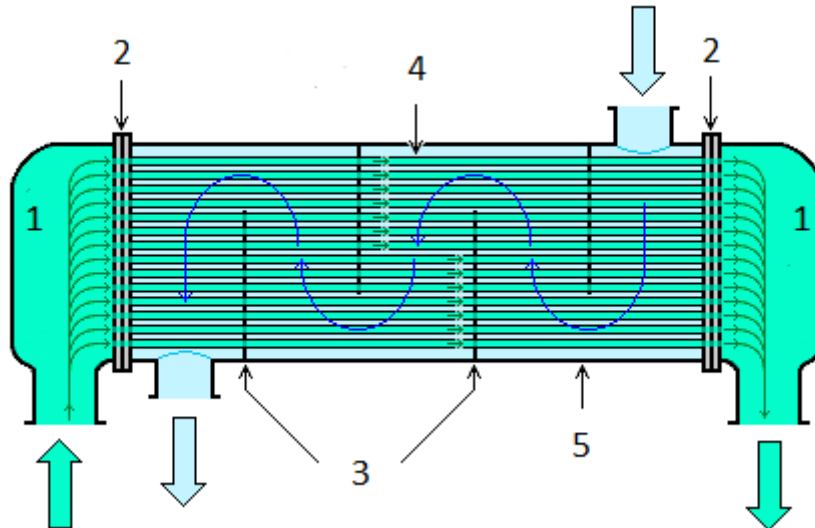
Princip výměny tepla v rekuperačních výměnících je blíže popsán v oddíle 3.3.1. Jednotlivé konstrukce rekuperačních výměníků se od sebe liší tvarem teplosměnných ploch. Nejčastěji jsou používány výměníky trubkové, deskové a výměníky s žebrováním. V praxi nacházejí rekuperační výměníky uplatnění jako ohříváky napájecí vody nebo vzduchu, kondenzátory, chladiče, spalínové výměníky a další.

Trubkové výměníky

Trubkové výměníky jsou nejstarším a nejpoužívanějším typem rekuperačních výměníků. Tyto výměníky jsou nejčastěji tvořeny trubkami kruhového profilu. V některých případech jsou tvořeny eliptickými, trojúhelníkovými či zkroucenými trubkami. Hlavní výhodou těchto výměníků je značná variabilita při jejich návrhu, neboť lze jednoduše měnit délku, průměr trubek či jejich uspořádání. Trubkové výměníky jsou odolné proti vysokým pracovním tlakům a proti velkým rozdílům tlaků mezi médii. Tyto výměníky jsou používány zejména pro výměnu tepla mezi dvěma kapalinami a pro výměnu tepla mezi kapalinou a médiem se změnou fáze (kondenzace, odpařování). Pro přenos tepla mezi dvěma plyny, či plynem a kapalinou jsou používány v případě velkých pracovních teplot, nebo tlaků, případně pokud dochází k zanášení nečistotami. Trubkové výměníky můžeme rozdělit na plášťové (Shell & Tube), dvoutrubkové a spirálové. [6]

Plášťové výměníky (Shell & Tube)

Tyto výměníky jsou tvořeny svazkem trubek uloženým do válcového pláště. Jedno médium proudí v trubkách a druhé mezi nimi. Hlavními komponenty těchto výměníků jsou trubky (svazek trubek), plášť, přední a zadní čelo, přepážky a trubkovnice. Na Obr. 3.6 je znázorněn nejjednodušší plášťový výměník. Jedná se o protiproudý plášťový výměník s rovnými trubkami a segmentovými přepážkami.



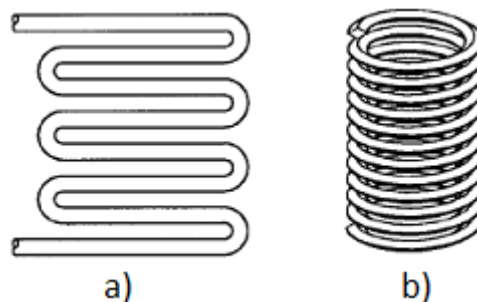
Obr. 3.6 – Plášťový výměník (1-čela, 2-trubkovnice, 3-přepážky, 4-trubky, 5-plášť) [11]

Plášťové výměníky jsou v průmyslu široce používány. Mohou být volitelně navrženy pro jakoukoliv kapacitu a pracovní podmínky, od hlubokého vakua do vysokých tlaků (přes 100 [MPa]), od kryogenních teplot až do teplot okolo 1100 [°C]. Tyto výměníky mohou být navrženy i pro speciální pracovní podmínky: vibrace, silné zanášení, eroze, koroze, toxicita, radioaktivita a další. Na jejich výrobu mohou být použity jak kovové, tak nekovové materiály (grafit, sklo, teflon). [7]

Vhledem k tomu, že praktická část pojednává o numerické simulaci proudění v plášťovém výměníku, tento typ zde bude trochu podrobněji rozebrán.

Trubky

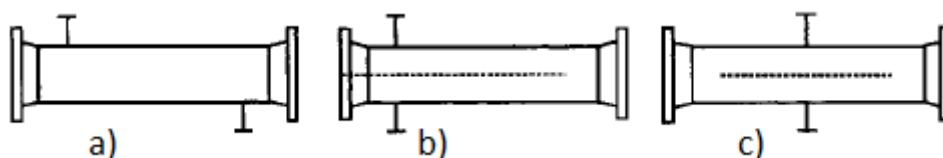
V plášťových výměnících jsou nejčastěji používány klasické kruhové trubky. Ve výrobním a energetickém průmyslu jsou nejběžnější rovné trubkové svazky a provedení ve tvaru „U“. Další používané uspořádání trubek je vlásenkové a šroubovicové, viz Obr. 3.7. Obvykle jsou trubky jednostěnné, jen v případě radioaktivních, reaktivních a jedovatých médií musejí být trubky dvoustěnné. Nejčastěji se používají trubky hladké, v případě okolního média s nízkým koeficientem přestupu tepla je vhodné použít vrubované trubky. Nejčastěji jsou trubky vyrobené z kovů, plastů a keramiky. [7]



Obr. 3.7 – Uspořádání trubek: a) vlásenkové, b) šroubovicové [7]

Plášť

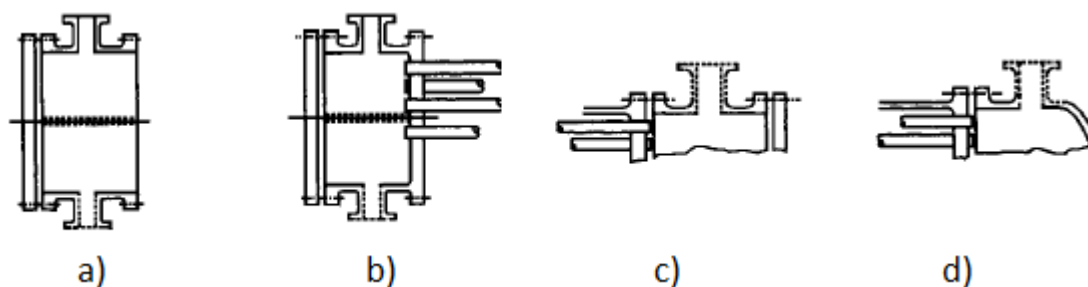
Pláště jsou obvykle válcovité, avšak v případě použití v jaderném průmyslu je jejich tvar přizpůsoben tvaru trubkovému svazku. Při průměrech pláště menších než 0,6 [m] jsou pláště vyrobeny z kruhových trubek, v případě větších průměrů plášť tvoří ohnuté a podélně svařené plechy. V praxi je standardizováno sedm typů plášťů, které se od sebe liší pozicí vstupních a výstupních otvorů a rozmístěním podélných přepážek. Na Obr. 3.8 jsou zobrazeny tři vybrané pláště. Pro svoji nízkou cenu a jednoduchost je nejpoužívanějším typem jednorůchodový plášť. Druhým často používaným typem je dvouprůchodový plášť, ve kterém je přítomné jak souprůdé, tak protiproudé proudění. Tato proudění jsou od sebe oddělena podélnou přepážkou. [7]



Obr. 3.8 – Základní typy plášťů výměníků: a) jednorůchodový, b) dvouprůchodový s podélnou přepážkou, c) plášť s děleným prouděním [7]

Přední a zadní čelo

Slouží jako vstupní a výstupní komora pro média proudící v trubkách. Přední čelo je k plášti a trubkám pevně připojené, v případě zadního čela je již nutné dbát na tepelnou roztažnost trubek. U výměníků, pracujících při vysokých teplotách, hrozí velké prodloužení trubek. Z tohoto důvodu je nutné instalovat pohyblivá zadní čela. V případě že tento problém nehrozí, zadní čelo je také připevněné napevno. Při volbě typu předního čela rozhoduje cena, náročnost údržby, hrozba smíchání plášťového a trubkového média a hrozba tlakových netěsností. Při volbě zadního čela je navíc nutné dbát na teplotní roztažnost trubek. Na Obr. 3.9 jsou zobrazeny některé typy předních a zadních čel tepelných výměníků. [7]



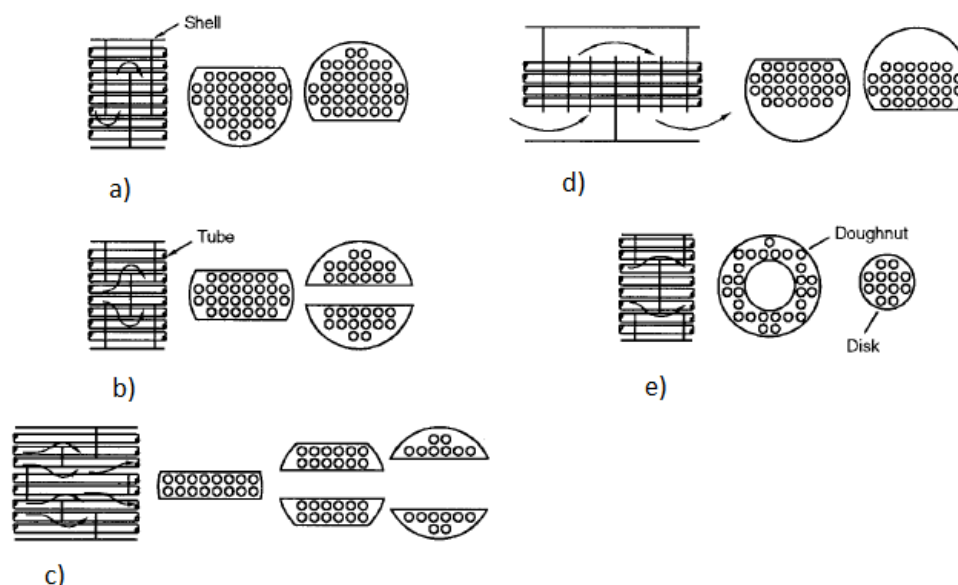
Obr. 3.9 – Základní typy čel: a) přední čelo s oddělitelným krytem, b) přední čelo s oddělitelným krytem a integrovanou trubkovicí, c) zadní čelo s oddělitelným krytem, d) zadní čelo s neoddělitelným krytem [7]

Přepážky

Přepážky obecně slouží k usměrnění toku kapaliny v plášti. Rozlišujeme je na přepážky podélné a příčné. Podélné přepážky slouží k ovládnutí toku kapaliny ve směru rovnoběžném s osami trubek. Uplatnění nacházejí v případě, že je výstupní otvor z pláště v blízkosti

vstupního a je potřeba zabránit, aby médium proudilo přímo mezi těmito otvory, viz Obr. 3.8. Příčné přepážky dále dělíme na deskové přepážky a mříže.

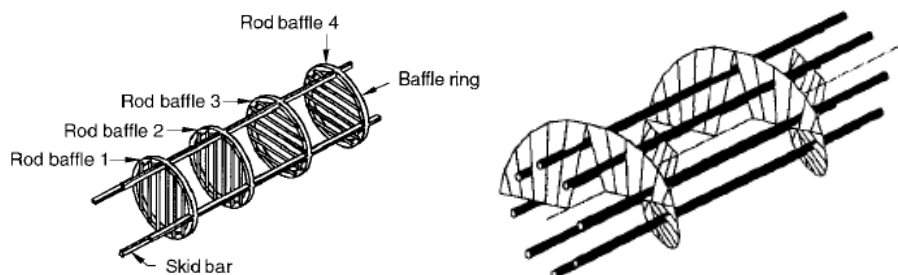
Úkolem deskových přepážek je nejen usměrňovat tok média, ale také tvořit podporu trubek při montáži a provozu výměníků. Použitím těchto přepážek se usměrňuje tok média kolmo na trubky, což má za následek zvýšení součinitele přestupu tepla a minimalizaci teplotních rozdílů mezi jednotlivými trubkami. V praxi se používá několik základních typů příčných přepážek, viz Obr. 3.10. Nejčastěji se však používají přepážky jedno-segmentové a dvou-segmentové, které zajišťují maximální přenos tepla pro daný pokles tlaku při minimálních rozměrech výměníku. Troj-segmentové a „No tubes in window“ přepážky se používají v případech, kdy je požadován menší pokles tlaku na výstupu z výměníku. Výběr typu přepážek, odstup mezi nimi a jejich rozměry jsou ovlivněny průtokem, požadovaným přenosem tepla a poklesem tlaku. Přepážky typu „disk and doughnut“ jsou používány zejména ve výměnících v jaderných elektrárnách. Tyto přepážky mají malé díry mezi otvory na trubky, které umožňují kombinaci příčného a podélného proudění, což snižuje tlakovou ztrátu. [7]



Obr. 3.10 – Typy příčných přepážek: a) jedno-segmentové, b) dvou-segmentové, c) troj-segmentové, d) typ "no tubes in window", e) typ "disk and doughnut" [7]

Dalším velmi používaným typem přepážek jsou tyčové přepážky neboli mříže. Uspořádáním jednotlivých mříží kolmo na sebe, viz Obr. 3.11, je zajištěno promíchávání média a zároveň dostatečná fixace trubek. Promícháváním proudu roste turbulence proudění, čímž roste součinitel přestupu tepla.

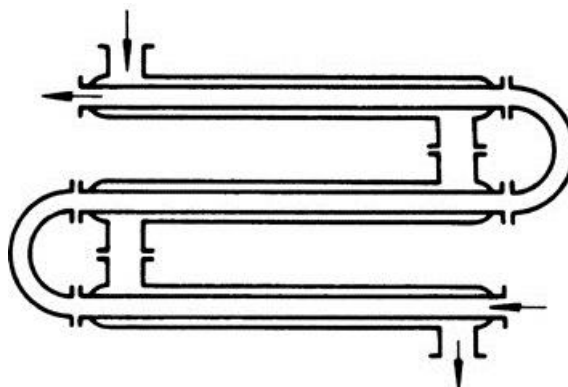
Další alternativou k segmentovým přepážkám je použití přepážek šroubovicových, viz Obr. 3.11. Výhodou těchto přepážek jsou menší tlakové ztráty při zachování vysokého přenosu tepla jako v případě použití příčných přepážek. Použitím těchto přepážek také dochází k eliminaci cirkulačních zón, které vznikají v segmentovém uspořádání. V těchto zónách dosahuje proudění velmi malých, téměř nulových, rychlostí a dochází k cirkulacím. [7]



Obr. 3.11 – Tyčové přepážky (vlevo), šroubovicové přepážky (vpravo) [7]

Dvoutrubkové výměníky

Tyto výměníky jsou obvykle tvořeny dvěma soustřednými trubkami (viz Obr. 3.12), jedno médium proudí vnitřní trubkou a druhé mezerou mezi oběma trubkami. Uspořádání toku médií v těchto výměnících je obvykle protiproudé, čímž se docílí větší účinnosti výměníku. Vzhledem ke konstrukční jednoduchosti těchto výměníků je snadná také jejich údržba, neboť je lze jednoduše rozebrat. Tato zařízení jsou vhodná pro vysoké pracovní tlaky, stejně jako plášťové výměníky. [6]



Obr. 3.12 – Dvoutrubkový výměník [12]

Dvoutrubkové výměníky jsou obvykle používány v provedení o menší kapacitě (do teplosměnné plochy 50 [m²]), neboť jejich poměr ceny ke konstrukční ploše není příznivý. [6]

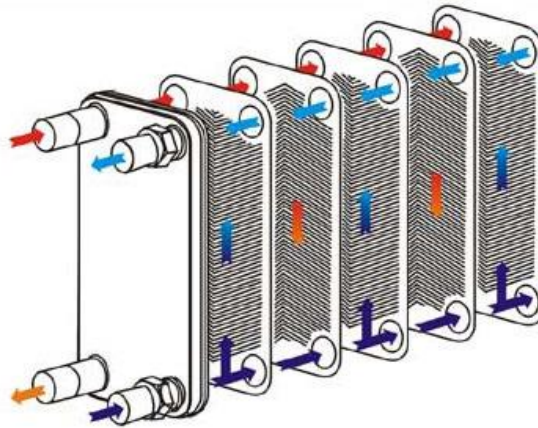
Spirálové výměníky

Jak již napovídá označení těchto výměníků, uvnitř pláště jsou uloženy spirálovitě vinuté trubky. Přenos tepla u těchto výměníků je vyšší než v případě výměníků s rovnými trubkami. Tepelná roztažnost médií pro tento typ výměníků nepředstavuje žádný problém, avšak jejich čištění je vzhledem k spirálovitému uložení trubek téměř nemožné. [6]

Deskové výměníky

Teplosměnnou plochu u těchto výměníků tvoří tenké kovové desky, které jsou k sobě pevně slisovány. Tyto desky jsou profilovány, aby bylo dosaženo co nejvyššího přestupu tepla. V mezerách mezi jednotlivými deskami proudí střídavě ohřívané a ochlazované médium (téměř výhradně kapaliny). Princip činnosti a konstrukce deskových výměníků je zobrazen

na Obr. 3.13. Desky u těchto výměníků jsou obvykle vylisovány z nerezových plechů. V rozích těchto plechů jsou čtyři otvory, avšak pro každý kanál jsou funkční pouze dva z nich. Zbylé dva jsou utěsněny těsnicí lištou. Střídání jednotlivých párů aktivních otvorů má za následek střídání médií v lichých a sudých mezerách mezi trubkami. Právě utěsnění otvorů je velkou slabinou těchto výměníků, která je neustále předmětem vývoje. Z tohoto důvodu se v těchto výměnících téměř nepoužívají plynná média. [8]



Obr. 3.13 – Deskový výměník [13]

Výhodou těchto výměníků je jejich kompaktnost a modularita. Další předností deskových výměníků je rozmanitost materiálů, ze kterých se vyrábějí desky. Kromě klasických nerezových ocelí se vyrábějí také z titanu a uhlíkových kompozitů, které jsou odolné proti kyselinám. Jak již bylo uvedeno, největší slabinou těchto výměníků je těsnění u otvorů mezi plechy, které omezují provozní teploty přibližně na 220 [°C]. Svařením jednotlivých desek včetně neaktivních otvorů lze dosáhnout provozního tlaku až 300 [°C], avšak tyto výměníky již nejsou rozebíratelné. Nerozebíratelné výměníky mohou být používány jen pro látky, u kterých nehrozí zanášení. Prakticky se používají jen ve stanicích rozvodu tepla a jako kondenzátory. [8]

3.4.2 Regenerační výměníky

U regeneračních výměníků se přenos tepla uskutečňuje prostřednictvím třetí teplotnosné látky. Tato látka má za úkol akumulovat teplo přijaté od ochlazované látky a předávat jej ohřívané látce. Princip funkce těchto výměníků již byl uveden v oddíle 3.3.1.

U statických regeneračních výměníků jedním absorbérem střídavě protéká ochlazované a ohřívané médium. Doba přepínání jednotlivých médií je dána dobou průchodu tepelné vlny od vstupu do výstupu absorbéru, neboli dobou průrazu. Rychlost šíření tepelné vlny se určuje ze vztahu: [8]

$$w = \frac{\dot{m}_g c_{pg}}{m_s c_{ps}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.1)$$

kde \dot{m}_g [kg.s⁻¹] hmotnostní průtok plynu
 m_s [kg.m⁻¹] hmotnost výplně vztažená na metr délky absorbéru
 c_{pg}, c_{ps} [J.kg⁻¹] měrná tepelná kapacita plynu, resp. akumulární látky

U rotačních regeneračních výměníků je akumulacním prvkem vrstva materiálu, např. keramická výplň, uložená v rotujícím bubnu. Polovinou tohoto bubnu protéká v osovém směru ochlazované médium a druhou polovinou ohříváné médium. Tyto výměníky jsou používány téměř výhradně pouze pro plyny, neboť mají relativně malou tepelnou kapacitu. Nejčastěji se s těmito výměníky setkáváme v provedení „spaliny-vzduch“, kde využíváme tepelné energie spalin k přehřevu spalovacího vzduchu v tepelných elektrárnách. [8]

3.4.3 Směšovací výměníky

Na rozdíl od rekuperačních a regeneračních výměníků u směšovacích neexistuje teplosměnná plocha. Sdílení tepla probíhá přímým stykem obou pracovních látek. V praxi se tento typ výměníků používá nejčastěji pro regulaci teploty páry. Regulace teploty páry probíhá tím způsobem, že do přehřáté páry je dle potřeby vsřikována voda. Tato voda je chladnější než pára. Pro jejím vypařování odevzdává pára tepelnou energii, čímž se ochlazuje. Směšovací výměníky se dimenzují dle výpočtu hmotnostní a energetické bilance: [5]

$$\dot{m}_s = \dot{m}_p + \dot{m}_v \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_s \cdot i_s = \dot{m}_p \cdot i_p + \dot{m}_v \cdot i_v \text{ [W]} \quad (3.3)$$

kde $\dot{m}_s, \dot{m}_p, \dot{m}_v$ [kg.s⁻¹] hmotnostní tok směsi, páry, resp. vody
 i_s, i_p, i_v [J.kg⁻¹] měrná entalpie směsi, páry, resp. vody

3.5 Návrh tepelného výměníku

Výpočet výměníků tepla vychází ze dvou rovnic, a to rovnice tepelné bilance a rovnice prostupu tepla. Porovnáním těchto rovnic lze následně vyjádřit celkovou potřebnou teplosměnnou plochu, která je důležitá z hlediska konstrukce, neboť se od ní odvíjí velikost celého výměníku tepla. Rovnice v této kapitole jsou převzaté z [5]:

3.5.1 Rovnice tepelné bilance

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) \cdot \eta = \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot (t_{21} - t_{22}) \quad (3.4)$$

kde \dot{Q}_b [kW] tepelný tok
 \dot{m}_1, \dot{m}_2 [kg.s⁻¹] hmotnostní tok ohřívací a ohříváné látky
 c_1, c_2 [kJ.kg⁻¹.K⁻¹] střední tepelná kapacita ohřívací a ohříváné látky
 t_{11}, t_{12} [°C] teplota ohřívací látky na vstupu a výstupu
 t_{21}, t_{22} [°C] teplota ohříváné látky na vstupu a výstupu
 η [-] tepelná účinnost výměníku tepla

Tepelná účinnost výměníku tepla se udává v rozmezí $\eta = 0,98 - 0,999$. V praktických výpočtech většinou účinnost neuvažujeme.

3.5.2 Rovnice prostupu tepla

Prostupem tepla je rozuměn přenos tepelné energie z jednoho prostoru s první tekutinou odděleného pevnou stěnou od druhého prostoru s druhou tekutinou. Základní prostupy tepla uvažujeme stěnou rovinnou a stěnou válcovou, ale jsou možné i další (např. stěna kulová). [5]

$$\dot{Q}_k = k \cdot \Delta t \cdot S \quad (3.5)$$

kde	\dot{Q}_k	[W]	tepelný tok
	k	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
	Δt	[K]	střední logaritmický teplotní spád
	S	[m ²]	velikost teplosměnné plochy

Součinitel prostupu tepla k je závislý na druhu pracovních médií a materiálu použitým na teplosměnné stěně. Střední logaritmický teplotní spád ΔT se určuje metodou střední logaritmické teploty.

Střední logaritmický teplotní spád

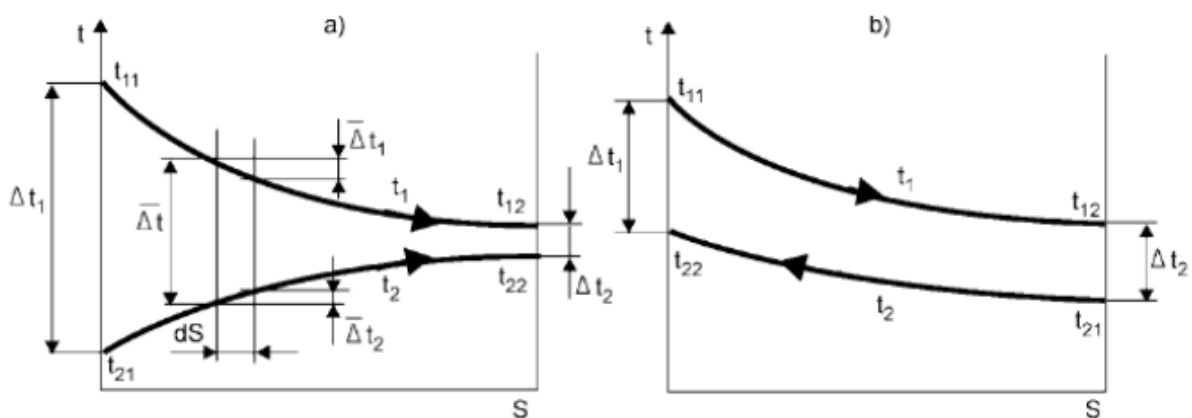
$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (3.6)$$

kde	Δt_1	[K]	rozdíl vstupních teplot médií
	Δt_2	[K]	rozdíl výstupních teplot médií

Tyto rozdíly teplot jsou znázorněny na Obr. 3.14. Tento vztah platí pro čistě souproudé nebo protiproudé výměníky, které jsou spíše teoretické. Pro skutečné výměníky, ve kterých jsou proudění složitější (křížová, kombinovaná) je nutné použít následující vztah:

$$\overline{\Delta t} = \varphi \cdot \overline{\Delta t}_{pr} \quad (3.7)$$

kde	φ	[-]	součinitel charakterizující druh vzájemného proudění
	$\overline{\Delta t}_{pr}$	[K]	střední logaritmický teplotní spád protiproudého výměníku



Obr. 3.14 – Průběhy teplot v a) souproudém a b) protiproudém výměníku [9]

Prostup tepla rovinnou stěnou

Prostup tepla rovinnou stěnou lze rozdělit na tři tepelné pochody, a to na přestup tepla na jedné straně stěny, vedení tepla skrz stěnu a přestup tepla na druhé straně stěny. Pro rovinnou stěnu platí následující vztahy:

$$\dot{Q} = \alpha_1 \cdot (T_{f1} - T_{w1}) \cdot S \quad (3.8)$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{w1} - T_{w2}) \cdot S \quad (3.9)$$

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot (T_{w2} - T_{f2}) \cdot S \quad (3.10)$$

Osamostatněním rozdílů teplot u těchto tří rovnic na levé straně a sečtením těchto rovnic dostáváme následující vztah:

$$T_{f1} - T_{f2} = \frac{\dot{Q}}{S} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\lambda}{\delta} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \quad (3.11)$$

Vyjádřením tepelného toku dostáváme následující vztah, ze kterého lze odvodit součinitel prostupu tepla k .

$$\dot{Q} = \frac{(T_{f1} - T_{f2}) \cdot S}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot \Delta T \cdot S \quad (3.12)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (3.13)$$

Prostup tepla válcovou stěnou

Obdobně jako v případě rovinné stěny lze vyjádřit vztahy pro přestup a vedení tepla.

$$\dot{Q} = \alpha_1 \cdot (T_{f1} - T_{w1}) \cdot 2\pi R_1 \cdot L \quad (3.14)$$

$$\dot{Q} = \frac{(T_{w1} - T_{w2}) \cdot 2\pi \cdot L}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{R_2}{R_1}} \quad (3.15)$$

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot (T_{w2} - T_{f2}) \cdot 2\pi R_2 \cdot L \quad (3.16)$$

Obdobnými úpravami těchto vztahů, jako v případě prostupu tepla rovinnou stěnou, dostáváme rovnici tepelného toku.

$$\dot{Q} = \frac{(T_{f1} - T_{f2}) \cdot 2\pi \cdot L}{\frac{1}{\alpha_1 R_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{\alpha_2 R_2}} = k \cdot \Delta T \cdot S \quad (3.17)$$

Při výpočtu prostupu tepla válcovou stěnou je součinitel prostupu tepla k vztažen k jednomu metru délky potrubí, neboť plochy jednotlivých stěn jsou rozdílné.

$$k = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_1 R_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{\alpha_2 R_2}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (3.18)$$

4 ÚPRAVA GEOMETRIE A TVORBA VÝPOČETNÍ SÍTĚ

Úprava zadané geometrie a tvorba výpočetní sítě jsou prvními kroky při numerické simulaci proudění. Zadaný geometrický model je obvykle nutné upravit tak, aby vyhovoval potřebám pro numerickou simulaci proudění a následnou tvorbu sítě.

Numerická simulace byla provedena aplikacemi z programového balíčku ANSYS 14.5 Academic.

4.1 Specifikace zadaného modelu

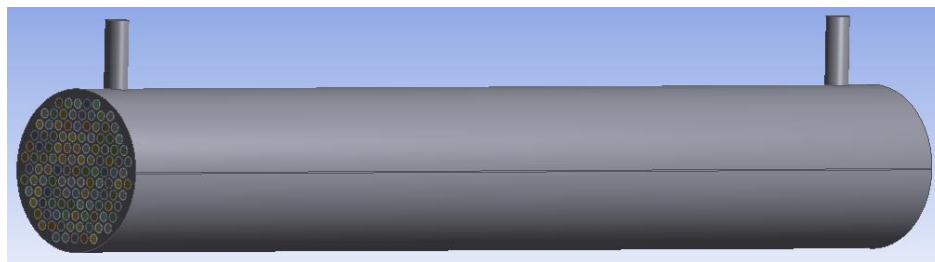
Numerická simulace byla provedena pro plášťový výměník (Shell & Tube), určený na ochlazování spalin (CO_2) proudících ze spalovacího motoru. 3D model zadaného výměníku je zobrazen v příloze č. 1. Do výpočtu nebylo uvažováno přední a zadní čelo výměníku, médium tedy proudí pouze ve 121 korozivzdorných trubkách o průměru $22 \times 1,5$ [mm]. Osy jednotlivých trubek jsou od sebe vzdáleny 27,5 [mm]. Chladivem proudícím v plášťovém prostoru mezi trubkami je voda. Tento plášť o délce 2,5 [m] má vnitřní průměr 348 [mm]. Pro výpočet byly uvažovány rovné kanály pro chladivo, původní vstupní a výstupní kanál pro chladivo, znázorněný v příloze č. 1, byl nahrazen rovným kanálem o vnitřním průměru 51 [mm] a délce 150 [mm]. Z ekologických a ekonomických důvodů je nutné zajistit co nejnižší teplotu spalin vystupujících z tepelného výměníku. Jedním ze způsobů jak zintenzivnit přenos tepla ve výměníku je instalace segmentových přepážek do prostoru, ve kterém proudí chladivo. Instalované přepážky o výšce 174 [mm] měly mezi sebou odstup 0,5 [m]. Pro vyhodnocení vlivu segmentových přepážek na výstupní teplotu spalin byla provedena simulace tepelného výměníku bez přepážek a s přepážkami. Okrajové podmínky pro nastavení výpočtu jsou uvedeny v Tab. 4.1.

Hmotnostní průtok spalin na vstupu	0,31	[kg.s ⁻¹]
Teplota spalin na vstupu	520	[°C]
Přetlak spalin na výstupu	1	[kPa]
Hmotnostní průtok vody na vstupu	5	[kg.s ⁻¹]
Teplota vody na vstupu	88	[°C]
Přetlak vody na výstupu	250	[kPa]

Tab. 4.1 – Zadané okrajové podmínky

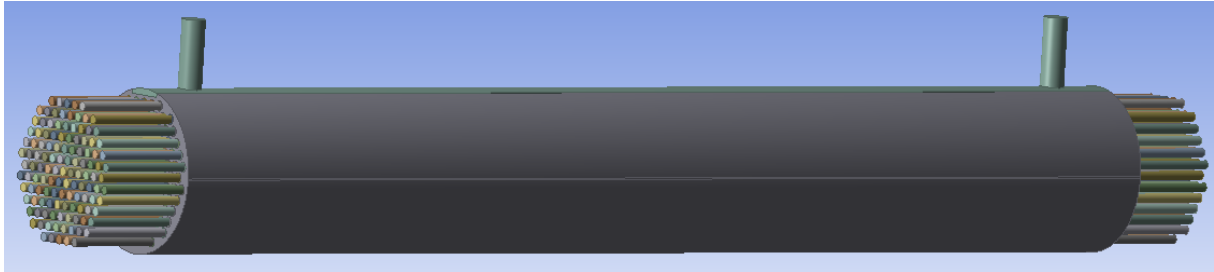
4.2 Úprava geometrického modelu

Geometrický model byl upraven v aplikaci Design Modeler. Zadaný geometrický model nebyl pro účel numerické simulace vhodný. Bylo zapotřebí model zjednodušit a invertovat objemy. Invertováním uvažovaných objemů vznikl model zobrazen na Obr. 4.1.



Obr. 4.1 – Geometrický model získaný invertováním objemů

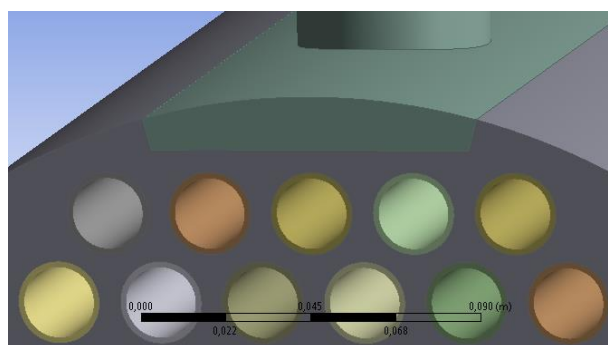
Geometrii média v trubkách bylo nutné dodatečně upravit. K oběma koncům tohoto média bylo k původní délce objemu 2,5 [m] přidáno 0,2 [m] objemu, viz Obr. 4.2. Tyto přídavky poslouží k vyvinutí proudění média před vstupem do vlastního výměníku a stejně tak k vyvinutí proudění za výměníkem.



Obr. 4.2 – Upravená výchozí geometrie

4.2.1 Úprava geometrie chladiva – výměník bez přepážek

S ohledem na další diskretizace výpočetní oblasti v případě výměníku bez přepážek bylo nutné provést řez objemem, ve kterém je uvažováno chladivo. Při návrhu tohoto řezu došlo k rozhodování mezi třemi variantami, jak tento objem rozdělit. První variantou byl rovinný řez v rovině tvořené osami nejvyšší řady trubek, avšak řešení se posléze ukázalo jako velmi nevhodné, neboť při nastavení optimální velikosti elementů na povrchu trubek by celkový počet elementů na horním objemu dosahoval několika milionů, což je pro výpočet nežádoucí. Druhou variantou byl rovinný řez nad první řadou trubek, avšak tento řez způsoboval problémy při vytváření prismatických vrstev na hranách podél horního objemu, neboť úhel na této hraně byl příliš malý a způsoboval zhoršení kvality sítě. Jako nejvhodnější se ukázala varianta, viz Obr. 4.3, která vycházela z varianty s řezem nad první řadou trubek. Problém s horší kvalitou sítě byl vyřešen zkosením ostré hrany plochami kolnými na povrch chladiva. Tato varianta se jevila jako nejoptimálnější. Počet elementů byl přijatelný a problém s vytvářením prismatických vrstev byl zkosením ostrých hran eliminován.

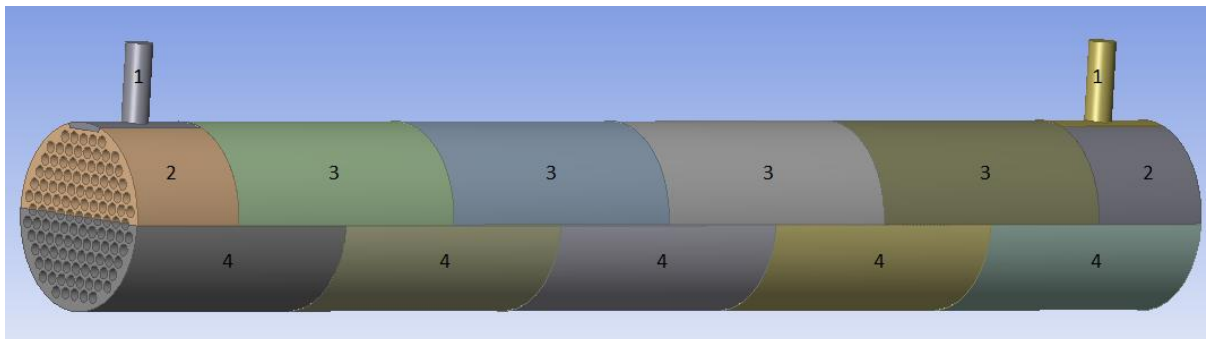


Obr. 4.3 – Detail aplikovaného řezu chladivem

4.2.2 Úprava geometrie chladiva – výměník s přepážkami

Do geometrie chladiva výměníku s přepážkami bylo rovnoměrně instalováno devět přepážek, jejichž výška byla polovinou výšky výměníku. Jako přepážka byla uvažována stěna nulové tloušťky, která se z hlediska numerického výpočtu jevila jako nejoptimálnější, neboť nezvyšovala počet buněk výpočetní oblasti. Poslední úpravou byl řez skrz segmenty, které obsahují vstupní a výstupní kanál. Tento řez byl proveden se stejným profilem jako v případě

výměníku bez přepážek, jeho detail je na Obr. 4.3. Tímto způsobem byla geometrie chladiva rozdělena na čtyři části složené z celkem třinácti dílů, viz Obr. 4.4. Pro jednoduchou orientaci při tvorbě sítě byly jednotlivé části pojmenovány: 1 – Let; 2 – Voda Let; 3 – Voda Top; 4 – Voda Bot.



Obr. 4.4 – Upravená geometrie chladiva (výměník s přepážkami)

4.3 Tvorba sítě

Výpočetní síť byla vytvořena v aplikaci ICEM CFD. Tato aplikace, určená na vytváření sítí pro CFD výpočty, je součástí softwarového balíčku ANSYS 14.5 Academic. Aplikace poskytuje uživateli rozsáhlou škálu nástrojů, které mu umožní řídit tvorbu sítě kvantitativně i kvalitativně. Oproti aplikaci ANSYS Meshing disponuje ICEM CFD funkcí tažení 2D sítě po definované křivce, tzv. „extrude“. Tato funkce byla při tvorbě sítě velmi nápomocná.

Při tvorbě sítě bylo zapotřebí zohlednit několik kritérií, které si v některých navzájem odporují. Proto bylo zapotřebí najít rovnováhu a optimální řešení mezi:

- Počtem buněk
- Kvalitou sítě
- Výpočetní náročností

Většina sítě je strukturovaná, sestavená z šestistěnnů případně pětistěnnů (prismatické buňky). V rámci zachování kvality buněk však musely být v určitých částech použity čtyřstěny (tetry).

Pro obě varianty výměníků byly použity totožné sítě pro trubky a ochlazované médium, neboť instalací přepážek je ovlivněno pouze proudění chladiva.

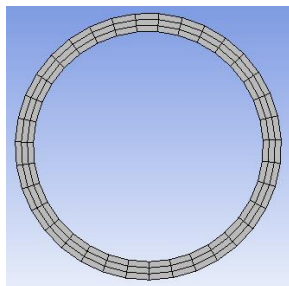
Síť pro tuhé části – trubky

Síť trubek byla vytvořena tažením (extrude) 2D sítě po křivce (ose trubek). Základní 2D síť je rovnoměrně členěná na 35 buněk po obvodu a tři vrstvy v radiálním směru, viz Obr. 4.5. V osovém směru je síť rovnoměrně dělená na 120 vrstev.

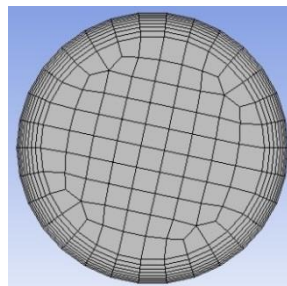
Síť pro chlazené médium – spaliny

Síť chlazeného média byla, stejně jako síť trubek, vytvořena tažením 2D sítě (čelo válcového objemu). Síť na čele média je nestrukturovaná, tvořená čtyřúhelníky, viz Obr. 4.6. Tato síť byla vytvořena automaticky, z definované křivkové sítě ohraničující čelo média, viz Tab. 4.2.

Použitím osmi vrstev v mezní vrstvě, s první vrstvou o tloušťce 0,1 [mm], bylo zajištěno přijatelné podchycení proudění v mezní vrstvě (přijatelné y^+). Tato 2D síť byla v oblasti kontaktu s trubkami při tažení v osovém směru rovnoměrně rozdělena na 120 vrstev. V obou oblastech mimo trubky bylo médium na každé straně v osovém směru rozděleno na 20 vrstev.



Obr. 4.5 – 2D síť trubek



Obr. 4.6 – 2D síť chlazeného média

maximální délka elementu na křivce	0,002	[m]
výška prvního vrstvy (v mezní vrstvě)	0,0001	[m]
poměr růstu v mezní vrstvě	1,2	[-]
počet vrstev v mezní vrstvě	8	[-]

Tab. 4.2 – Nastavení 2D sítě – chlazené médium

V Tab. 4.3 jsou uvedeny základní charakteristiky sítí trubek a chlazeného média. Hodnota minimální ortogonální kvality nad 0,8 vypovídá, že se jedná o geometricky velmi kvalitní síť, která neobsahuje příliš deformované elementy.

Název části	Počet buněk	Typ buněk	Ortogonalita – minimální
Trubky	cca 1 525 000	hexa	0,996
Chlazené médium	cca 6 234 000	hexa	0,838

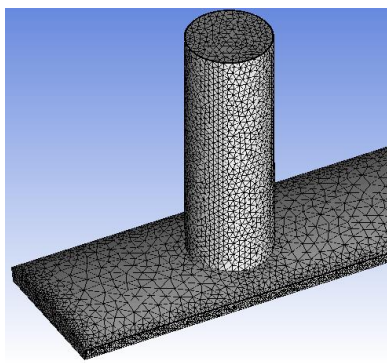
Tab. 4.3 – Charakteristika sítí trubek a chlazeného média

4.3.1 Síť pro chladiivo – výměník bez přepážek

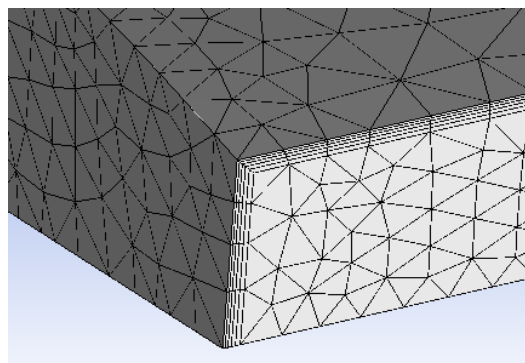
Síť chladiiva u výměníku bez přepážek se skládá ze dvou částí, pracovně nazvaných „Voda BTop“ a „Voda BBot“.

Voda BTop

Horní část, pracovně pojmenovaná „Voda BTop“, obsahující vstupní a výstupní kanál, je vyplněna zejména čtyřstěny. Část této sítě je zobrazena na Obr. 4.7. Použití čtyřstěnnů je méně výhodné pro výpočet, avšak lépe se jimi vyplňují komplikovanější tvary. U ploch představujících stěnu chladiiva se nachází pět prismatických vrstev, které podchycují proudění v mezní vrstvě. Velikosti elementů na jednotlivých plochách byly nastaveny dle Tab. 4.4. Z této tabulky je patrné, které tři plochy představují stěnu chladiiva. U těchto ploch bylo nutné definovat výšku první vrstvy, faktor růstu buněk v jednotlivých vrstvách a počet těchto vrstev. Detail těchto prismatických vrstev je zobrazen na Obr. 4.8.



Obr. 4.7 – Síť části „Voda BTop“



Obr. 4.8 – Detail prismatických vrstev

Plocha	maximální velikost [m]	výška první vrstvy [m]	faktor růstu [-]	počet vrstev [-]
face_let_1	0,005			
face_let_2	0,005			
face_let_wall	0,005	0,0001	1,2	5
face_wt_base	0,003	0,0001	1,2	5
face_wt_wall	0,010	0,0001	1,2	5
interface_wt_1	0,008			
interface_wt_2	0,003			

Tab. 4.4 – Nastavení sítě – „Voda BTop“

Voda BBot

Spodní část chladiva, pracovně nazvaná „Voda BBot“, byla vytvořena tažením sítě, vytvořené na čele tohoto dílu, po křivce s definovaným růstem buněk. Síť na čele je tvořena čtyřstěny, viz Obr. 4.9. Její vytvoření bylo provedeno automaticky z vytvořené sítě křivek ohraničujících plochu čela, viz Tab. 4.5. Na tomto čele jsou patrné mezní vrstvy vytvořené podél všech křivek ohraničujících plochu, detail těchto vrstev je zobrazen na Obr. 4.10. Nastavení sítě křivek ohraničujících plochu je následující:

maximální délka elementu na křivce	0,002	[m]
výška prvního vrstvy (v mezní vrstvě)	0,0001	[m]
poměr růstu v mezní vrstvě	1,2	[-]
počet vrstev v mezní vrstvě	5	[-]

Tab. 4.5 – Nastavení 2D sítě – chladivo

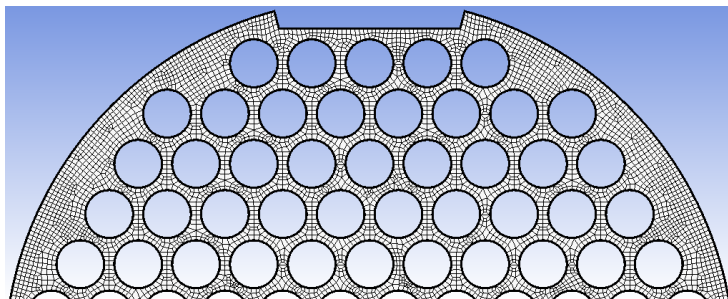
Dalším krokem je nastavení sítě u tažené křivky, podél které je provedeno tažení vytvořené 2D sítě. Tato síť na tažené křivce je dělena 150 body. Nastavení růstu buněk po křivce, tzv. „Bunching law“ je zobrazeno v Tab. 4.6:

Bunching law	Biexponential	typ růstu buněk po křivce
Spacing 1, 2	0,001	[m] délka prvního elementu na křivce
Ratio 1, 2	1,2	[-] poměr růstu buněk po křivce

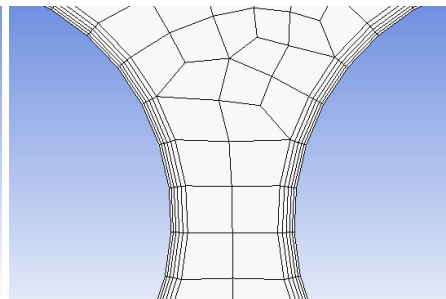
Tab. 4.6 – Nastavení "Bunching Law"

Efekt tažení sítě po této křivce s použitím funkce „Bunching law“ je patrný na Obr. 4.11, kde jsou elementy v blízkosti čela velmi malé a po délce této části postupně exponenciálně rostou.

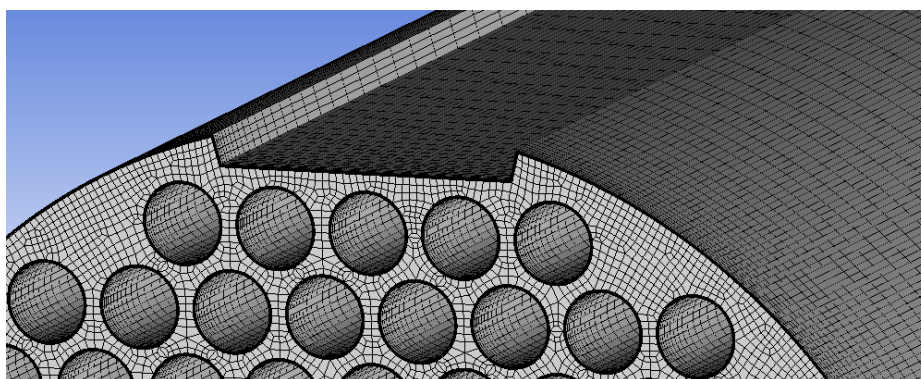
Výběrem možnosti „Biexponencial“ u „Bunching law“ je zajištěn souměrný exponenciální růst buněk z obou konců křivky. Použitím tohoto nastavení byla podchycena mezní vrstva u čel výměníku. Ve střední části výměníku, kde se směr proudění příliš nemění, jsou elementy větší, čímž se ušetří výpočetní výkon.



Obr. 4.9 – část 2D sítě (Voda BBot)



Obr. 4.10 – detail mezních vrstev u 2D sítě (Voda BBot)



Obr. 4.11 – část tažené sítě (Voda BBot)

V Tab. 4.7 jsou popsány základní charakteristiky sítě chladiva pro výměník bez přepážek. Hodnota minimální ortogonální kvality u části „Voda BBot“ je vyšší než 0,5, což značí velmi dobrou kvalitu sítě. V případě části „Voda BTop“ je hodnota minimální ortogonální kvality vyšší než 0,3, což je pro výpočet stále ještě dobrá kvalita. Navíc takto nízká hodnota kvality se týká jen malého počtu buněk, které na správnost výsledků nebudou mít příliš velký vliv.

Název části	Počet buněk	Typ buněk	Ortogonalita – minimální
Voda BTop	cca 695 000	tetra, penta	0,336
Voda BBot	cca 5 013 000	hexa	0,540

Tab. 4.7 – Charakteristika sítě chladiva – výměník bez přepážek

4.3.2 Sít' pro chladivo – výměník s přepážkami

Sít' média v plášti výměníku s přepážkami se skládá ze 4 částí rozdělených na celkem 13 segmentů, viz Obr. 4.4. Jednotlivé části, obsahující větší počet segmentů, byly síťovány najednou. Část s pracovním názvem „Let“ byla vyplněna sítí tvořenou čtyřstěny a prismatickými buňkami, zbylé tři části byly vytvořeny tažením 2D sítě podél křivky. Tyto tři části byly tvořeny převážně šestistěny.

Let

Tato část obsahuje dva segmenty, a to vstupní a výstupní kanál pro chladivo. Stejně jako v případě výměníku bez přepážek byly objemy kanálů chladiva vyplněny čtyřstěny s prismatickými buňkami. Nastavení sítě pro část „Let“ je zobrazeno v Tab. 4.8.

Plocha	maximální velikost [m]	výška první vrstvy [m]	faktor růstu [-]	počet vrstev [-]
face_let_1	0,005			
face_let_2	0,005			
face_let_wall	0,005	0,0001	1,2	5
face_wt_base	0,003	0,0001	1,2	5
face_wt_wall	0,008	0,0001	1,2	5
interface_wt_1	0,008			
interface_wt_2	0,003			

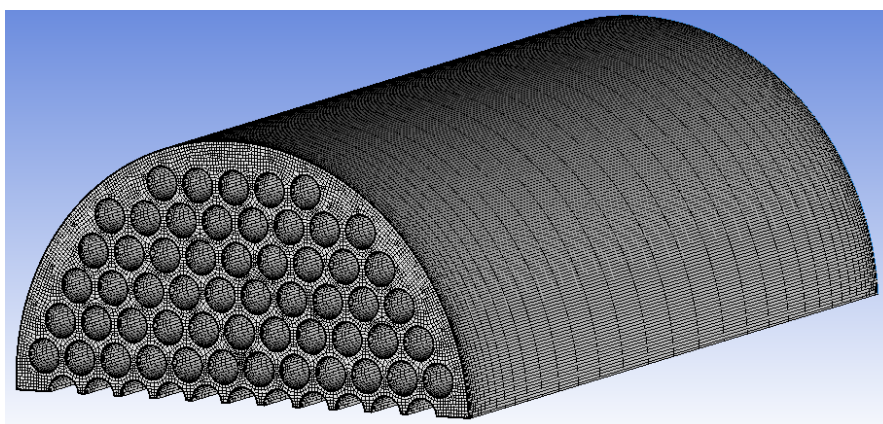
Tab. 4.8 – Nastavení sítě – „Let“

Voda Let

Část „Voda Let“ se skládá ze dvou totožných segmentů. Jejich síť byla vytvořena tažením 2D sítí na čelech těchto segmentů. Nastavení sítě na ploše čela bylo totožné s nastavením pro část „Voda BBot“ u výměníku bez přepážek, viz Tab. 4.5. Následná tažení byla provedena po křivkách dělených 31 body s použitím nastavení růstu buněk, dle Tab. 4.6.

Voda Top, Voda Bot

Tyto části se skládají z devíti stejných segmentů. Nastavení sítě na ploše čela bylo dle Tab. 4.5. Následným tažením po křivce dělené 41 body s použitím růstu buněk, dle Tab. 4.6, vznikl celý segment, který je po délce rozdělen na 40 elementů, viz Obr. 4.12. Jednotlivé segmenty nebylo nutné síťovat odděleně, neboť z 2D sítě na zadním čele vzniklé tažením byl tažen další segment. Tímto způsobem byla během relativně krátké chvíle vytvořena část „Voda Top“, a posléze část „Voda Bot“.



Obr. 4.12 – segment „Voda Top“ – výměník s přepážkami

V Tab. 4.9 jsou popsány základní charakteristiky sítě chladiva pro výměník s přepážkami. Ortogonální kvalita sítě je nepatrně vyšší než v případě sítě chladiva bez přepážek. Nejnižší kvalitu má část „Let“, avšak i tato kvalita je pro výpočet vhodná. Celkový počet buněk výpočtové sítě se proti výměníku bez přepážek zvýšil o 1,7 mil. buněk, což bude mít dopad na časovou náročnost výpočtu.

Název části	Počet buněk	Typ buněk	Ortogonalita – minimální
Let	cca 111 000 x 2	tetra, penta	0,340
Voda Let	cca 507 000 x 2	hexa, penta	0,579
Voda Top, Voda Bot	cca 686 000 x 9	hexa	0,587

Tab. 4.9 – Charakteristika sítě chladiva – výměník s přepážkami

5 SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU A VLASTNÍ PRŮBĚH VÝPOČTU

5.1 Sestavení výpočtového modelu

Sestavení výpočtových modelů z jednotlivých částí sítě, vytvořených v předcházející kapitole, proběhlo v preprocesoru CFX PRE. V této aplikaci se z jednotlivých částí výpočtové sítě vytváří ucelený výpočtový model, zahrnující charakteristiku použitých materiálů a okrajové podmínky. Nastavení jednotlivých výpočtových modelů se od sebe liší pouze v místech, kde dochází ke spojení jednotlivých částí sítě. Pro tato místa se v preprocesoru používá funkce „Domain Interface“. Pro oba modely byly nastaveny charakteristiky materiálů dle Tab. 5.1 a okrajové podmínky dle Tab. 5.2. V nastavení charakteristik materiálů byly použity předdefinované materiály z knihovny materiálů aplikace CFX PRE. Pouze v případě trubek byla přepsána tepelná vodivost na hodnotu 15 [W.m⁻¹.K⁻¹], neboť se jedná o korozivzdornou ocel.

VODA	knihovna materiálů	Water	výchozí nastavení
TRUBKY	knihovna materiálů	Steel	
	součinitel tepelné vodivosti	15	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
CO2	knihovna materiálů	CO2	Výchozí nastavení

Tab. 5.1 – Nastavení materiálů pro výpočet

VODA		Reference Pressure	0	[kPa]
		Heat Transfer Option	Total Energy	
		Turbulence Option	Shear Stress Transport	
	Inlet	Mass Flow Rate	5	[kg.s ⁻¹]
		Static Temperature	88	[°C]
		Turbulence Intensity	5	[%]
	Outlet	Relative Pressure	250	[kPa]
	Wall	Heat Transfer Option	Adiabatic	
	Initialization	Temperature	88	[°C]
TRUBKY	Wall	Heat Transfer Option	Adiabatic	
CO2		Reference Pressure	101,325	[kPa]
		Heat Transfer Option	Total Energy	
		Turbulence Option	Shear Stress Transport	
	Inlet	Mass Flow Rate	0,31	[kg.s ⁻¹]
		Static Temperature	520	[°C]
		Turbulence Intensity	5	[%]
	Outlet	Relative Pressure	102,325	[kPa]
	Wall	Heat Transfer Option	Adiabatic	

Tab. 5.2 – Nastavení okrajových podmínek

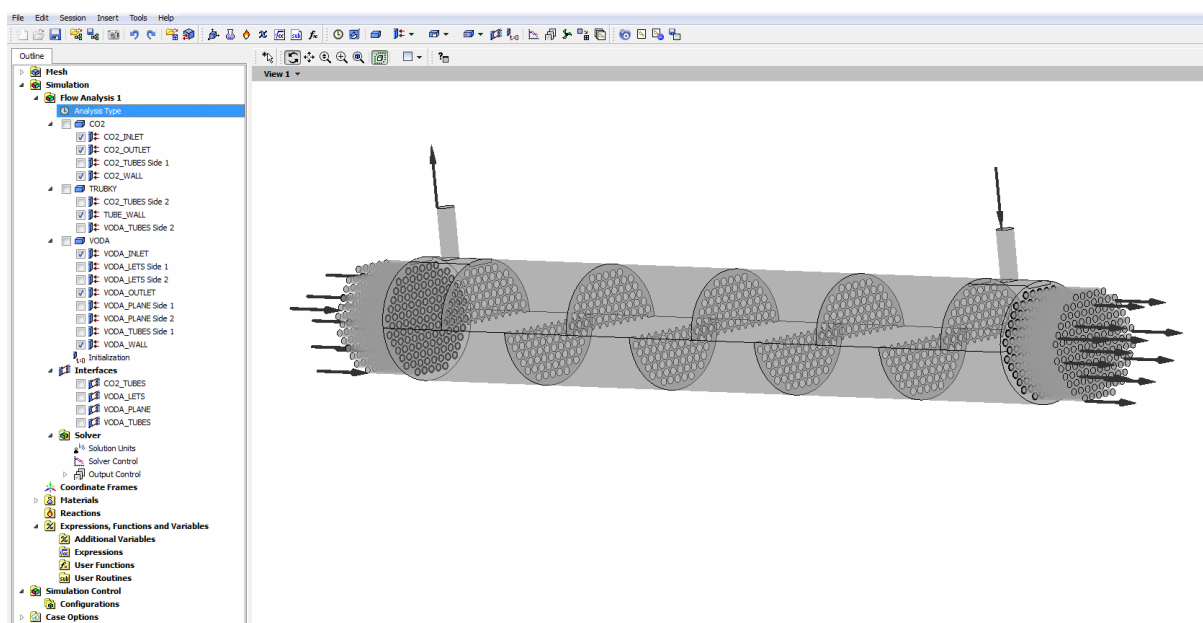
Elementy na okrajích jednotlivých částí sítě na sebe při skládání nenasazují. Při definování vazeb sítě, za použití funkce „Domain Interface“, byl proto použit typ vazby „GGI (General Grid Interface)“. Použitím těchto vazeb se usnadňuje práce při vytváření výpočetní sítě, neboť tvorba na sebe navazujících částí sítě by byla velmi komplikovaná a počet elementů by vzrostl. Sítě na rozhraní „TRUBKY-CO2“ jsou sice tvořeny totožnými elementy, takže by

teoreticky bylo možné použití vazby typu „1:1“, avšak při spojování oblastí typu „fluid-solid“ (tekutina-pevná látka) je nutné použít pouze vazbu typu „GGI“. Definováním síťových vazeb mezi jednotlivými částmi modelu se automaticky vytvářejí okrajové podmínky typu „Interface“ na plochách, které se spojují. Nastavení parametrů při spojování sítí je znázorněno v Tab. 5.3.

VODA	Interface Type	Fluid Fluid
	Mass and Momentum Option	Conservative Interface Flux
	Mesh Connection Option	GGI
VODA-TRUBKY	Interface Type	Fluid Solid
	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux
	Mesh Connection Option	GGI
TRUBKY-CO2	Interface Type	Fluid Solid
	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux
	Mesh Connection Option	GGI

Tab. 5.3 – Nastavení vazeb mezi spojovanými sítěmi

Na Obr. 5.1 je společně s výpočtovým modelem výměníku s přepážkami zobrazeno uživatelské rozhraní preprocesoru CFX PRE. Před spuštěním výpočtu bylo nutné v sekci „Output Control“ nastavit zaznamenávání teplot spalin a vody na výstupu z výměníku při výpočtu, neboť podle těchto hodnot byla posuzována korektnost získaných výsledků.



Obr. 5.1 – Sestavený výpočtový model v aplikaci CFX PRE – výměník s přepážkami

5.2 Průběh výpočtu

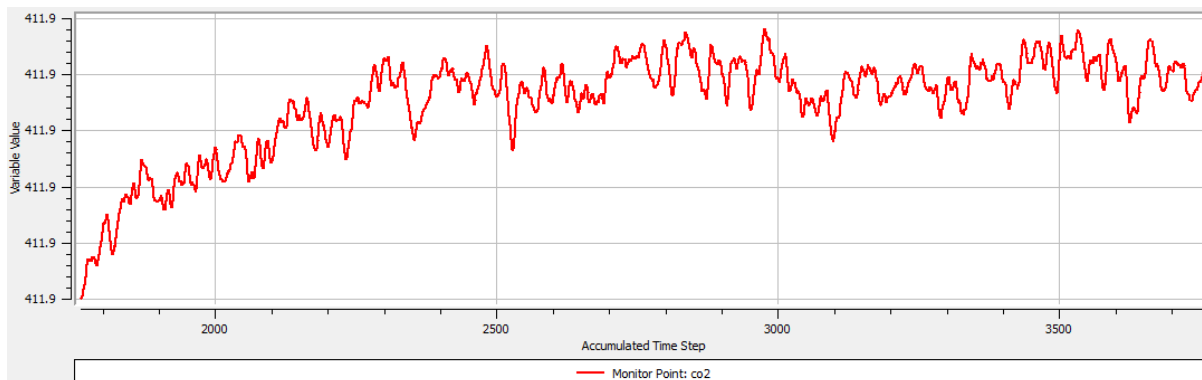
Vlastní výpočet proběhl na pracovní stanici, která měla tyto parametry:

- Processor Intel Core i7 3,4 GHz
- Paměť 32 GB DDR3 (4x 8 GB)
- Disk SSD 60 GB + SATA 500 GB

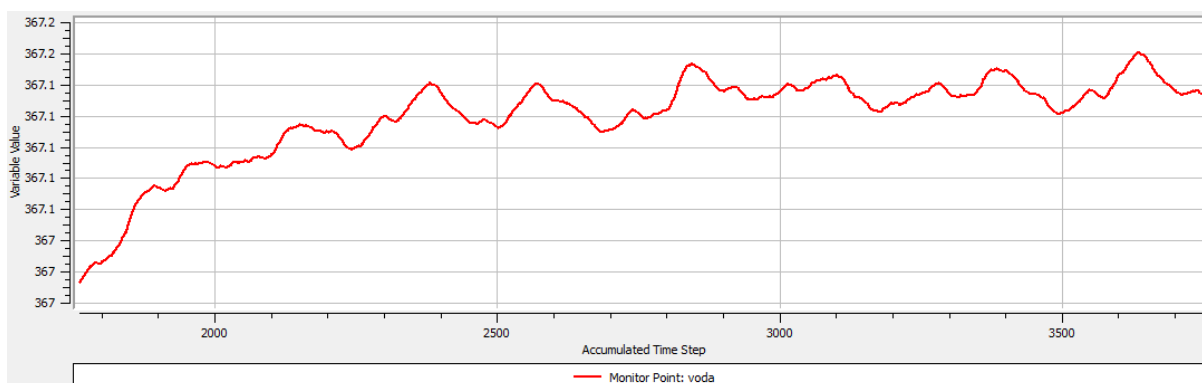
U komplikovaných výpočtů se kvalita dosažených výsledků nehodnotí pouze dle residuí, nýbrž se sledují určité veličiny, jako tlak, rychlost nebo teplota v určitých místech výpočtového modelu. Jak již bylo zmíněno v předcházející podkapitole, u výpočtu tepelného výměníku byly sledovány teploty obou médií na výstupech z výměníku.

5.2.1 Průběh výpočtu – výměník bez přepážek

Při výpočtu numerické simulace proudění se teploty spalin a vody ustálily po přibližně 3000 iteracích. Pro jistotu byl výpočet prodloužen o dalších zhruba 800 iterací, během kterých bylo potvrzeno ustálení těchto teplot. Na Obr. 5.2 je patrné, že teplota spalin na výstupu z výměníku neustále kolísala. Maximální výchylky této křivky však byly v řádech setin stupně Celsia, lze tedy tuto teplotu považovat za ustálenou. Teplota vody opouštějící výměník během výpočtu kolísala mnohem výrazněji, viz Obr. 5.3. Kolísání této křivky je způsobeno absencí přepážek, neboť proudění výměníkem bez přepážek je z větší části nahodilé. Vzhledem k velikosti výpočetní sítě, která obsahovala přibližně 13 500 000 elementů, probíhal tento výpočet přibližně 903 CPU hodin, což je za použití procesoru se čtyřmi jádry přibližně 9 dní nepřetržitého výpočtu.



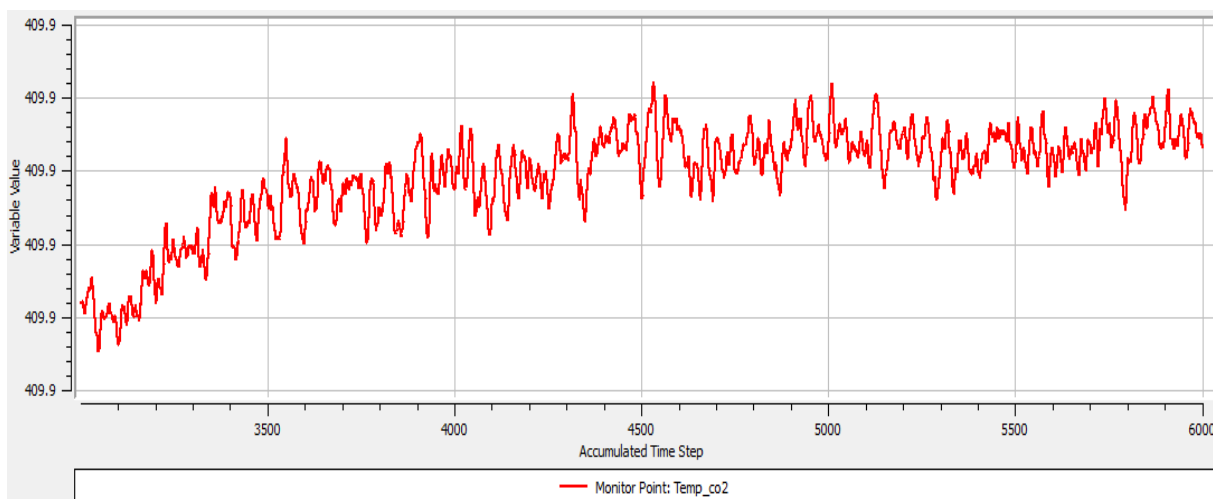
Obr. 5.2 – Vývoj teploty spalin na výstupu z výměníku bez přepážek (v kelvinech)



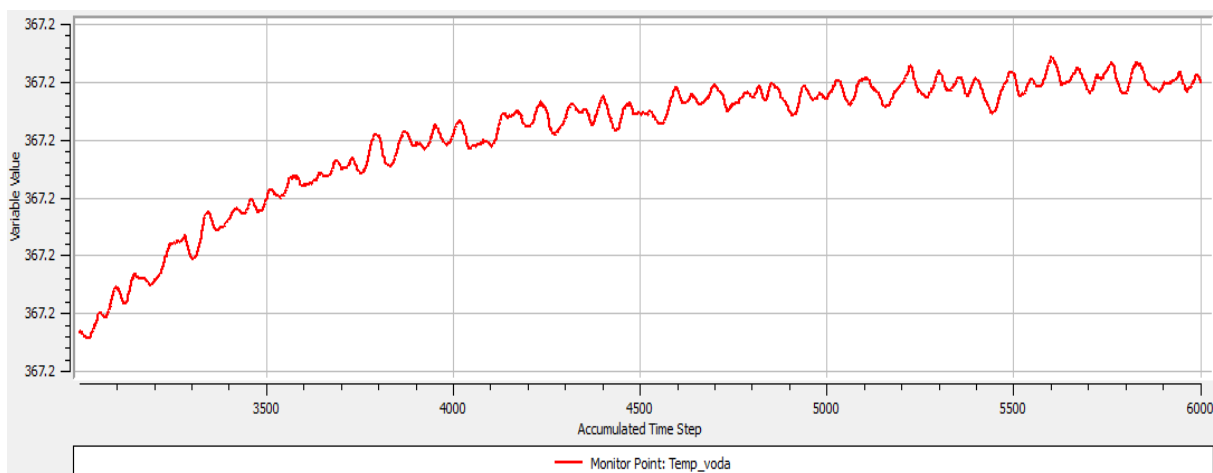
Obr. 5.3 – Vývoj teploty vody na výstupu z výměníku bez přepážek (v kelvinech)

5.2.2 Průběh výpočtu – výměník s přepážkami

Výpočet tepelného výměníku s přepážkami byl časově náročnější než v případě výměníku bez přepážek. Teploty spalin a vody se ustálily po přibližně 5500 iteracích. Dalšími 500 iteracemi bylo potvrzeno, že teploty médií oscilují okolo konstantních hodnot, takže získané výsledky se jeví jako korektní. Porovnáním Obr. 5.3 s Obr. 5.5 je patrné, že použitím přepážek je teplota vody na výstupu mnohem vyrovnanější. Stejně jako u výměníku bez přepážek byly maximální výchylky křivek v řádech setin stupně Celsia. Vzhledem k velikosti výpočetní sítě, která obsahovala přibližně 15 200 000 elementů, probíhal tento výpočet přibližně 1617 CPU hodin, což je za použití procesoru se čtyřmi jádry přibližně 17 dní nepřetržitého výpočtu. Vývoj teploty spalin, resp. vody, je zobrazen na Obr. 5.4, resp. Obr. 5.5.



Obr. 5.4 – Vývoj teploty spalin na výstupu z výměníku s přepážkami (v kelvinech)



Obr. 5.5 – Vývoj teploty vody na výstupu z výměníku s přepážkami (v kelvinech)

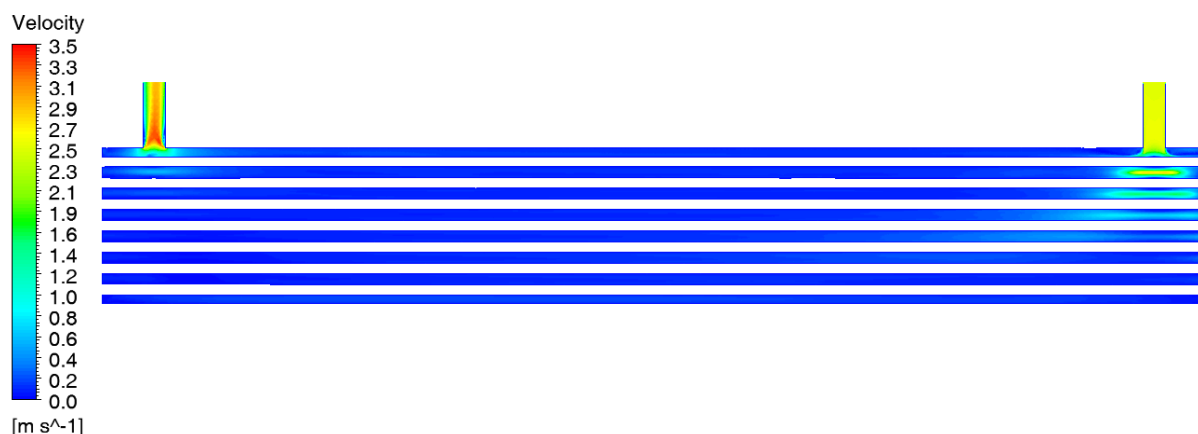
6 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Závěrečnou fází každého numerického výpočtu proudění je vyhodnocení výsledků získaných předcházejícím výpočtem. Vyhodnocování se zaměřuje na oblasti, které jsou požadovány zadavatelem úlohy. V případě této úlohy je vyhodnocení zaměřeno na proudění chladiva v tepelném výměníku a parametry ochlazovaného média na výstupu z výměníku.

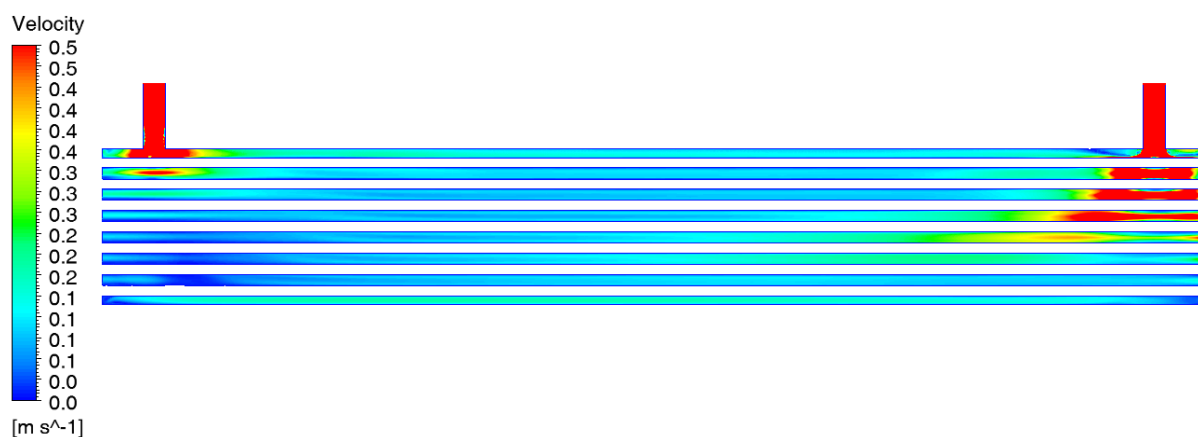
Vyhodnocení výsledků numerické simulace tepelných výměníků bylo provedeno v aplikaci CFD Post 14.5.

6.1 Chladivo – výměník bez přepážek

Obr. 6.1 a Obr. 6.2 znázorňují rychlostní pole chladiva. Na zobrazeném řezu chladivem ve výměníku je vstupní kanál chladiva vpravo a výstupní vlevo. Rozsah rychlostí použitý na Obr. 6.1 není vhodný pro vykreslení rychlostí uvnitř pláště výměníku, kde proudění dosahuje velmi malých rychlostí. Z tohoto důvodu je na Obr. 6.2 znázorněno rychlostní pole pro nižší rychlosti proudění. Z tohoto obrázku je patrné, že u výměníku bez přepážek nelze jednoznačně určit hlavní proud chladiva. Chladivo ve střední části výměníku proudí převážně rovnoměrně, rychlostí do $0,2 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$.

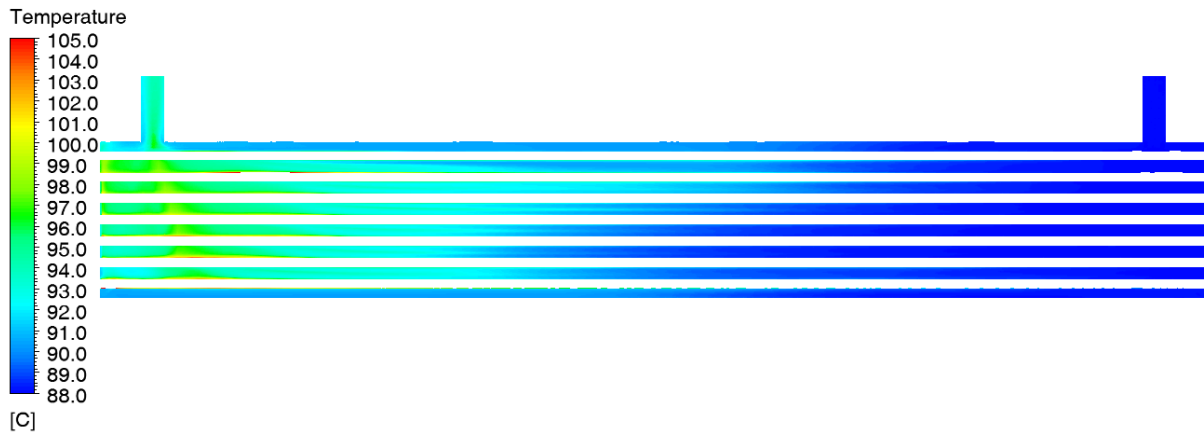


Obr. 6.1 – Rychlost proudění chladiva v řezu středem výměníku (bez přepážek)



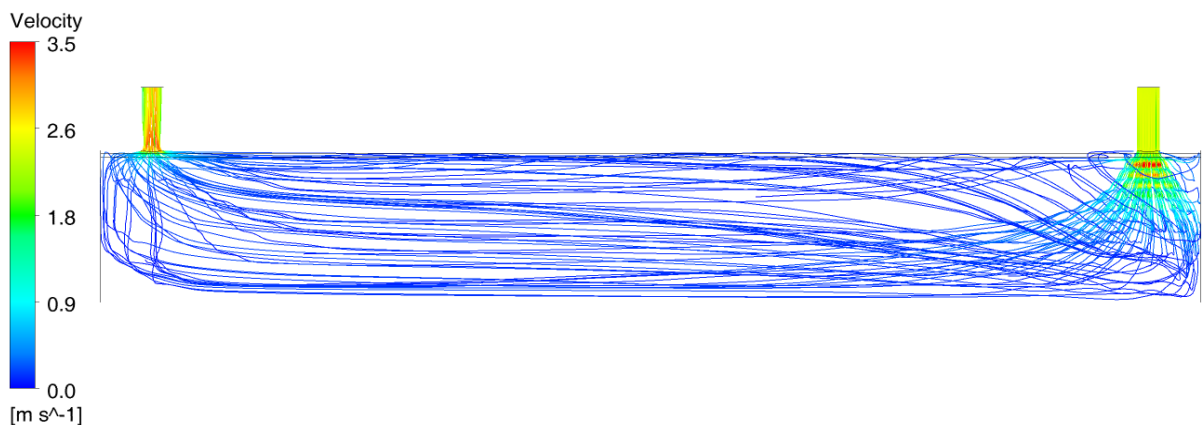
Obr. 6.2 – Rychlost proudění chladiva v řezu středem výměníku (bez přepážek) – rozsah rychlostí $0 - 0,5 \text{ ms}^{-1}$

Na Obr. 6.3 je znázorněno teplotní pole chladiva. V levé části chladiva, pod výstupním kanálem, je viditelná oblast o teplotě až 100 [°C]. Toto lokální zvýšení teploty je způsobené tím, že v této oblasti je proudění velmi pomalé, viz Obr. 6.2. Chladivo se zde zdržuje déle a ohřívá se na vyšší teploty.

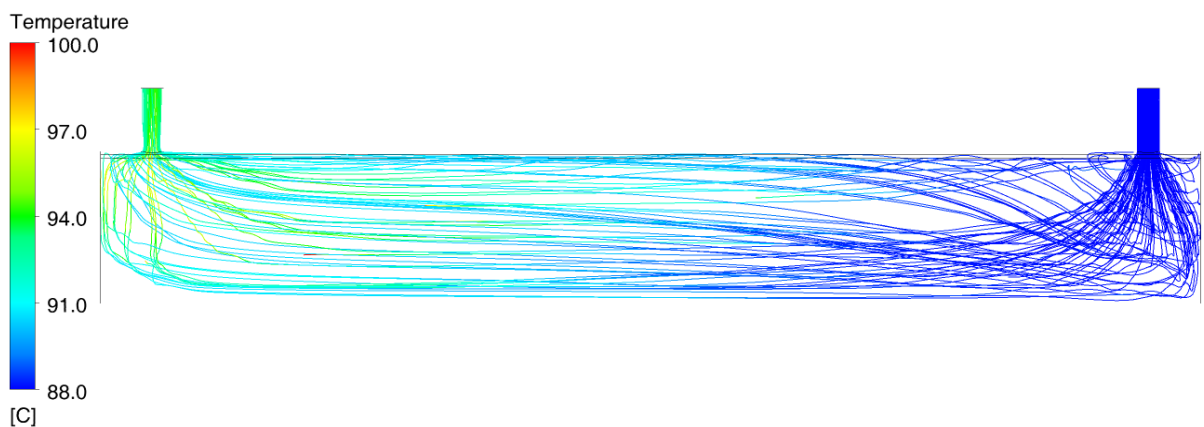


Obr. 6.3 – Teplota chladiva v řezu středem výměníku (bez přepážek)

Na Obr. 6.4 a Obr. 6.5 znázorňujících proudnice chladiva, zbarvené dle rychlosti a teploty je patrné, že ve výměníku bez přepážek převládá axiální proudění. Křížové proudění se u tohoto výměníku nachází pouze v blízkosti vstupního a výstupního kanálu.



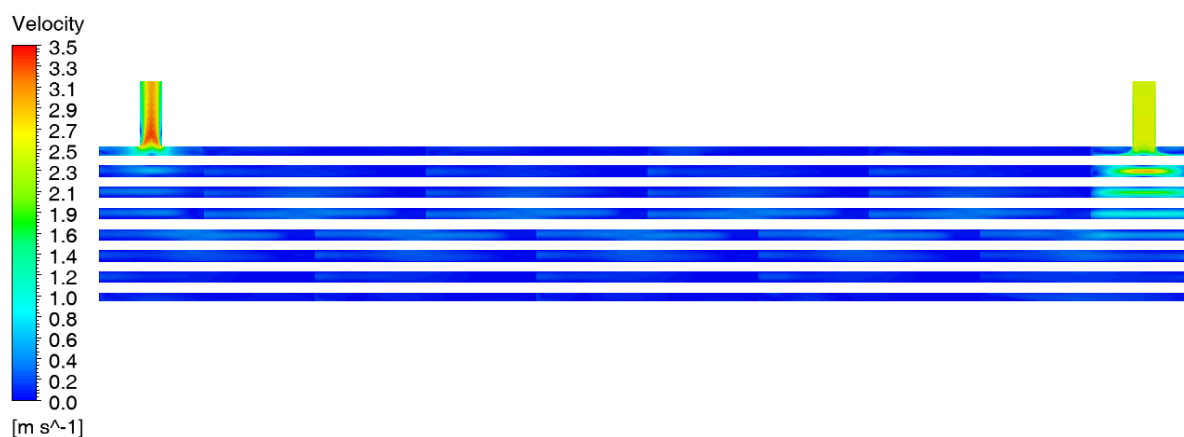
Obr. 6.4 – Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti (bez přepážek)



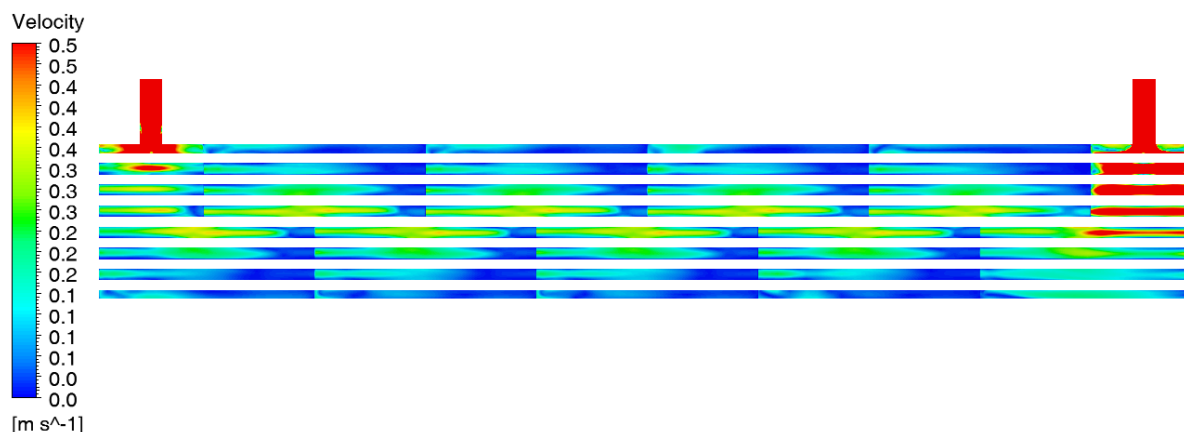
Obr. 6.5 – Proudnice chladiva zbarvené dle teploty (bez přepážek)

6.2 Chladivo – výměník s přepážkami

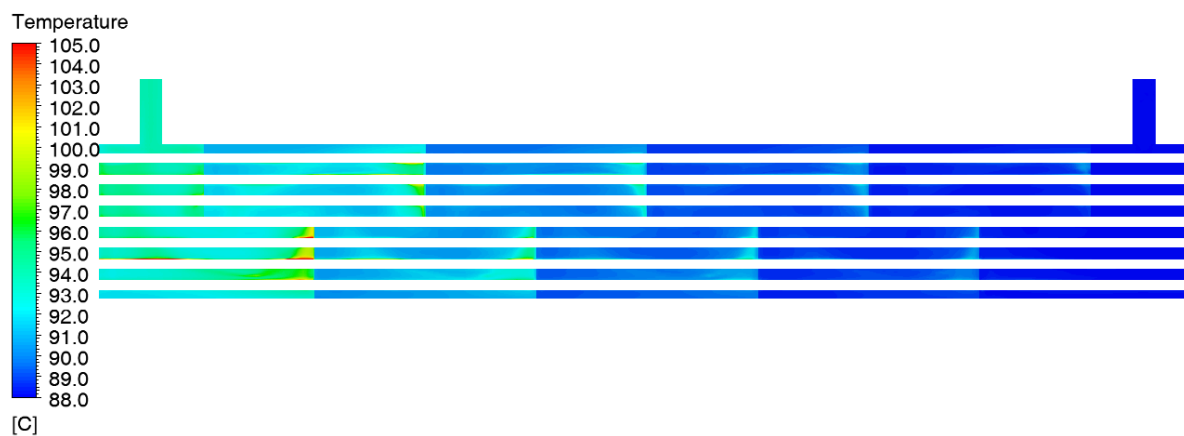
Na Obr. 6.6 je znázorněno rychlostní pole ve výměníku tepla s přepážkami. Stejně jako v předcházejícím případě je levý kanál výstupní a pravý kanál vstupní. Oproti výměníku bez přepážek je zde viditelný hlavní proud chladiva, který proudí rychlostí přibližně $0,4 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$. Na Obr. 6.7 je znázorněno rychlostní pole pro nižší rychlosti proudění. Na tomto obrázku jsou viditelné cirkulační zóny, ve kterých proudění dosahuje velmi malých rychlostí, cirkuluje zde a chladivo se ohřívá na vyšší teploty než jsou teploty v hlavním proudu, viz Obr. 6.8.



Obr. 6.6 – Rychlost proudění chladiva v řezu středem výměníku (s přepážkami)

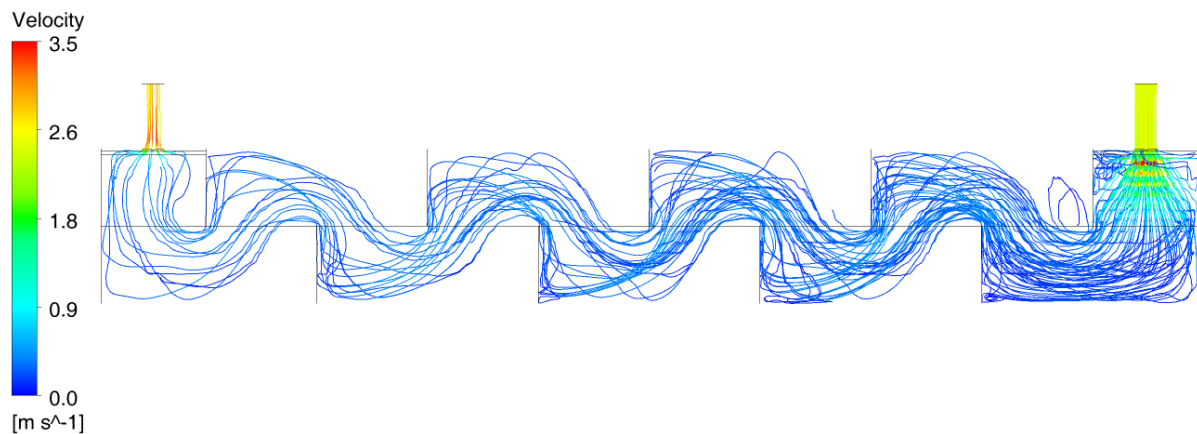


Obr. 6.7 – Rychlost proudění chladiva v řezu středem výměníku (s přepážkami) – rozsah rychlostí $0 - 0,5 \text{ ms}^{-1}$

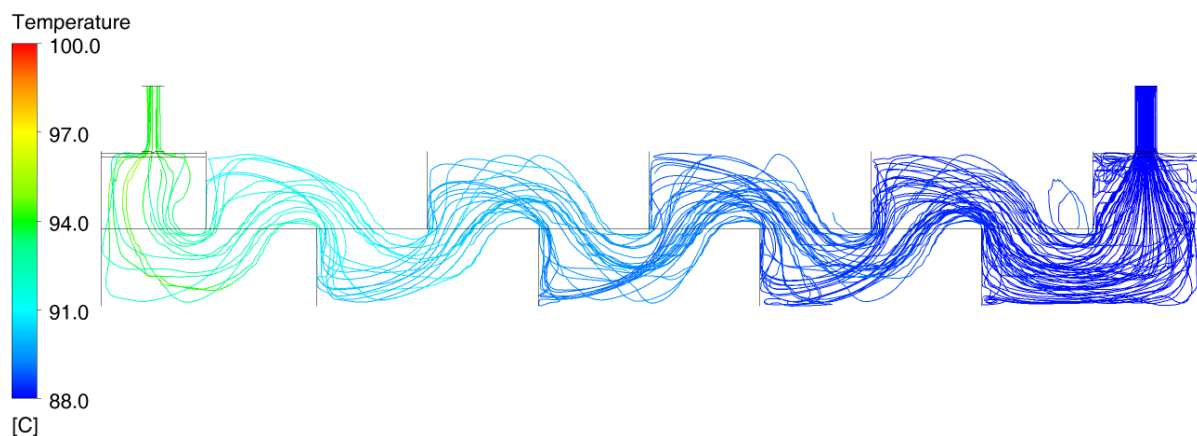


Obr. 6.8 – Teplota chladiva v řezu středem výměníku (s přepážkami)

Nedostatky při proudění okolo přepážek jsou viditelné také na Obr. 6.9 a Obr. 6.10, zobrazujících proudnice chladiva. Vlivem velkých vzdáleností mezi přepážkami a nedostatečnou výškou překážek vytvářejí proudnice za přepážkami volná místa, kde vznikají cirkulační zóny. Při proudění navíc převládá axiální proudění, které je méně efektivní než křížové.



Obr. 6.9 – Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti (s přepážkami)

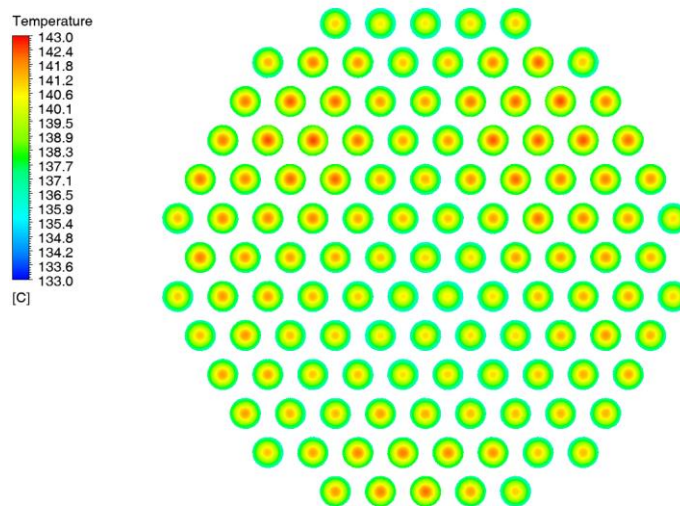


Obr. 6.10 – Proudnice chladiva zbarvené dle teploty (s přepážkami)

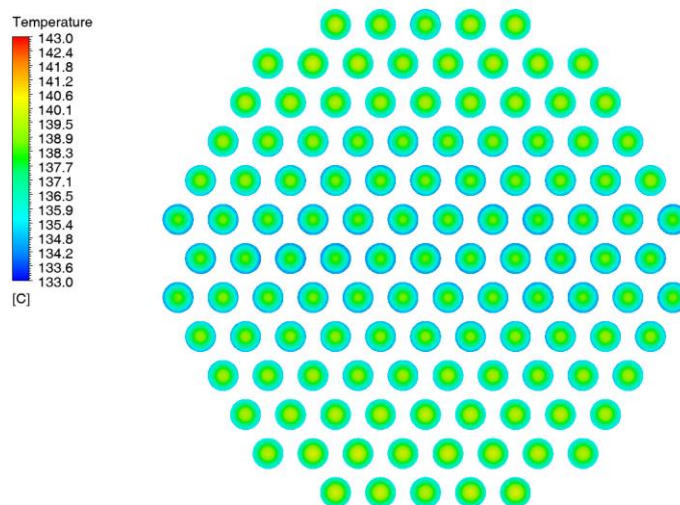
Při návrhu tepelných výměníků by se měla geometrie a rozložení přepážek volit tak, aby se tvorbě cirkulačních zón co nejvíce předcházelo. Hlavním úkolem segmentových přepážek je usměrnění proudu kolmo na směr proudění média v trubkách, neboť při křížovém proudění je prostup tepla efektivnější než při proudění protiproudém. Jak je z Obr. 6.7 patrné, křížové proudění není u tohoto výměníku tak výrazné, stále převládá proudění protiproudé. Vyšší účinnosti tepelného výměníku by tedy mělo být dosaženo zvýšením přepážek. Společně se zmenšením vzdálenosti mezi jednotlivými přepážkami by došlo k eliminaci cirkulačních zón. Důsledkem těchto změn by však bylo zvýšení tlakové ztráty chladiva v tepelném výměníku.

6.3 Spaliny

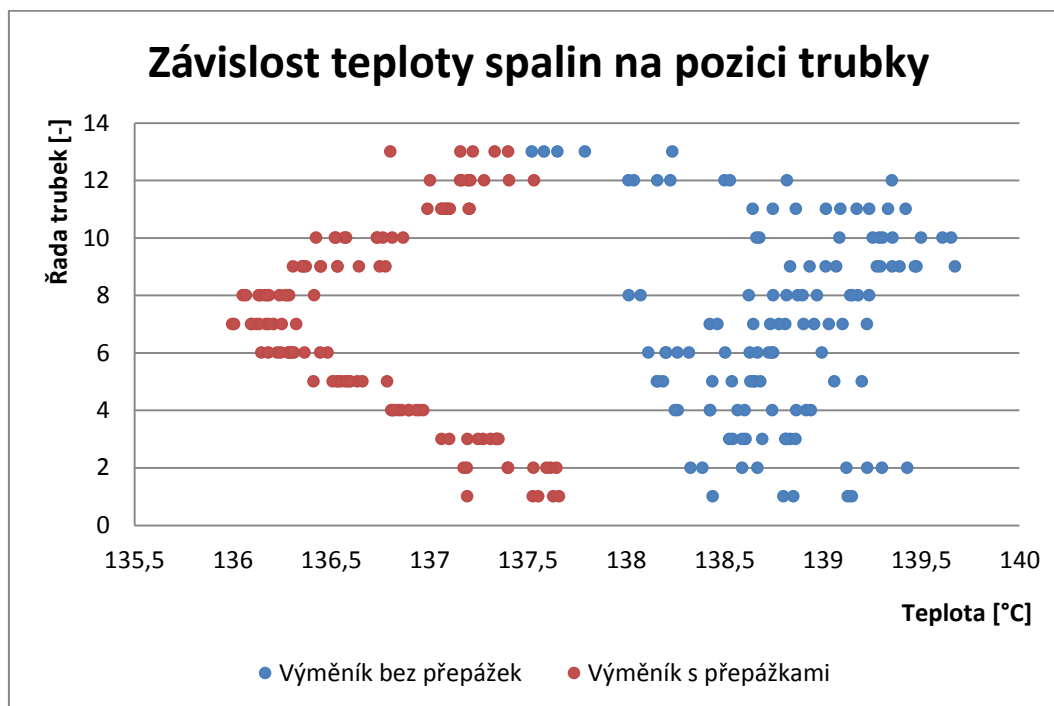
Hlavním úkolem simulovaného výměníku tepla je ochlazování spalin na co nejnižší teplotu. Na Obr. 6.11 a Obr. 6.12 je zobrazeno rozložení teplot spalin na výstupech z jednotlivých trubek. Z těchto obrázků je patrné, že plyn vystupující z trubek u výměníku s přepážkami je chladnější než u výměníku bez přepážek. Tento jev dokazuje i Graf č. 6.1, který vyjadřuje závislost teploty spalin na pozici trubky, ve které tyto spaliny proudí. Na vertikální ose tohoto grafu jsou vyneseny vertikální pozice trubek, kde první řada jsou trubky umístěné nejnižší a naopak třináctá řada jsou trubky umístěné nejvýše. Z tohoto grafu je patrné, že při použití segmentových přepážek jsou výstupní teploty spalin v jednotlivých řadách trubek vyrovnanější než u výměníku bez přepážek. Tento jev je způsoben organizovaným prouděním chladiva. Z grafu je taktéž patrné, že nejnižší teploty spalin jsou u trubek v sedmé řadě, kde důsledkem použití segmentových přepážek převládá šikmé až křížové proudění. Při křížovém proudění je prostup tepla nejefektivnější.



Obr. 6.11 – Teplota spalin na výstupu z trubek ve výměníku (bez přepážek)



Obr. 6.12 – Teplota spalin na výstupu z trubek ve výměníku (s přepážkami)



Graf č. 6.1 – Závislost teploty spalin na pozici trubky

Výsledné hodnoty důležitých zkoumaných veličin získaných simulací proudění v těchto výměnících jsou uvedeny v Tab. 6.1. Z těchto výsledků je patrné, že instalováním segmentových přepážek do výměníku se snížila teplota spalin na výstupu o více než 2 [°C]. Negativní vliv měly tyto přepážky na tlakovou ztrátu, která se zvýšila přibližně o 1,1 [kPa].

	Výměník bez přepážek	Výměník s přepážkami
Teplota vody na výstupu	93,57 [°C]	94,07 [°C]
Teplota spalin na výstupu	138,95 [°C]	136,77 [°C]
Tlaková ztráta u vody	5454,95 [Pa]	6562,19 [Pa]
Tlaková ztráta u spalin	82,45 [Pa]	80,59 [Pa]

Tab. 6.1 – Výsledné hodnoty zkoumaných veličin

7 ZÁVĚR

V této práci byla provedena numerická simulace 3D proudění ve zjednodušeném plášťovém tepelném výměníku. Tento problém byl řešen komplexně, od úpravy geometrie pro potřeby CFD výpočtů, přes tvorbu sítí, sestavení výpočtového modelu a nastavení výpočtu, až po vlastní vyhodnocení výsledků. Výstupem této práce jsou teploty spalin na výstupu z tepelného výměníku.

Při tvorbě výpočetní sítě bylo nutné zvolit vhodný kompromis mezi kvalitou sítě a počtem buněk, aby byly získané výsledky korektní a zároveň aby výpočet probíhal přijatelnou dobu. Při volbě příliš jemné sítě docházelo k situaci,

Ze získaných výsledků bylo potvrzeno, že instalace segmentových přepážek má pozitivní vliv na přenos tepla, neboť teplota spalin na výstupu z výměníku s přepážkami je o 2 [°C] nižší, než z výměníku bez přepážek. Numerickou simulací bylo zjištěno, že zvolené rozmístění a geometrie přepážek nebylo optimální, neboť v chladivu vznikají velké cirkulační zóny.

Dalším možným pokračováním na této práci by mohla být optimalizace rozmístění a geometrie přepážek, tak aby byly eliminovány cirkulační zóny za přepážkami. Touto optimalizací by měly být teploty spalin na výstupu z výměníku ještě více ochlazeny.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] LINHART J., *Mechanika tekutin I*, 1. vyd. ZČU v Plzni, 2009, ISBN 978-80-7043-766-7
- [2] JEŽEK J., VÁRADIOVÁ B., ADAMEC J., *Mechanika tekutin*, ČVUT v Praze, 2000, ISBN 80-01-01615-3
- [3] ANSYS *CFX-Solver Theory Guide*, Release 14.5, November 2012
- [4] DRÁBKOVÁ S., *Mechanika tekutin*, 1. vyd. VŠB–TUO v Ostravě, 2007, ISBN 978-80-248-1508-4
- [5] BALÁŠ M., *Kotle a výměníky tepla*, 1. vyd. Cerm v Brně, 2009, ISBN 978-80-214-3955-9
- [6] THULUKKANAM K., *Heat Exchanger Design Handbook (eBook)*, 2. vyd. CRC Press ISBN 978-1-4398-4213-3
- [7] SHAH R. K., SEKULIĆ D. P., *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons v New Jersey, 2003, ISBN 0-471-32171-0
- [8] ŠESTÁK J., ŽITNÝ R., *Tepelné pochody II*, 1. vyd. ČVUT v Praze, 2000, ISBN 80-01-01630-7
- [9] online 15.4.2015 <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [10] online 1.6.2015 <http://3.imimg.com/data3/JM/YK/MY-2723250/regenerative-heat-exchanger-apparatus-500x500.gif>
- [11] online 2.5.2015 http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/c/cd/Straight-tube_heat_exchanger_1-pass.PNG
- [12] online 28.5.2015
http://www.g-mar.cz/data/soubory/_kulda_/letovane_vymeniky/zaklad/index_let1.jpg
- [13] online 11.6.2015 http://static-content.springer.com/image/chp%3A10.1007%2F978-3-540-77877-6_6/MediaObjects/978-3-540-77877-6_6_Fig6_HTML.jpg

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 – Laminární, střídavé a turbulentní proudění [1]	11
Obr. 2.2 – Závislost rychlosti na čase při turbulentním proudění [1]	13
Obr. 2.3 – a) Schématické zobrazení mezní vrstvy b) Smíšená mezní vrstva na desce [4]	17
Obr. 3.1 – Rekuperační výměník [9]	19
Obr. 3.2 – Statický regenerační výměník (absorbér) [10]	20
Obr. 3.3 – Rotační regenerační výměník [9]	20
Obr. 3.4 – Směšovací výměník [9]	20
Obr. 3.5 – Proudění ve výměnících: a) souproudé, b) protiproudé, c) křížový proud, d) šikmý proud, e) f) g) vícenásobné a kombinované proudění [9]	22
Obr. 3.6 – Plášťový výměník (1-čela, 2-trubkovnice, 3-přepážky, 4-trubky, 5-plášť) [11]	24
Obr. 3.7 – Uspořádání trubek: a) vlásenkové, b) šroubovicové [7]	24
Obr. 3.8 – Základní typy plášťů výměníků: a) jednorůchodový, b) dvouřůchodový s podélnou přepážkou, c) plášť s děleným prouděním [7]	25
Obr. 3.9 – Základní typy čel: a) přední čelo s oddělitelným krytem, b) přední čelo s oddělitelným krytem a integrovanou trubkovnicí, c) zadní čelo s oddělitelným krytem, d) zadní čelo s neoddělitelným krytem [7]	25
Obr. 3.10 – Typy příčných přepážek: a) jedno-segmentové, b) dvou-segmentové, c) troj-segmentové, d) typ "no tubes in window", e) typ "disk and doughnut" [7]	26
Obr. 3.11 – Tyčové přepážky (vlevo), šroubovicové přepážky (vpravo) [7]	27
Obr. 3.12 – Dvoutrubkový výměník [12]	27
Obr. 3.13 – Deskový výměník [13]	28
Obr. 3.14 – Průběhy teplot v a) souproudém a b) protiproudém výměníku [9]	30
Obr. 4.1 – Geometrický model získaný invertováním objemů	32
Obr. 4.2 – Upravená výchozí geometrie	33
Obr. 4.3 – Detail aplikovaného řezu chladičem	33
Obr. 4.4 – Upravená geometrie chladiča (výměník s přepážkami)	34
Obr. 4.5 – 2D síť trubek	37
Obr. 4.6 – 2D síť chlazeného média	35
Obr. 4.7 – Síť části „Voda BTop“	38
Obr. 4.8 – Detail prismatických vrstev	36
Obr. 4.9 – část 2D sítě (Voda BBot)	39
Obr. 4.10 – detail mezních vrstev u 2D sítě (Voda BBot)	37
Obr. 4.11 – část tažené sítě (Voda BBot)	37
Obr. 4.12 – segment „Voda Top“ – výměník s přepážkami	38
Obr. 5.1 – Sestavený výpočtový model v aplikaci CFX Pre – výměník s přepážkami	41
Obr. 5.2 – Vývoj teploty spalin na výstupu z výměníku bez přepážek (v kelvinech)	42
Obr. 5.3 – Vývoj teploty vody na výstupu z výměníku bez přepážek (v kelvinech)	42
Obr. 5.4 – Vývoj teploty spalin na výstupu z výměníku s přepážkami (v kelvinech)	43
Obr. 5.5 – Vývoj teploty vody na výstupu z výměníku s přepážkami (v kelvinech)	43
Obr. 6.1 – Rychlost proudění chladiča v řezu středem výměníku (bez přepážek)	44
Obr. 6.2 – Rychlost proudění chladiča v řezu středem výměníku (bez přepážek) – rozsah rychlostí 0 – 0,5 ms ⁻¹	44

Obr. 6.3 – Teplota chladiva v řezu středem výměníku (bez přepážek).....	45
Obr. 6.4 – Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti (bez přepážek).....	45
Obr. 6.5 – Proudnice chladiva zbarvené dle teploty (bez přepážek).....	45
Obr. 6.6 – Rychlost proudění chladiva v řezu středem výměníku (s přepážkami)	46
Obr. 6.7 – Rychlost proudění chladiva v řezu středem výměníku (s přepážkami) – rozsah rychlostí 0 – 0,5 ms ⁻¹	46
Obr. 6.8 – Teplota chladiva v řezu středem výměníku (s přepážkami)	46
Obr. 6.9 – Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti (s přepážkami).....	47
Obr. 6.10 – Proudnice chladiva zbarvené dle teploty (s přepážkami).....	47
Obr. 6.11 – Teplota spalin na výstupu z trubek ve výměníku (bez přepážek).....	48
Obr. 6.12 – Teplota spalin na výstupu z trubek ve výměníku (s přepážkami).....	48

SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1 – Zadané okrajové podmínky.....	32
Tab. 4.2 – Nastavení 2D sítě – chlazené médium	35
Tab. 4.3 – Charakteristika sítě trubek a chlazeného média	35
Tab. 4.4 – Nastavení sítě – „Voda BTop“	36
Tab. 4.5 – Nastavení 2D sítě – chladivo	36
Tab. 4.6 – Nastavení "Bunching Law"	36
Tab. 4.7 – Charakteristika sítě chladiva – výměník bez přepážek	37
Tab. 4.8 – Nastavení sítě – „Let“	38
Tab. 4.9 – Charakteristika sítě chladiva – výměník s přepážkami	39
Tab. 5.1 – Nastavení materiálů pro výpočet.....	40
Tab. 5.2 – Nastavení okrajových podmínek.....	40
Tab. 5.3 – Nastavení vazeb mezi spojovanými sítěmi	41
Tab. 6.1 – Výsledné hodnoty zkoumaných veličin	49

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	BP-01	3D model zadaného tepelného výměníku
-----------	-------	--------------------------------------

Příloha 1:

BP – 01 3D model zadaného tepelného výměníku

