

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

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR THESIS

**SIMULACE PROUDĚNÍ VE VODNÍCH KOMORÁCH**

SIMULATION OF FLOW IN WATER CHAMBERS

**AUTOR PRÁCE:** MATĚJ JEŘÁBEK

AUTHOR

**VEDOUCÍ PRÁCE:** Ing. MICHAL VOLF

SUPERVISOR

Akademický rok 2018/2019

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	<b>Matěj JEŘÁBEK</b>
Osobní číslo:	<b>S16B0062P</b>
Studijní program:	<b>B2301 Strojní inženýrství</b>
Studijní obor:	<b>Stavba energetických strojů a zařízení</b>
Název tématu:	<b>Simulace proudění ve vodních komorách</b>
Zadávací katedra:	<b>Katedra energetických strojů a zařízení</b>

### Zásady pro vypracování:

Úkolem bakalářské práce je provést numerickou simulaci proudění ve vodních komorách tepelného výměníku. V rámci práce bude vytvořen 3D model vodních komor a trubkovnice odpovídající reálnému tepelnému výměníku. Výpočet bude proveden ve dvou variantách a to s trubkovicí s reálnou pozicí, průměrem a počtem trubek, a ve variantě, kdy plocha s trubkami bude nahrazena porézním médiem se stejným obrysem. Samotné proudění v trubkách bude nahrazeno funkcí, a to jak z pohledu ohřátí vody v trubkách, tak i z pohledu tlakových ztrát. Cílem práce bude analýza proudění a určení tlakových ztrát v současném konstrukčním řešení a dále popis metodiky náhrady trubkovnice porézním médiem za účelem snížení výpočetní náročnosti numerické simulace.

#### Osnova bakalářské práce:

- princip a konstrukce ohříváků vody
- tvorba výpočetní domény a výpočetní sítě
- tvorba matematického modelu
- numerické simulace
- vyhodnocení a analýza výsledků

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **30–40 stran**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná / elektronická**  
Seznam odborné literatury:

- Shah, R. K., Seculic, D. P.: *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, J. Wiley and sons, 2007, ISBN 9780471321712
- White, Frank M.: *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill Education, 2015, ISBN 978-0073398273
- ANSYS, *ANSYS CFX-Solver Theory Guide* [online], dostupné z: [www.ansys.com](http://www.ansys.com)
- KOZUBKOVÁ, M.: *Modelování proudění tekutin Fluent, CFX* [online], VŠB-TU Ostrava, 2008, 154 s., dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/studium/skripta/>

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Volf**  
*Katedra energetických strojů a zařízení*

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Toms**  
*Doosan Škoda Power s.r.o.*

Datum zadání bakalářské práce: **30. října 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce:

## **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 chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalu Volfovi za velmi cenné a odborné rady, bez kterých by tato práce nevznikla a mému konzultantovi Ing. Petru Tomsovi ze společnosti Doosan Škoda Power s.r.o., který mi zadal velmi zajímavé téma. Dále děkuji svému blízkému okolí za podporu při celém studiu.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Jeřábek	Matěj	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301R016 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Ing. Volf	Michal	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Simulace proudění ve vodních komorách		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	66	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	49	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	26
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS</b>	Bakalářská práce obsahuje numerickou simulaci proudění v tepelném výměníku, a to pomocí dvou principálně odlišných přístupů k numerické simulaci – exaktní model trubkovnice s teplosměnnými trubkami a posléze jejich náhrada porézním médiem. Práce obsahuje podrobné vyhodnocení a popis jednotlivých simulací, přičemž k jejich tvorbě byl využit komerční software ANSYS a jeho části.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	tepelné výměníky, numerická simulace, CFX, porézní médium,

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Jeřábek	Matěj	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301R016 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>SUPERVISOR</b>	Ing. Volf	Michal	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<del>DIPLOMA</del>	<b>BACHELOR</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Simulation of flow in water chambers		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Design of Power machines and equipment	<b>SUBMITTED IN</b>	2019
----------------	------------------------	-------------------	--	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	66	<b>TEXT PART</b>	49	<b>GRAPHICAL PART</b>	26
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	The bachelor thesis contains numerical simulation of the flow in the heat exchanger by means of two principally different approaches to numerical simulation - the exact tube sheet model with heat transfer tubes and then their replacement with porous medium. The thesis contains detailed evaluation and description of individual simulations, while commercial software ANSYS and its parts were used for their creation.
<b>KEY WORDS</b>	heat exchangers, numerical simulation, CFX, porous media

## Obsah

Seznam obrázků.....	10
Seznam tabulek.....	12
Seznam použitých veličin a symbolů.....	13
Úvod.....	14
A. Teoretická část .....	15
1. Tepelné výměníky .....	15
1.1. Rozdělení výměníků.....	15
1.1.1. Dělení podle mechanismu výměny tepla .....	15
1.1.1.1. Dělení podle konstrukce.....	17
1.1.2. Dělení podle charakteru proudění .....	19
2. Obecná metodika CFD.....	22
B. Praktická část .....	23
3. Výpočetní doména .....	23
3.1. Zadaná geometrie .....	23
3.2. Tvorba výpočetní domény.....	25
3.2.1. Výpočetní doména výměníku s teplosměnnými trubkami.....	27
3.2.2. Inverzní objem výměníku s porézním médiem.....	29
3.2.3. Porézní médium .....	30
4. Diskretizace výpočetní sítě .....	31
4.1. Přehled prvků výpočetní sítě.....	31
4.2. Fluent.....	31
4.3. Workbench Meshing .....	32
4.3.1. Diskretizace sítě na modelu s teplosměnnými trubkami.....	33
4.3.2. Diskretizace výpočetní sítě na modelu s porézním médiem .....	37
4.4. Kvalita vytvořené výpočetní sítě.....	38
4.4.1. Kvalita sítě u modelu s teplosměnnými trubkami.....	39
4.4.2. Kvalita sítě u modelu s porézním médiem.....	39
4.5. Studium nezávislosti sítě („ <i>Mesh study</i> “) .....	40
4.5.1. Nastavení výpočtu pro potřeby „ <i>Mash study</i> “ .....	42
4.5.2. Přehled výsledků .....	43



5.	Nastavení výpočtu.....	46
5.1.	Nastavení okrajových podmínek na variantě s trubkami .....	46
5.2.	Nastavení okrajových podmínek na variantě s porézním médiem.....	49
6.	Výpočet .....	53
7.	Porovnání výsledků.....	57
	Závěr.....	63
	Přílohy.....	64

## Seznam obrázků

### Obrázky

Obr. 1.- Schéma regeneračního výměníku [1].....	15
Obr. 2.- Schematický obrázek regeneračního výměníku.....	16
Obr. 3.- Schéma rekuperačního výměníku [1].....	16
Obr. 4.- Schéma směšovacího výměníku [1].....	17
Obr. 5.- Deskový výměník [3].....	18
Obr. 6.-Trubkový výměník [4] .....	18
Obr. 7.- Schematické rozdělení výměníků.....	19
Obr. 8.- Průběh teplot souproudeho výměníku [5] .....	19
Obr. 9.- Průběh teplot protiproudeho výměníku [5] .....	20
Obr. 10.- Kombinovaný výměník .....	20
Obr. 11.- Křížový výměník.....	21
Obr. 12.- Násobný výměník.....	21
Obr. 13.- Síť konečných objemů [8].....	22
Obr. 14.-Zadaný tepelný výměník .....	23
Obr. 15.- 3d model vstupní a výstupní komory tepelného výměníku.....	24
Obr. 16.- 3d model obrysu svazku trubek a páry.....	24
Obr. 17.- 3d model obracecí komory tepelného výměníku .....	25
Obr. 18.- Výchozí model .....	25
Obr. 19.- Modelovaná polovina.....	25
Obr. 20.- Upravený model sestavy .....	26
Obr. 21.- Inverzní objem.....	26
Obr. 22.- Upravená geometrie s inverzím objemem.....	26
Obr. 23.- Upravený inverzní objem .....	27
Obr. 24. – Vyvinuté proudění [10] .....	28
Obr. 25.- Inverzní objem celého výměníku .....	28
Obr. 26.- Inverzní objem obracecí komory.....	29
Obr. 27.- Inverzní objem výstupní komory .....	29
Obr. 28.- Inverzní objem vstupní komory .....	29
Obr. 29.- Inverzní objem výměníku s porézním médiem .....	29
Obr. 30.- Objem porézního média .....	30
Obr. 31.- Inverzní objem vstupní komory .....	30

Obr. 32.- Inverzní objem obracecí komory.....	30
Obr. 33.- Inverzní objem výstupní komory .....	30
Obr. 34.- Druhy elementů [14] .....	31
Obr. 35.- Výpočetní síť v programu <i>Fluent</i> .....	32
Obr. 36.- Výpočetní síť v programu ANSYS .....	32
Obr. 37.- Jednotlivé části vstupní komory .....	33
Obr. 38.- Detail výpočetní sítě A.....	33
Obr. 39.- Detail výpočetní sítě B .....	34
Obr. 40.- Detail konformnosti.....	34
Obr. 41.- Detail výpočetní sítě C .....	34
Obr. 42.- Přechodové plochy .....	35
Obr. 43.- Výpočetní síť na části svazku trubek s přechodovou částí.....	35
Obr. 44.- Detail výpočetní sítě D, E .....	36
Obr. 45.- Výpočetní síť na jedné trubce .....	36
Obr. 46.- Obracecí komora a část porézního média .....	37
Obr. 47.- Obrys elementu .....	38
Obr. 48.- Porovnání elementů.....	39
Obr. 49.- Obracecí komora .....	41
Obr. 50.- Plocha inletu.....	42
Obr. 51.- Plocha outlet.....	42
Obr. 52.- Plochy nastavené jako wall .....	43
Obr. 53.- Průběh výpočtu varianty $\alpha$ .....	43
Obr. 54.- Průběh výpočtu varianty $\beta$ .....	44
Obr. 55.- Průběh výpočtu varianty $\gamma$ .....	44
Obr. 56.- Kompletní výpočetní doména varianty s trubkami .....	47
Obr. 57.- Moodyho diagram .....	48
Obr. 58.- Kombinace 3D a 1D analýzy .....	48
Obr. 59.- Kompletní výpočetní doména varianty s porézním médiem.....	49
Obr. 60.- Rozložení proudnic .....	52
Obr. 61.- Rezidua v závislosti na počtu iterací.....	53
Obr. 62.- Imbalance v závislosti na počtu iterací .....	54
Obr. 63.- Tlaková ztráta v závislosti na počtu iterací .....	54
Obr. 64.- Teplota média v závislosti na počtu iterací .....	55
Obr. 65. Tlaková ztráta v závislosti na počtu iterací .....	55

Obr. 66.- Rozložení rychlosti v proudovém poli výměníku s teplosměnnými trubkami.....	57
Obr. 67.- Rozložení rychlosti v proudovém poli výměníku s porézním médiem.....	58
Obr. 68.- Podobnosti kontur rychlosti .....	59
Obr. 69.- Rozložení tlaku v proudovém poli výměníku s teplosměnnými trubkami.....	60
Obr. 70.- Rozložení tlaku v proudovém poli výměníku s porézním médiem.....	61
Obr. 71.- Rozložení teploty v proudovém poli výměníku s porézním médiem.....	62
Obr. 72.- Rezidua v závislosti na počtu iterací .....	65
Obr. 73.- Imbalance v závislosti na počtu iterací .....	65

## Seznam tabulek

### Tabulky

Tab. 1.- Kvalita sítě.....	38
Tab. 2.- Kvalita sítě na částech A, B, C.....	39
Tab. 3.- Kvalita sítě na částech D, E.....	39
Tab. 4.- Kvalita sítě na částech G .....	39
Tab. 5.- Kvalita sítě na částech I.....	40
Tab. 6.- Porovnání výpočetních sítí .....	45
Tab. 7.- Procentuální diference hodnot tlakové ztráty varianty B .....	55
Tab. 8.- Procentuální diference hodnot tlakové ztráty varianty A.....	56
Tab. 9.- Procentuální diference obou počítaných variant .....	56
Tab. 10.- Kvalita sítě obracecí komory celé spodní části .....	64
Tab. 11.- Kvalita sítě obracecí komory celé horní části .....	64
Tab. 12.- Kvalita sítě celé výstupní komory .....	64
Tab. 13.- Kvalita sítě celé vstupní komory .....	64
Tab. 14.- Kvalita sítě celé spodní částí porézního média .....	64
Tab. 15.- Kvalita sítě celé výstupní komory .....	64

## Seznam použitých veličin a symbolů

<b>Veličina</b>	<b>Jednotky</b>	<b>Název</b>
$t$	[s]	Čas
$L$	[m]	Délka
$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní průtok
$\rho$	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota
$I$	[%]	Intenzita turbulence
$\nu$	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Kinematická viskozita
$C_{r1}$	$[kg \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}]$	Linear resistance coefficient
$c$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita
$S$	$[m^2]$	Plocha
$\theta$	[-]	Pórovitost
$d$	[m]	Průměr trubek
$C_{r2}$	$[kg \cdot m^{-4}]$	Quadratic resistance coefficient
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$w$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost
$k$	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
$\alpha$	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla
$\lambda$	$[J \cdot m^{-1} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti
$w_s$	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední rychlost v trubkách
$Q$	[J]	Teplo
$T$	[K]	Teplota
$p$	[Pa]	Tlak
$\delta$	[m]	Tloušťka plochy
$w_a$	$[m \cdot s^{-1}]$	Vstupní rychlost do por. media
$\lambda_p$	[-]	Ztrátový součinitel

## Úvod

Tepelnou energii můžeme zcela jistě zařadit k nejdůležitějším formám energie, byť z pohledu její kvality bychom jí museli zařadit na samotný chvost pomyslného žebříčku. Zatímco jiné formy energie, např. elektrickou lze přeměnit na tepelnou energii samovolně, obrácený proces vyžaduje speciální zařízení. Přenosem tepla z vyšší teplotní hladiny na nižší se snižuje její schopnost konat mechanickou práci. To vše jsou neduhy energie, kvůli jejíž přeměně na ušlechtilější formy budujeme složitá technická díla, tedy tepelné elektrárny. Popis jednotlivých komponent, dílů a celků elektrárny přesahuje rámec této bakalářské práce. Lze však říci, že vytrvalá honba za zvyšující se účinností oběhu tepelné elektrárny, tj. Rankin-Clausiova oběhu, vedla k zařazení regeneračních ohříváků kondenzátu a napájecí vody pomocí páry odebrané z turbíny po její částečné expanzi. Právě těmito komponentám, v nichž dochází k přestupu tepla z páry do vody, je věnována předkládaná bakalářská práce. V technické praxi je velice důležité vybrat, popř. navrhnou správný typ tepelného výměníku. Do správného výběru patří kritéria jako např. max. hodnota tlakové ztráty, dosažení potřebného přenosu tepelné energie nebo požadovaného hmotnostního průtoku. Podle konstrukce teplosměnné plochy jsou nejrozšířenějším typem tepelného výměníku výměníky rekuperační se svazkem trubek coby teplosměnnou plochou [20]. Pro tento typ výměníku existují ověřené výpočetní postupy, dle kterých lze určit správnou velikost výměníku, průměr teplosměnných trubek, anebo jejich rozložení.

Cílem této práce bude provést numerickou simulaci proudění v tepelném výměníku zadaném firmou Doosan Škoda Power s.r.o, pomocí CFD. V rámci práce bude vytvořen 3D model vodních komor a trubkovnice odpovídající reálnému tepelnému výměníku. Výpočet bude proveden ve dvou variantách, a to s trubkovnicí s reálnou pozicí a počtem trubek, a dále ve variantě, kdy bude trubkovnice nahrazena porézním médiem s odpovídajícím obrysem. Proudění v trubkách bude nahrazeno funkcí, a to jak z pohledu tlakové ztráty, tak z pohledu ohřátí pracovního média. Dále bude popsána metodika nahrazení trubek porézním médiem, za účelem snížení výpočetní náročnosti simulace. V závěru práce bude provedena analýza proudění a určení tlakových ztrát na obou variantách.

## A. Teoretická část

### 1. Tepelné výměníky

Tepelné výměníky jsou zařízení sloužící k přenosu tepelné energie mezi dvěma proudícími médii, o různých teplotách. Využívají se například v případě, že je nutno změnit teplotu pracovní látky mezi zdrojem a spotřebičem, běžně se používají v elektrárnách. Existuje více variant tepelných výměníků. K přenosu energie dochází buď přerušovaně (regenerační výměník) nebo plynule (rekuperační výměník). V kapitole níže se obecně seznámíme s některými druhy výměníků.

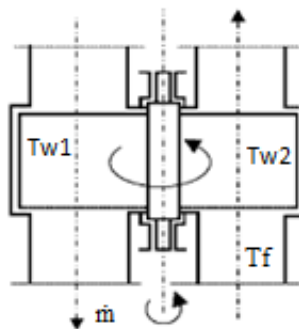
#### 1.1. Rozdělení výměníků

Tepelné výměníky by bylo možné rozdělit dle několika kritérií do celé řady kategorií. V následující kapitole se podíváme na jejich členění z hlediska principu výměny tepelné energie se stručným popisem jejich funkce [1], [2].

##### 1.1.1. Dělení podle mechanismu výměny tepla

###### Regenerační výměník

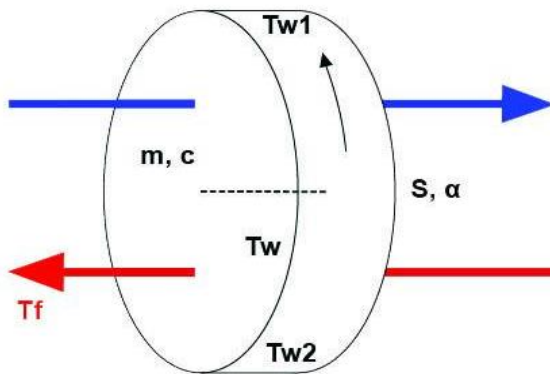
Regenerační výměníky pracují na principu předávání tepelné energie prostřednictvím ohřevu/ochlazování třetího média (vsázky keramické zídky, vlnitého plechu atd.). Teplo se nejdříve přeneso z teplého média do keramické zídky či vlnitého plechu, po otočení se teplo přenáší do chladnějšího média, které zídce či plechu odebere její tepelnou energii, tedy ji ochladí. Při dalším otočení je zídka opět ohřívána médiem teplejším. Otáčení probíhá přerušovaně. Z tohoto cyklu je zřejmé, že výměník nepracuje kontinuálně. Zídka je chvíli ohřívána a chvíli zase ochlazována. Na Obr. 1 níže je znázorněn celý regenerační výměník schematicky.



Obr. 1.- Schéma regeneračního výměníku [1]

Obvykle se snažíme určit dobu jednoho otočení pro maximální využití tepelného toku. Toho dosáhneme pomocí rovnice (1-1.). Schématicky je proces ohřívání znázorněn na Obr. 2.

$$\int_0^t dt = \frac{c \cdot \dot{m}}{\alpha \cdot S} \int_{T_{w1}}^{T_{w2}} \frac{dT_w}{T_f - T_w} \quad (1-1.1.1.)$$

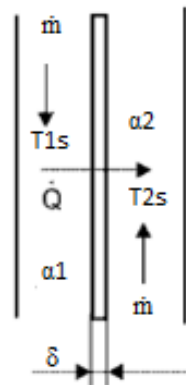


- $c$ .....měrná tepelná kapacita [ $\frac{J}{kgK}$ ]
- $\dot{m}$ .....hmotnostní průtok [ $\frac{kg}{s}$ ]
- $\alpha$ .....součinitel přestupu tepla [ $\frac{J}{m^2sK}$ ]
- $S$ .....plocha zídky [ $m^2$ ]
- $T_f$ .....teplota proudícího média[K]
- $T_w$ .....teplota stěny v obecném místě [K]

Obr. 2.- Schematický obrázek regeneračního výměníku

### Rekupační výměník

V případě rekupačního výměníku jsou pracovní média trvale oddělena teplosměnnou plochou. Tepelná energie je prostřednictvím této plochy předávána kontinuálně, tj. nepřerušovaně z jednoho média do druhého.



Obr. 3.- Schéma rekupačního výměníku [1]

Pro vyjádření tepla, které projde teplosměnnou plochou je nutno sestavit tepelnou bilanci ve tvaru rovnice (2-1.1.1.).

$$Q = k \cdot \Delta T_s \cdot S \quad (2-1.1.1.)$$

Kde  $k$  je součinitel prostupu tepla [ $\frac{J}{m^2sK}$ ],  $\Delta T_s$  je rozdíl teplot jednotlivých medií [K] a  $S$  je teplosměnná plocha [ $m^2$ ]



Spolučinitel prostupu tepla je možno dále rozvést, ve tvaru rovnice (3-1.1.1.).

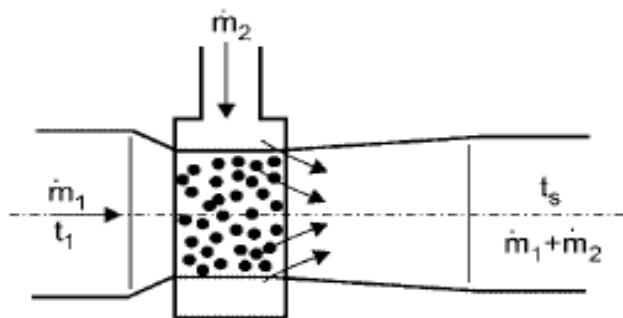
$$Q = \frac{\Delta T_s \cdot S}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3-1.1.1.)$$

Kde  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti [ $\frac{J}{msK}$ ] a  $\delta$  je tloušťka teplosměnné plochy[m]

Rekupační výměník je typem výměníku, kterým se tato práce zabývá, a proto bude v kapitole 1.1.1.1 uvedeno další dělení tohoto typu výměníku.

### Směšovací výměník

Ve směšovacím výměníku dochází k vzájemnému směřování dvou proudících médií. Při míšení je jejich teploty vyrovnají a vzniká tím homogenní směs. Tento typ výměníku má jednoduchou konstrukci.



Obr. 4.- Schéma směšovacího výměníku [1]

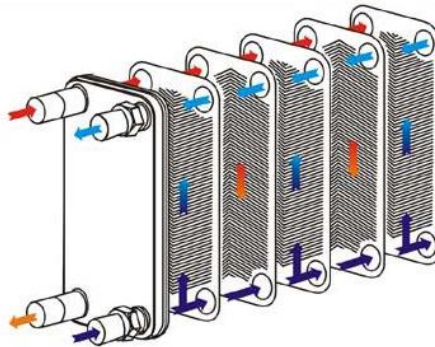
#### 1.1.1.1. Dělení podle konstrukce

Dělení rekupačního výměníku dle tohoto hlediska se zakládá na tvaru teplosměnné plochy, podle níž dělíme tento typ výměníku na dvě varianty, a to deskové a trubkové výměníky. Charakteristiky těchto variant jsou následující [7].

### Deskové výměníky

- + účinnější než trubkové
- vhodné pro malé průtoky a teplotní spády

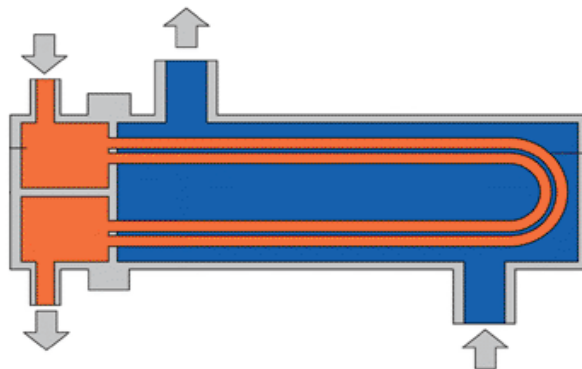
Teplosměnnou plochou je zde deska v provedení hladkém či žebrovaném. Médium zde mohou být jak kapaliny, tak i plyny. Teplosměnné desky jsou zde upevněny v rámu. K spojování desek lze použít buď šrouby nebo také svařování či pájení.



Obr. 5.- Deskový výměník [3]

### Trubkové výměníky

- + pro velké průtoky, vysoké tlaky a teploty
- + malé tlakové ztráty



Obr. 6.-Trubkový výměník [4]

Teplosměnnou plochu zde tvoří trubka či svazek trubek. Průřez trubek může být jak kruhový, tak oválný či čtvercový. Oproti deskovému výměníku snese trubkový větší přetlak. Tento typ tepelného výměníku patří k nejrozšířenějším [20].

### 1.1.2. Dělení podle charakteru proudění

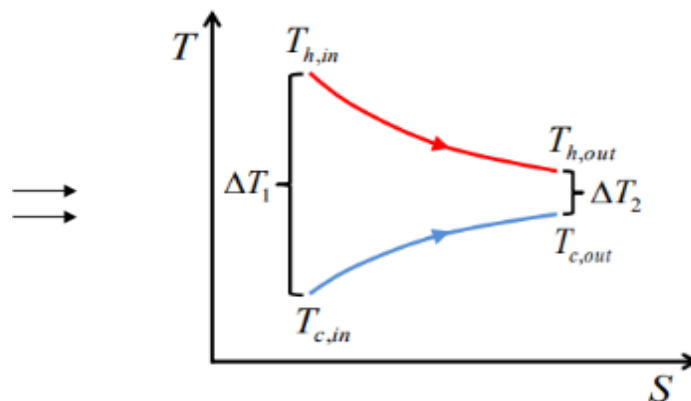
Charakterem proudění je zde myšlen směr, kterým média proudí vůči sobě. Základní typy, do kterých rozdělujeme tepelné výměníky podle směru proudících médií jsou zobrazeny pomocí schématických značek níže. Názvy jednotlivých variant tepelných výměníků jsou podle schématických značek: a) Souproudé výměníky, b) Protiproudé výměníky, c) Kombinované výměníky, d) Křížové výměníky, e) Násobné kombinované výměníky.



Obr. 7.- Schematické rozdělení výměníků

#### a) Souproudé tepelné výměníky

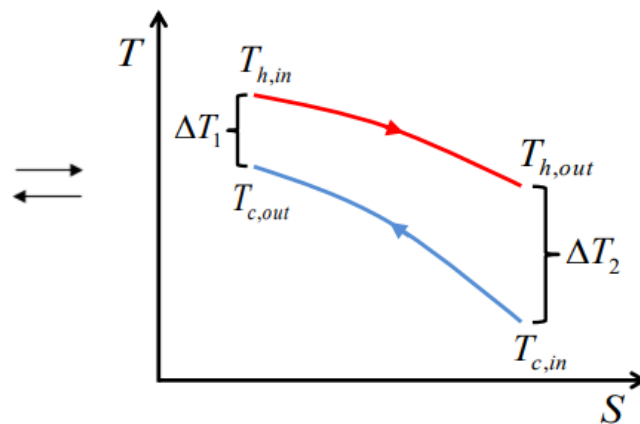
Směr proudění ohřívaného a ochlazovaného média jsou rovnoběžné a mají stejný smysl. V případě souproudých výměníků je největší nevýhodou velký teplotní rozdíl proudících médií na vstupu a výstupu z výměníku, jak je zřejmé z grafu průběhu teplot na Obr. 8.



Obr. 8.- Průběh teplot souproudého výměníku [5]

#### b) Protiproudé tepelné výměníky

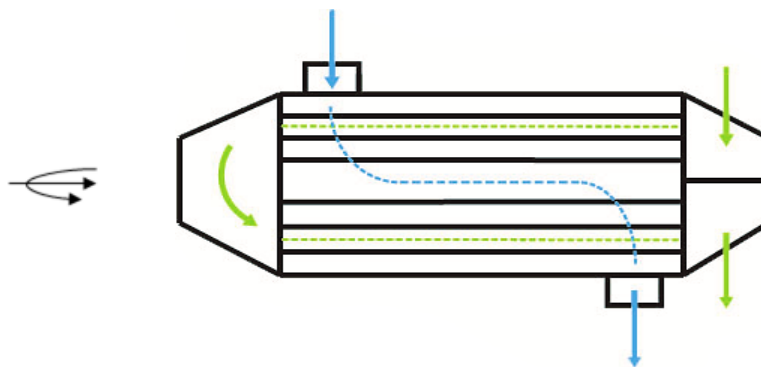
Vektory rychlostí jsou zde opět rovnoběžné, ale v tomto případě mají opačný smysl. Velkou výhodou oproti výměníku souproudému je zde fakt, že na výstupu z výměníku může chladnější medium mít vyšší teplotu ( $T_{c, out}$ ), než byla teplota média teplejšího ( $T_{h, in}$ ) na vstupu do výměníku. Toto je patrné z Obr. 9.



Obr. 9.- Průběh teplot protiproudého výměníku [5]

### c) Kombinovaný výměník

Tento výměník je kombinací výměníků souproudého a protiproudého. Výpočetně řešíme tento typ výměníku postupně. Nejprve vyřešíme souproudou část a poté část protiproudou. Schematicky je výměník znázorněn na Obr. 10.

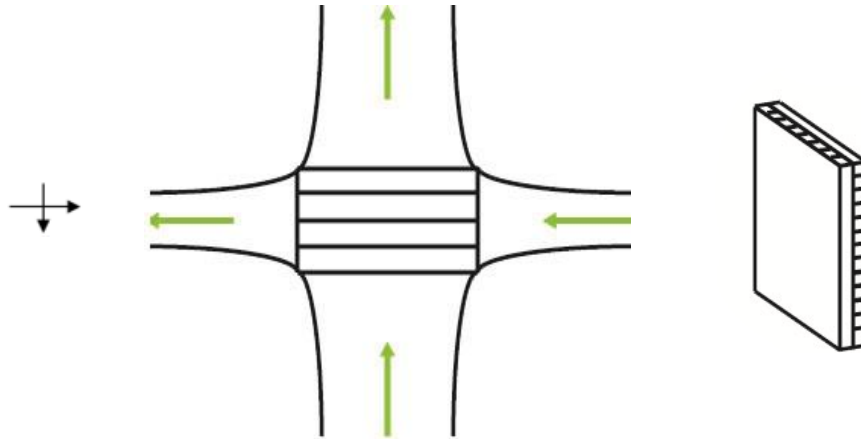


Obr. 10.- Kombinovaný výměník

V rámci této práce se budeme zabývat tímto typem tepelného výměníku. Dochází v něm ke kontinuálnímu přenosu tepelné energie, v našem případě se tepelná energie předává mezi médii pomocí teplosměnných trubek.

#### d) Křížový výměník

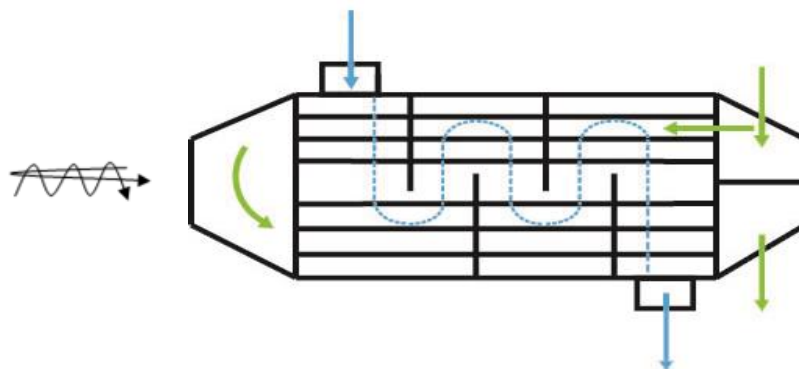
U tohoto typu výměníku směry proudících médií navzájem kolmé. Media jsou izolována, každé v jedné části řadového svazku trubek. Schéma tohoto typu výměníku je ukázáno na Obr. 11.



Obr. 11.- Křížový výměník

#### e) Násobný kombinovaný výměník

Výměník je téměř shodný s výměníkem kombinovaným, s tím rozdílem, že jsou do něj zastavěny přepážky, které prodlužují dráhu ohřivaného média, aby se co nejefektivněji využila tepelná energie média ochlazovaného (teplejšího).



Obr. 12.- Násobný výměník

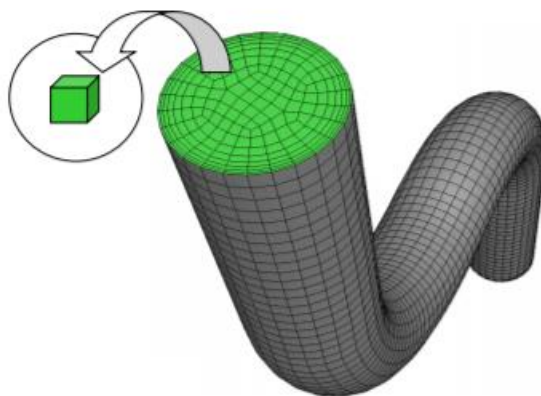
## 2. Obecná metodika CFD

Modelovaná oblast, kterou chceme matematicky popsat, se řídí podle daných fyzikálních zákonů, které mají své matematické vyjádření. Nejdříve musíme zjednodušit fyzikální model, který dále deterministicky popíšeme. Podle zdroje [6] máme 10 základních kroků při vytváření matematického (deterministického) modelu.

1. Definice cílů
2. Stanovení modelované oblasti
3. Vytvoření výpočetní sítě
4. Výběr správného řešiče
5. Nastavení parametrů numerického modelu
6. Řešení
7. Zkonvergování řešení
8. Prohlížení výsledků
9. Adaptace výpočetní sítě
10. Revize modelu

Počítačová dynamika tekutin (Computational Fluid Dynamics) je metoda, která se zabývá prouděním (dynamikou) tekutin nebo přenosem tepla a hmoty.

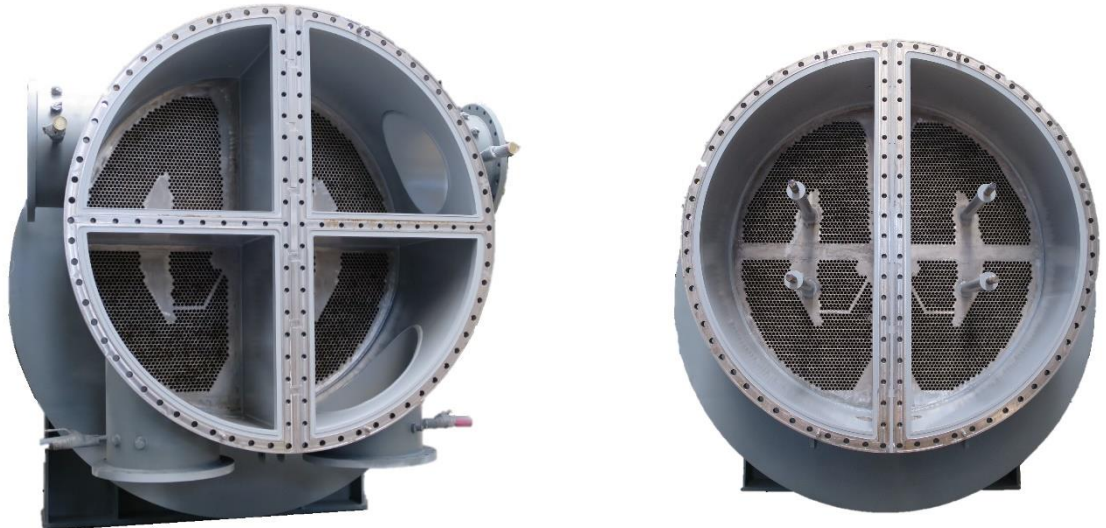
Pro využití CFD je potřeba nejdříve vytvořit model zkoumaného systému. Na tento model jsou poté aplikovány matematické postupy tak, aby byly ze zadaných okrajových a počátečních podmínek získány požadované údaje při respektování fyzikálních zákonů. Většina komerčních řešičů využívá metodu konečných objemů. Výpočetní oblast, tedy model zkoumaného systému rozdělíme, na konečný počet kontrolních objemů pomocí matematické sítě („mesh“) [8]. Tyto elementární objemy respektují zákony zachování hmotnosti, energie a hybnosti, které popisují spojité prostředí. Tyto rovnice jsou dále diskretizovány do soustavy algebraických rovnic, které je možno numericky řešit.



Obr. 13.- Síť konečných objemů [8]

## B. Praktická část

V této části práce bude ukázán postup vytváření matematického modelu na zadaném tepelném výměníku a na variantě nahrazení trubkovnice zadaného výměníku porézním médiem. Dále bude ukázáno nastavení výpočtu a získání hodnot tlakové ztráty a ohřátí vody. V závěru budou výsledky proudového pole obou variant výpočetní domény analyzovány.



Obr. 14.-Zadaný tepelný výměník

## 3. Výpočetní doména

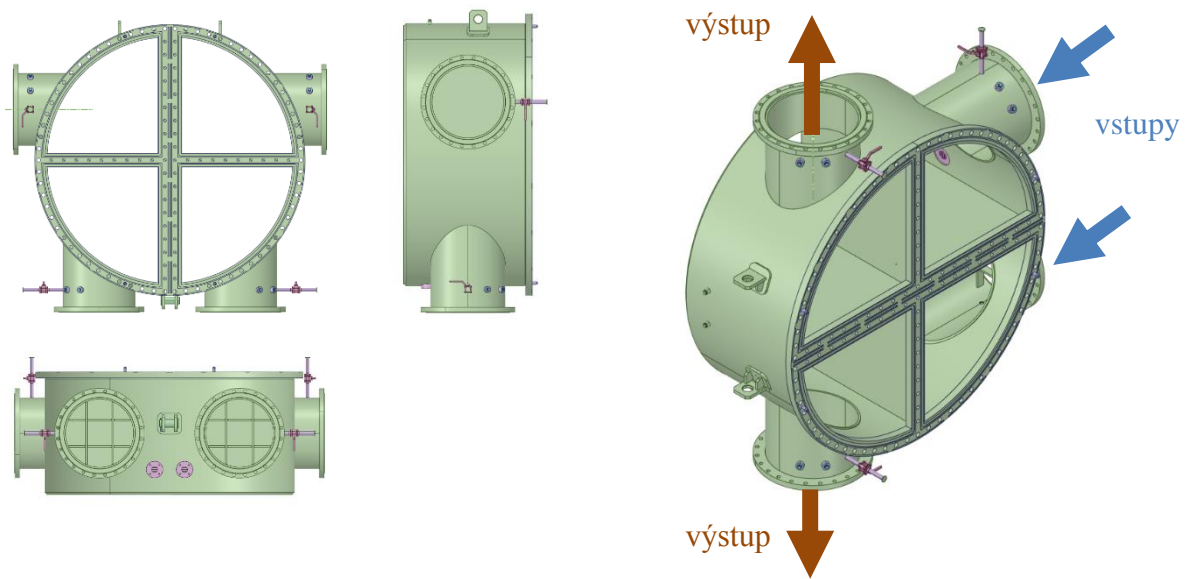
Tato kapitola se zabývá procesem a úvahami provedenými při zjednodušování geometrie tepelného výměníku, která byla zadána společností Doosan Škoda Power s.r.o. (dále jen Doosan) a následném vytvoření inverzního objemu, tedy výpočetní domény. Zjednodušením geometrie jsou myšleny úpravy geometrie (odstranění některých částí sestavy a úpravy tvaru samotných dílů), takové, aby se významným způsobem neovlivnilo proudové (příp. teplotní) pole ve sledované oblasti. Tyto úpravy jsou nezbytným krokem, který pomůže snížit výpočetní náročnost prováděných simulací, a to se projeví na snížení výpočetního času a zvýšení odezvy simulací na změny v okrajových/počátečních podmínkách, či na změny tvaru výpočetní oblasti.

Celkem byly na zadané geometrii vytvořeny dvě výpočetní domény (dále jen varianta A a B), z nichž jedna je v prostřední části tepelného výměníku, tedy v části, kde v tomto konkrétním případě pára předává svou tepelnou energii vodě, vytvořena z modelu reálných rozměrů a rozložení svazku teplosměnných trubek v tepelném výměníku (A). Druhá byla v této části nahrazena porézním médiem (B).

### 3.1. Zadaná geometrie

#### Kompletní vstupní a výstupní komora

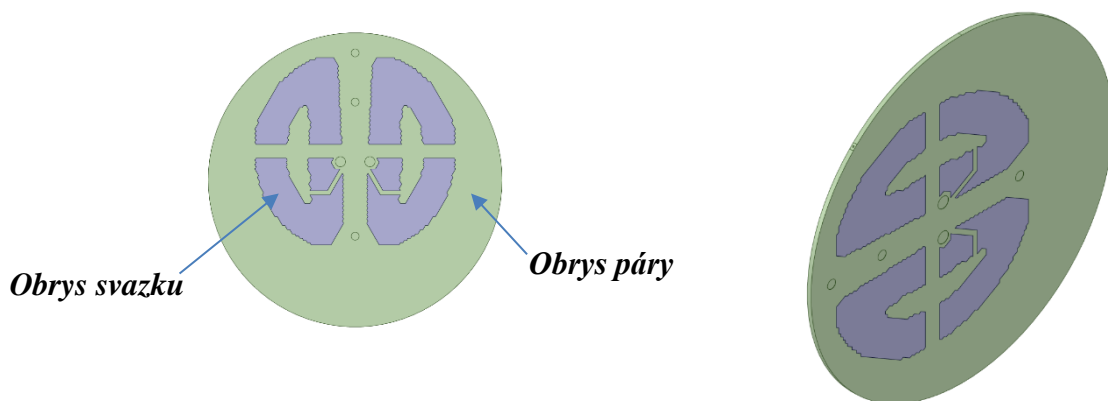
Z Obr. 15. je možno vidět vstupní a výstupní část celého výměníku. V dolní části tohoto modelu se nachází potrubí, kterým je do výměníku přiváděna napájecí voda. V části horní můžeme vidět výstupní potrubí, kterým je ohřátá voda odváděna z výměníku.



Obr. 15.- 3d model vstupní a výstupní komory tepelného výměníku

### Obrys svazku trubek a páry ve střední části tepelného výměníku

Na Obr. 16 je vidět průřez výměníku v části, kde dochází k předávání tepelné energie mezi párou a vodou. Podle této části byl vytvořen obrys porézního média a také svazek teplosměnných trubek/trubkovičky.

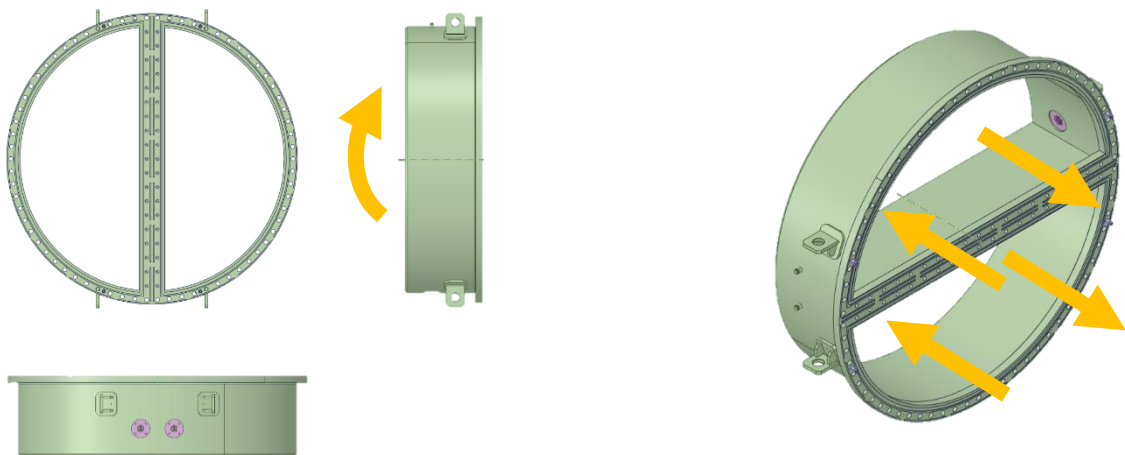


Obr. 16.- 3d model obrysu svazku trubek a páry

### Kompletní obracecí komora

Obracecí komora je důležitou částí tohoto výměníku, jelikož v ní dochází k otočení proudu vody, který tak musí projít částí výměníku kde je předáváno teplo dvakrát vzhledem k předem popsané konstrukci. Zvyšuje se tím jeho účinnost.





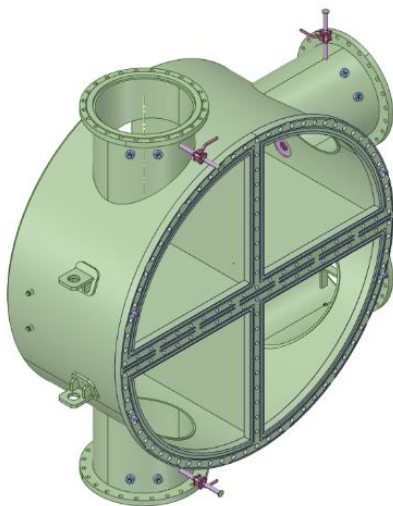
Obr. 17.- 3d model obracecí komory tepelného výměníku

### 3.2. Tvorba výpočetní domény

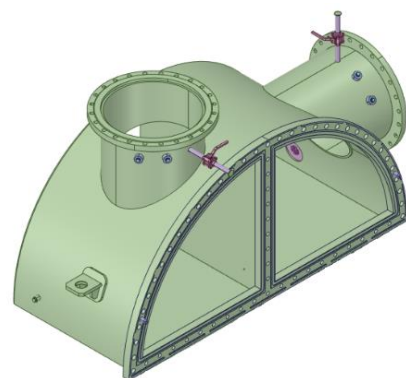
Při vytváření výpočetní domény na obou variantách A, B, byla modelována jen jedna polovina tepelného výměníku z důvodu jeho symetrie. Jak vstupní, výstupní tak obracecí komora jsou totiž topologicky stejné, jen zrcadlově otočené, a proto je předpoklad, že se zde bude proudění vyvíjet stejným způsobem jako v modelované polovině výměníku. Postup zjednodušování geometrie bude ukázán jen na částech vstupní a výstupní komory, jelikož u ostatních částí bylo postupováno naprosto analogicky.

a) Výchozí model součásti nebo sestavy

b) Odstranění poloviny geometrie

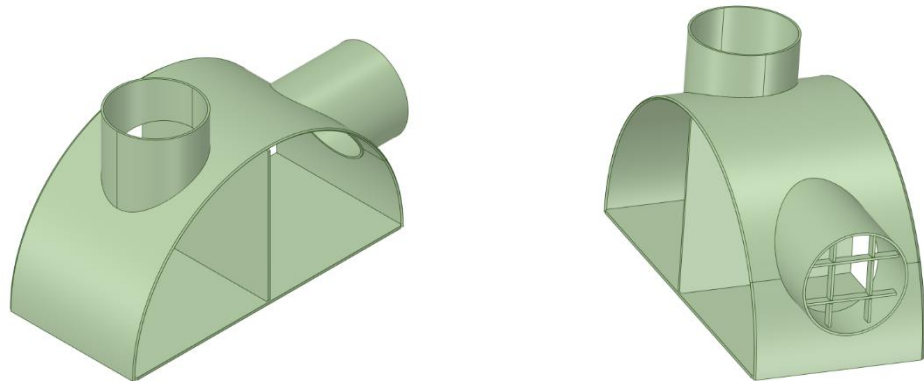


Obr. 18.- Výchozí model



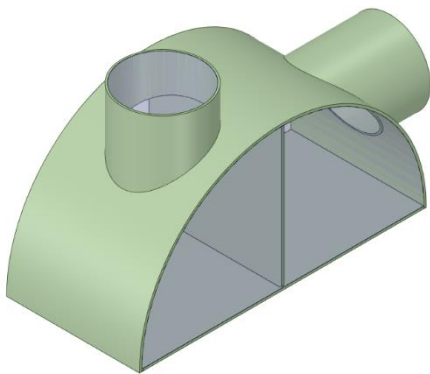
Obr. 19.- Modelovaná polovina

- c) Odstranění částí z modelu, které, pro tento konkrétní případ numerické simulace nehrají v proudění podstatnou roli. Odstraněna byla veškerá měřicí technika, díry pro šrouby, příruby atd.

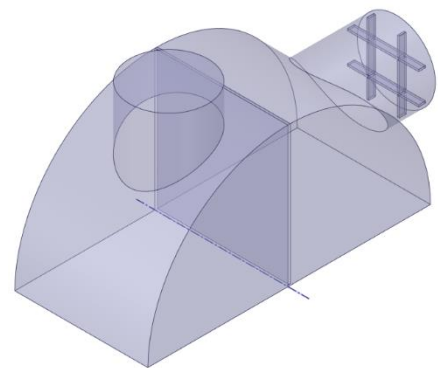


Obr. 20.- Upravený model sestavy

- d) Tvorba inverzního objemu, který charakterizuje proudovou oblast (vody) v modelu, dále odstranění solidní domény. Jelikož v tomto případě nebude řešen přestup tepla do okolí ani vedení tepla materiálem ponecháme jen doménu tekutiny (fluid). Solidní doména by podobně jako je tomu u částí odstraněných výše v této kapitole (měřicí technika atd.) jen zvyšovala výpočetní náročnost.

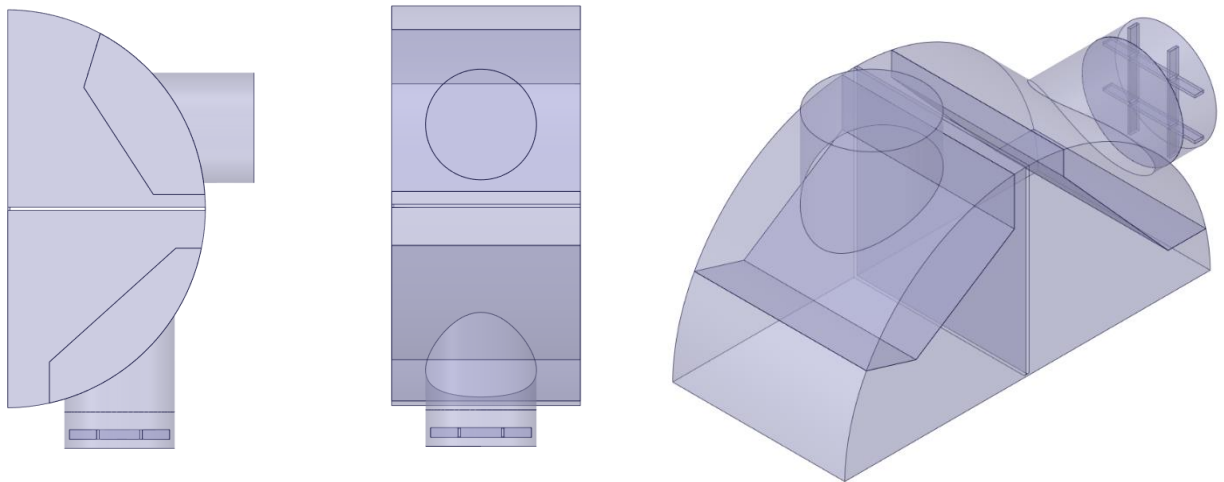


Obr. 22.- Upravená geometrie s inverzím objemem



Obr. 21.- Inverzní objem

- e) Dále pro tvorbu výpočetní sítě byla s vhodností rozdělena výpočetní doména na části, na které bude aplikována odlišná diskretizace, jak bude vysvětleno v kapitole 4.3.



Obr. 23.- Upravený inverzní objem

### 3.2.1. Výpočetní doména výměníku s teplosměnnými trubkami

Při vytváření výpočetní domény na variantě A, s reálným rozložením a rozměry svazku teplosměnných trubek byl inverzní objem, který zaujímají trubky zkrácen ze zadaných 9,976 [m] a to z důvodu značně masivní délky trubek. Výpočetní síť by v případě, že bychom délku objemu nezkrátili byla obrovská, což není nutné vzhledem k tomu, že chování tekutiny v teplosměnných trubkách z hlediska tlakové ztráty a ohřevu vody lze nahradit funkcí, jak bude vysvětleno v kapitole 5.1. Trubky byly na výstupu jak, z vstupní, tak obracecí komory zkráceny na délku 542 [mm], tato hodnota byla vypočtena s ohledem na dosažení vyvinutého rychlostního profilu.

Pro výpočet vzdálenosti, při které vznikne vyvinutý rychlostní profil bylo vycházeno z Reynoldsova čísla, v němž všechny neznámé veličiny byly zadány firmou Doosan. Po vypočtení hodnoty Reynoldsova čísla dle rovnice (4-3.2.1.), po dosazení (5-3.2.1.) byla podle zdroje [10] stanovena délka trubek, na které, dojde k úplnému vývinu rychlostního profilu dle rovnice (6-3.2.1.), po dosazení (7-3.2.1.). Jakákoli nejbližší vyšší hodnota délky trubek by již měla obsahovat vyvinutý profil.

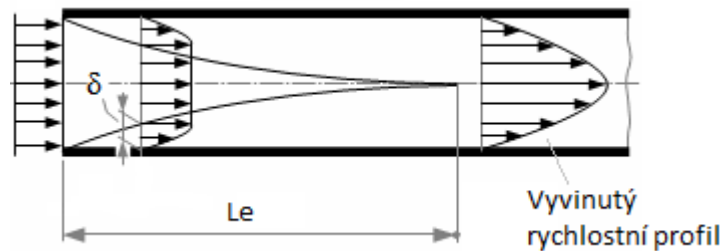
Na vstupu do komor jak obracecí, tak výstupní byly trubky zkráceny na 50 [mm], tato hodnota je určena z důvodu zachycení lokálních vírů, či částečného odtržení proudu na vstupu do vodních komor. Dalším důvodem bylo vytvoření vhodných podmínek pro tvorbu výpočetní sítě.

$$Re = \frac{w_s \cdot d_s}{\nu} \quad (4-3.2.1.)$$

$$Re = \frac{2.37 \cdot 0,0223}{1.004 \cdot 10^{-6}} = 52640.438 \quad (5-3.2.1.)$$

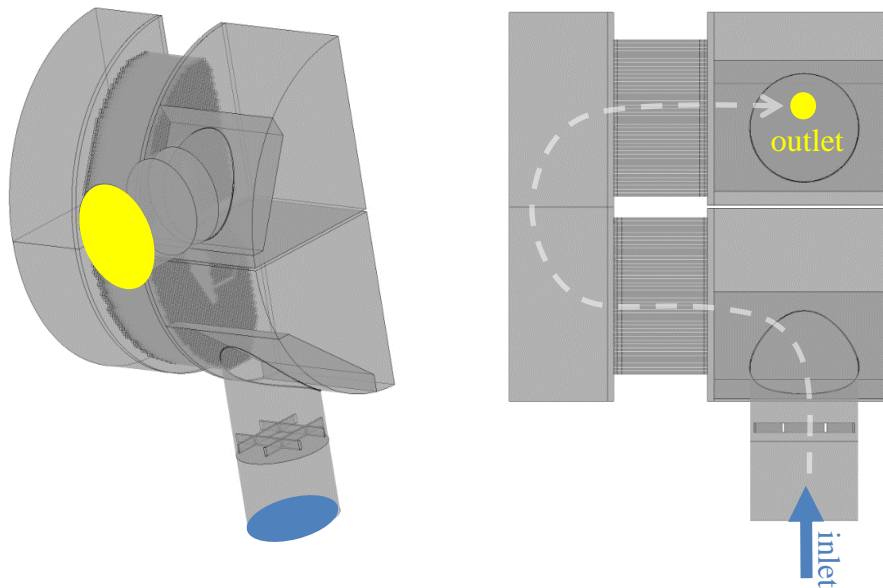
$$Le = d \cdot 1.6 \cdot \sqrt[4]{Re} \quad (6-3.2.1.)$$

$$Le = 0.0223 \cdot 1.6 \cdot \sqrt[4]{52640.438} = 540.44 \cong 542 \text{ mm} \quad (7-3.2.1.)$$



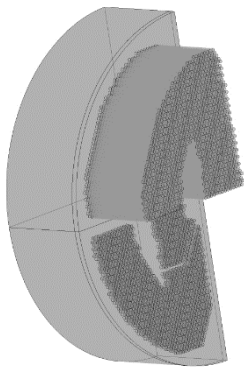
Obr. 24. – Vyvinuté proudění [10]

Po výpočtu délky svazku trubek byl kompletní inverzní objem vytvořen pomocí programu *SpaceClaim*. Na obrázcích níže je vidět již kompletní výpočetní doména varianty A, na které je patrné rozdělení na více částí. Také zde byla přidána část vstupu kvůli možnému výskytu zpětného proudění, které by mohla způsobovat mříž umístěná v těsné blízkosti vstupu. Zpětné proudění by dále mohlo zapříčinit destabilizování výpočtu.

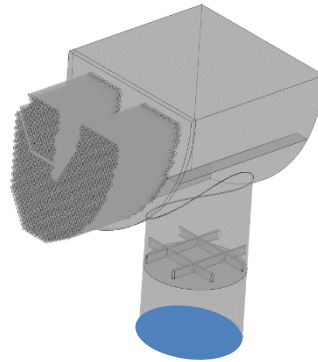


Obr. 25.- Inverzní objem celého výměníku

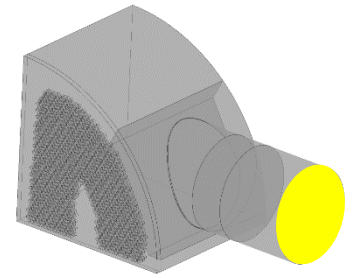
Rozdělení výpočetní domény na jednotlivé části (vstupní, obracecí výstupní) nám umožní v dalším kroku, tedy v následující kapitole 5.1 nastavit na přechodové plochy, sdílené mezi jednotlivými doménami funkce, které budou nahrazovat chování tekutiny, která by proudila vynechanou částí teplosměnných trubek o 9434 [mm] více než je tomu u zkrácené domény.



Obr. 26.- Inverzní objem  
obracecí komory



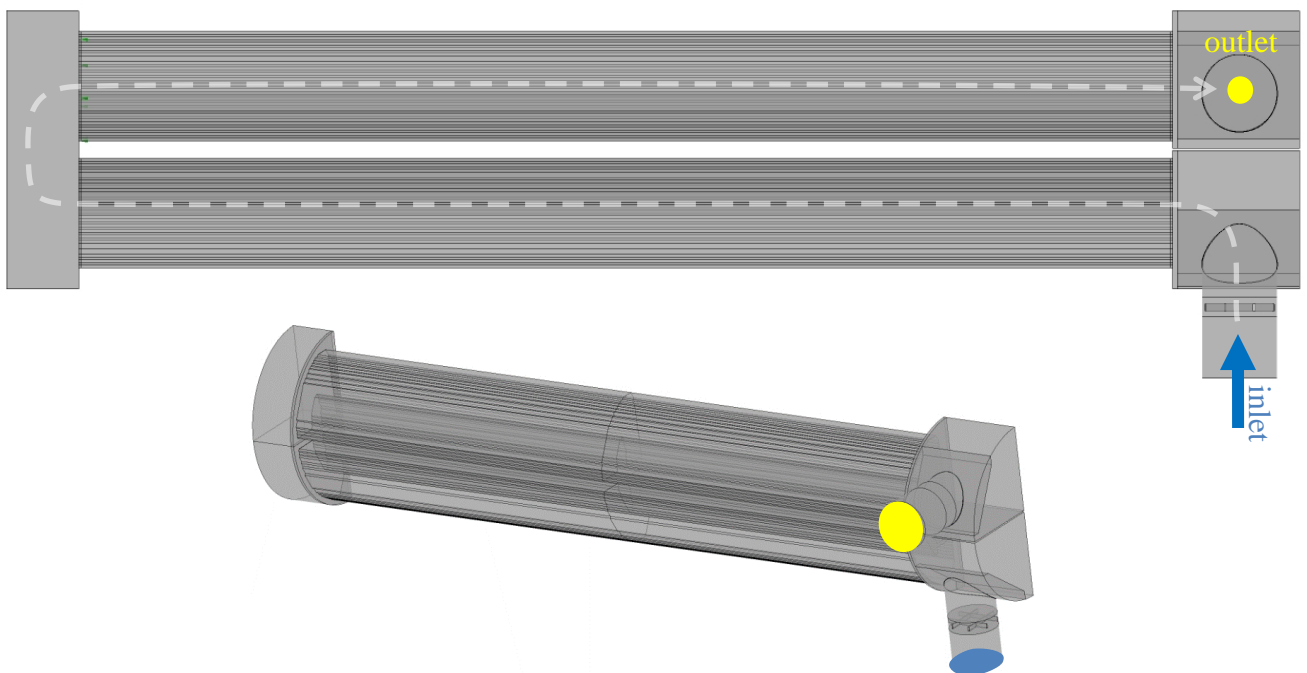
Obr. 28.- Inverzní objem  
vstupní komory



Obr. 27.- Inverzní objem  
výstupní komory

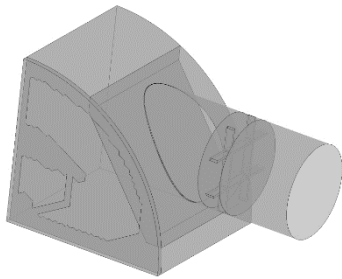
### 3.2.2. Inverzní objem výměníku s porézním médiem

U vytváření výpočetní domény u varianty s porézním médiem už není nutno inverzní objem, který zaujímají teplosměnné trubky zkracovat, jelikož se v případě nahrazení za porézní médium jedná o plný objem nepříliš složitého tvaru, není náročnost výpočetní sítě na počet elementů tak velká jako v případě trubek kde jejich malý průměr vyžaduje malou velikost elementů k zachycení zjišťovaných gradientů. Výpočetní doména byla tedy vytvořena jako porézní médium v celém rozsahu zadané délky trubek se stejným obrysem, který zabírají trubky. Přístup k rozdělení inverzního objemu na jednotlivé části byl podobný jako v případě rozdělení geometrie u varianty se zkrácenými trubkami.

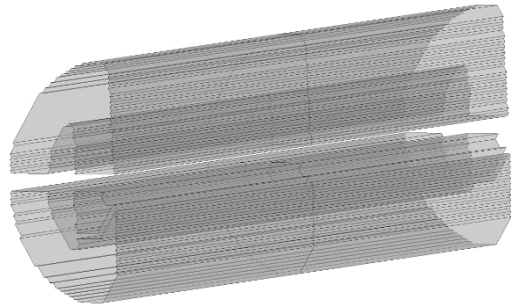


Obr. 29.- Inverzní objem výměníku s porézním médiem

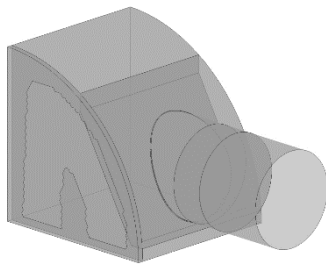
Rozdíl oproti variantě s trubkami je v tom, že na této variantě bylo nutno zachovat část výpočetní domény, která představuje porézní médium separovanou od zbývajících částí, kvůli nastavení výpočtu, jak bude vysvětleno v kapitole 5.2. U varianty výpočetní domény s trubkami byla trubkovnice přidělena vždy jedné komoře oproti tomu u této varianty jsou všechny komory odděleny zvlášť. Na porézním médiu, které představuje fluidní i solidní doménu, proběhne odlišné nastavení výpočtu než na ostatních doménách, které představují pouze fluidní část.



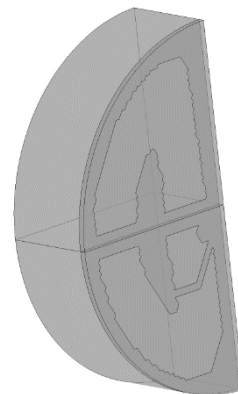
Obr. 31.- Inverzní objem vstupní komory



Obr. 30.- Objem porézního média



Obr. 33.- Inverzní objem výstupní komory



Obr. 32.- Inverzní objem obracecí komory

### 3.2.3. Porézní médium

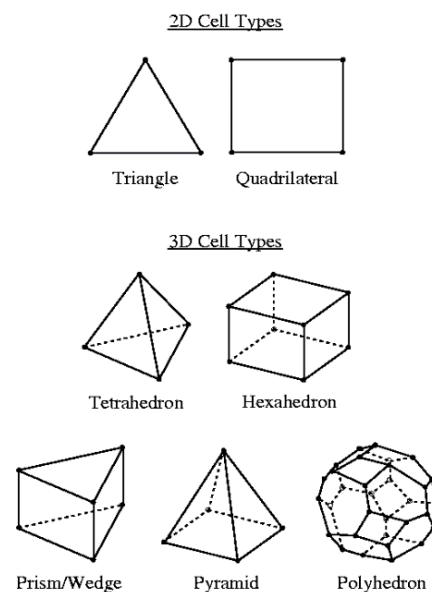
Model porézního média lze využít pro celou řadu jednofázových i vícefázových simulací proudění [11]. Například se může jednat o proudění skrze děrované desky, seskupení trubek či vrstvu písku. Za použití tohoto modelu je možné definovat také přenos tepla uvnitř porézního média což bude v našem případě využito a popsáno v kapitole 5.2

## 4. Diskretizace výpočetní sítě

V této kapitole bude představen postup, jakým byla vytvářena výpočetní síť na obou modelech tepelného výměníku. K přípravě sítě na inverzním objemu jednotlivých variant bylo vybráno prostředí *Workbench Meshingu*. Pro srovnání bylo na začátku vyzkoušen také program *Fluent*.

### 4.1. Přehled prvků výpočetní sítě

Existují 4 základní typy buněk [13]. Na začátku používání numerické simulace byl jako stavební prvek výpočetní sítě používán kvádr doplněný o prizmatický prvek. V dnešní době se již běžně používají prvky pyramidové, kterými se dá o poznání lépe vytvořit síť na složité geometrii a pomalu se přechází k prvkům polyhedrálním, které spojují nejlepší vlastnosti předchozích.



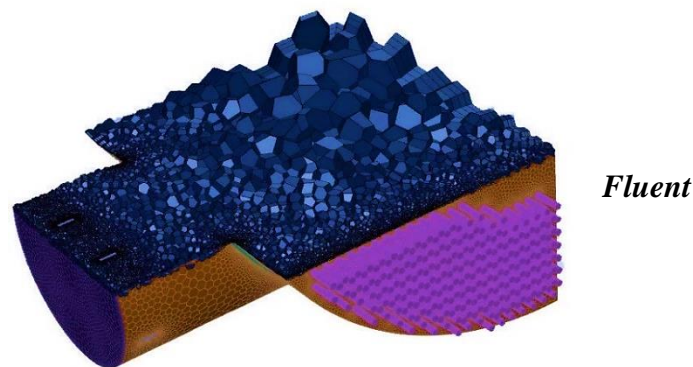
Obr. 34.- Druhy elementů [14]

### 4.2. Fluent

Jako první byl vyzkoušen program *Fluent*, který nabízí k vytváření sítě mimo jiné prvky polyhedrální čímž se odlišuje od ostatních síťovacích nástrojů softwarového balíku *Ansys*. Tyto prvky jsou vhodné k vytváření sítě na složité geometrii s tím, že přesnost výpočtu s jejich použitím se řadí někam mezi tetrahedrální a hexahedrální.

Z důvodů uživatelské přívětivosti a z důvodů první zkušenosti s CFD nebyl software *Fluent* využit. V této práci byl k nastavení výpočtu použit program *CFX*, protože umí počítat jak s prvky tetrahedrálními tak hexahedrálními, kterých je na tomto modelu využito, jak je popsáno v kapitole 4.3. Tím, že byl vybrán *CFX* bylo znemožněno použití polyhedrálních prvků. Diskretizování sítě v programu *Fluent* je vidět na Obr. 35.





Obr. 35.- Výpočetní síť v programu *Fluent*

### 4.3. Workbench Meshing

Pro srovnání s programem *Fluent* je výpočetní síť v *Workbench meshing* vidět na obrázku Obr. 36. kde je ukázána na vstupní komoře u varianty se svazkem zkrácených trubek. K vytvoření sítě zde byly použity převážně prvky hexahedrální. Byl zvolen postup rozdělení inverzního objemu na části v programu *SpaceClaim* jak bylo ukázáno v kapitole 3.2.1. Takovéto rozdělení výpočetní domény bylo zvoleno za cílem obsazení celého modelu pouze strukturovanou konformní sítí. Tomu bylo dosaženo u většiny částí této geometrie. Prvky hexahedrální jsou vhodné nejen z hlediska strukturovanosti a konformnosti, ale také z hlediska stability výpočtu a hospodárnosti sítě.

Hexahedrální prvky, však nebylo možno použít v místech složité topologie na geometrii jako například, v oblasti sdílené plochy mezi doménou svazku trubek a vstupní komory a dále pak u mříže na vstupu (inletu) do vstupní komory. K vytvoření sítě na těchto částech geometrie byly použity prvky tetrahedrální, pyramidy, které dokáží lépe kopírovat tvar složité topologie a dále se lépe přizpůsobí hranám či lokálním zjemněním.

U varianty s porézním médiem není náročnost na výpočetní síť tak vysoká, proto zde byly na všech komorách použity prvky tetrahedrální při vytvoření konformní sítě, což bylo zajištěno postupným síťováním jednotlivých objemů. Na části „Porézní medium“ byly opět použity prvky hexahedrální jelikož se jedná o topologicky jednoduchou geometrii, není potřeba zvyšovat velikost sítě prvky tetrahedrálními. Detailnější popis diskretizace matematického modelu bude uveden v kapitole níže.

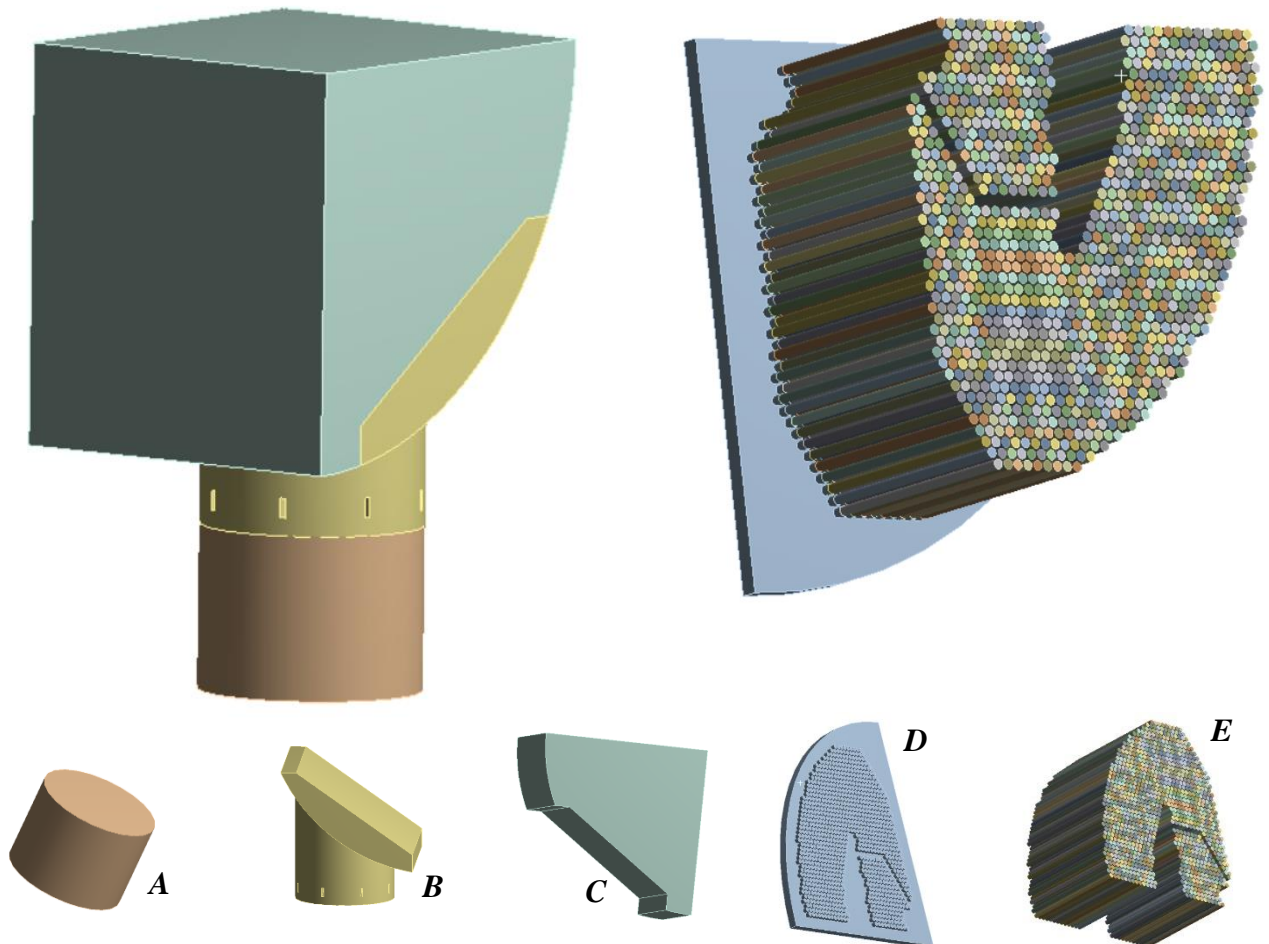


Obr. 36.- Výpočetní síť v programu ANSYS



### 4.3.1. Diskretizace sítě na modelu s teplosměnnými trubkami

Při vytváření této sítě byl kladen největší důraz na její hospodárnost a strukturovanost při zachování její konformnosti. Na Obr. 37 níže jsou vidět části, na které byla celá vstupní komora rozdělena pro co nejnvýhodnější síťování. Kroky provedené při vytváření výpočetní sítě budou ukázány na části „Vstupní komora“



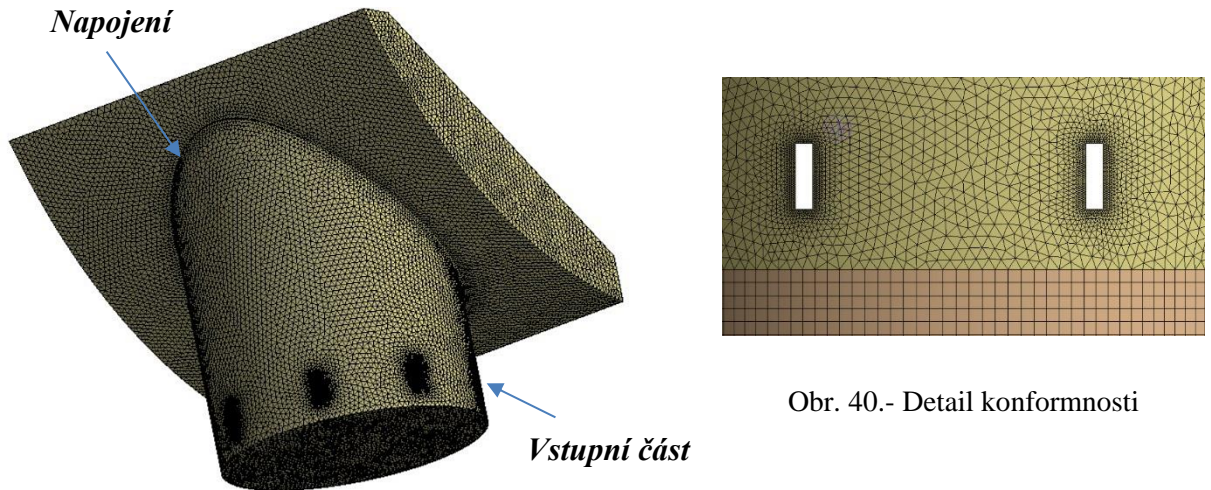
Obr. 37.- Jednotlivé části vstupní komory

Část A je přidána k zadané geometrii kvůli možnému výskytu zpětného proudění při výpočtu. Mříž umístěná v těsné blízkosti zadaného vstupu by mohla způsobit vír, který by způsobil přetékání tekutiny přes plochu na kterou bude v kapitole 5.1 nastavena okrajová podmínka. Toto by mohlo způsobit destabilizaci výpočtu, která může vést k jeho úplnému zhroucení. Tato část domény byla diskretizována pomocí prvků tetrahedrálních s délkou hrany 20 mm.



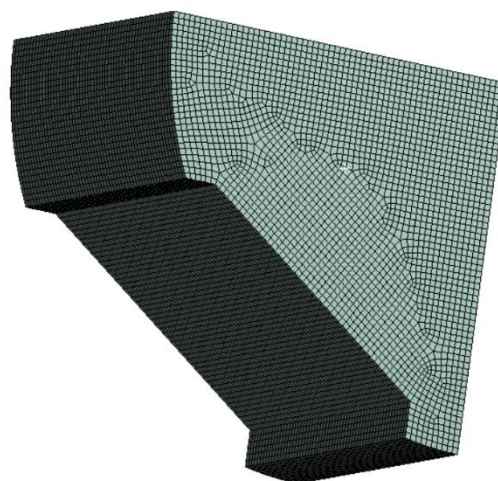
Obr. 38.- Detail výpočetní sítě A

U části **B** je z Obr. 39. patrný výskyt složité topologie, tudíž byla na této části vytvořena síť obsahující tetrahedrální prvky. Bylo zde nastaveno lokální zjemnění ke správnému zachycení lokálních gradientů, a to na napojení vstupní části do vstupní komory zobrazené na Obr. 39. a dále na plochách, které definují tvar mříže na vstupu. Zjemnění bylo nastaveno jako  $L/5$ , kde  $L$  je délka hrany plochy, po které je síť vytvářena. Globální velikost elementu je zde  $D/85$ . Kde  $D$  je průměr vstupní části. Z toho vyplývá že velikost elementů je 20 [mm]. Konformnost sítě je patrná z Obr. 40.



Obr. 39.- Detail výpočetní sítě B

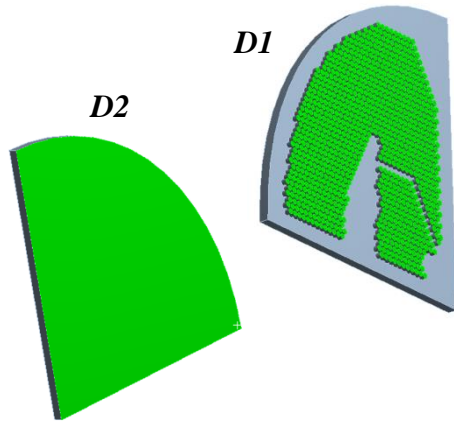
Na části **C** je vytvořena síť pomocí hexahedrálních prvků. I pro tuto část platí globální velikost elementů 20 [mm]. Z Obr. 41. je patrné, že síť je strukturovaná.



Obr. 41.- Detail výpočetní sítě C



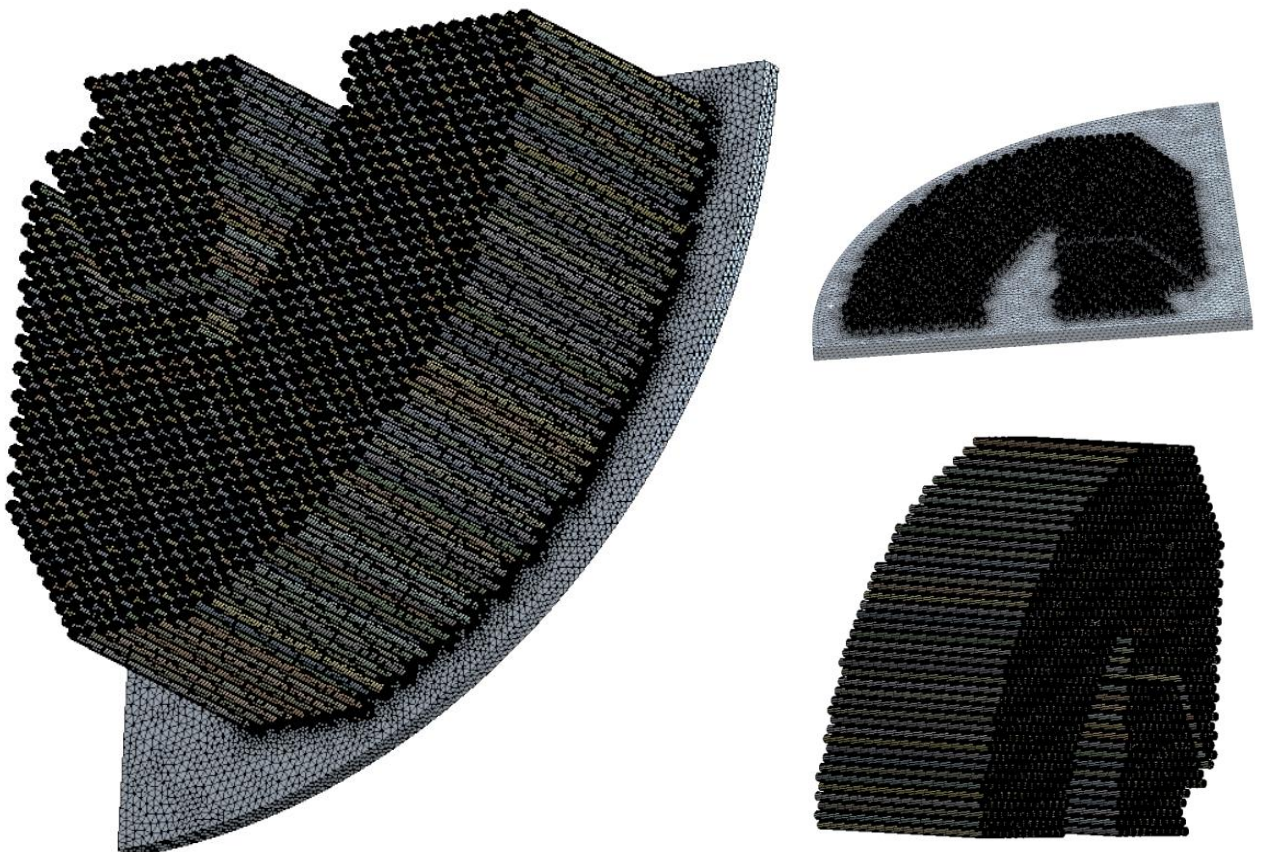
**D** je část geometrie, která je společná pro trubky i pro vstupní komoru, pro co nevyšší přesnost výpočtu je nutné dodržet co nejpodobnější velikosti buněk na obou stranách přechodové plochy s trubkami **D1** a přechodové plochy s vstupní komorou **D2**. Velikost buněk u trubek bude zvolena na  $d/6$ , kde  $d$  je průměr trubky. Na ploše **D1** bylo opět využito lokálního zjemnění.



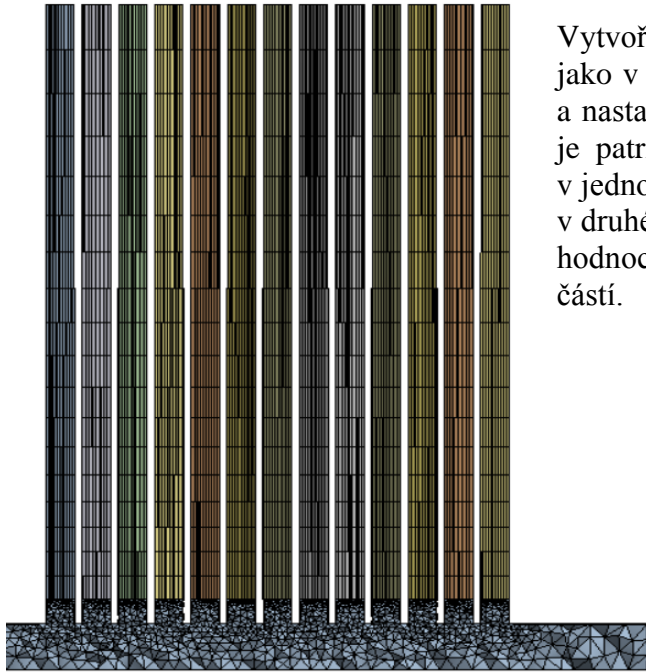
V oblasti modelu teplosměnných trubek jsou nastaveny prvky zjemněné, tomu u části **D** v celém jejím rozsahu není potřeba, kvůli tomu bylo zjemnění nastaveno jen na přechodovou plochu **D1**. Dále od této plochy se budou prvky zvětšovat s "grown rate" 1,2 což je defaultní hodnota poměrného zvětšování elementů.

Na další ploše **D2** bylo lokálního zjemnění nastaveno obdobně. Vzhledem k potřebnému konformnímu napojení sítě zde byly v celém rozsahu této části geometrie využity prvky tetrahedrální, tedy nestruturovaná síť.

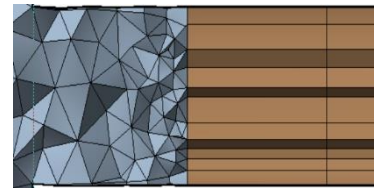
Obr. 42.- Přechodové plochy



Obr. 43.- Výpočetní síť na části svazku trubek s přechodovou částí

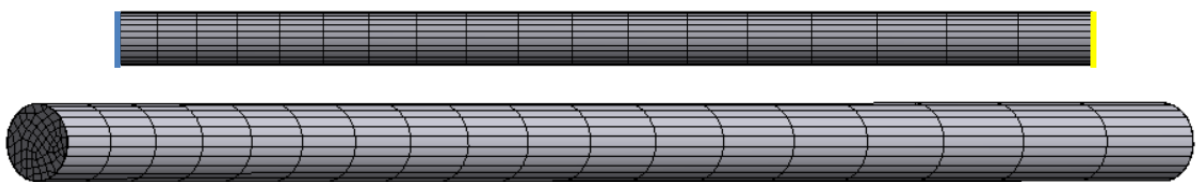


Vytvoření konformní sítě je zde dosaženo stejně jako v předchozím případě postupným síťováním a nastavením sdílení topologie. Konformnost sítě je patrna z Obr. 44 Části **E** a **D** byly síťovány v jednom grafickém okně, zatímco části **A**, **B**, **C** v druhém, a proto konformnost sítě a následné hodnocení kvality sítě bude rozděleno do dvou částí.



Obr. 44.- Detail výpočetní sítě D, E

Jelikož trubky, i když zkrácené mají malý průměr, a vzhledem k tomu, že na vstupu do trubek budeme pozorovat rychlost, která musí být v souladu se zadáním, je dobré nastavit na vstupu do trubek prvky jemnější. Takto jemné prvky však nemůžou být po celé délce trubek. Tím by totiž narostla velikost sítě a snížila by se její hospodárnost, proto zde byla využita možnost uživatelského nastavení “*bias*“, která umožňuje postupné zvětšování elementů, jak je patrné z Obr. 45. Při zvolení tohoto nastavení síť nejlépe odpovídá požadavkům řečeným v úvodu této kapitoly. Velikost elementu sítě na průřezu přes celou délku trubky je 4 mm.

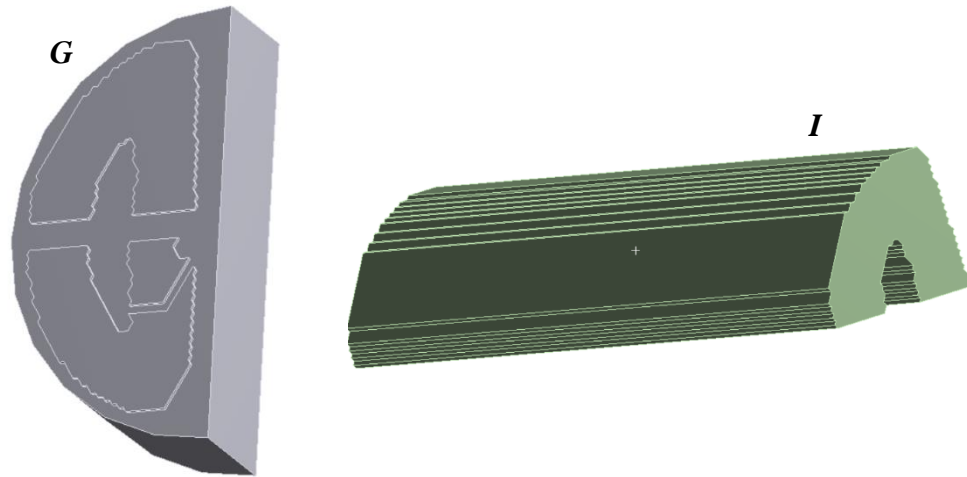


Obr. 45.- Výpočetní síť na jedné trubce

“*Bias*“ je nastavení, které je povoleno jen při zvolení metody “*Sweep*“ a “*Multizone*“. Tedy jen u hexahedrálních prvků. Mezní vrstva byla u všech částí geometrie nastavena s velikostí první buňky 0,08 [mm] a se třemi vrstvami napříč proudovým polem.

### 4.3.2. Diskretizace výpočetní sítě na modelu s porézním médiem

Sítování modelu s porézním médiem bude ukázáno na částech „Obracecí komora“ a „Porézní médium“.



Obr. 46.- Obracecí komora a část porézního média

Pro účely sítování byla v programu SpaceClaim geometrie rozdělena na části **G**, **I** jak bylo ukázáno v kapitole 3.2.2. Toto, stejně jako tomu bylo u popisu vytváření sítě na modelu s trubkami v kapitole 4.3.1 nejsou všechny části této domény, avšak na zbylých částech, je vytvořena síť stejným způsobem, a proto zde bude popsán postup vytváření sítě jen na těchto vybraných částech geometrie.

Obě části geometrie jsou topologicky velice jednoduché. Jako první byla vytvořena síť na části **I**, na které byly použity hexahedrální prvky metodou „Sweep“. U této části byla zachována globální velikost elementu převzatá z varianty s trubkami, tedy 20 [mm]. Tato hodnota byla zvolena kvůli zajištění jisté podobnosti mezi výpočetními sítěmi obou variant.

Dále byla síť vytvořena na části **G**. U této části geometrie bylo stejně tak jako je tomu u ostatních částí zachováno nastavení globální velikosti elementu. Na vytvoření sítě byly v celém rozsahu použity prvky tetrahedrální. Podobně jako tomu bylo u části **D** v předchozí kapitole 4.3.1 zde bylo nastaveno lokální zjemnění na ploše styku mezi jednotlivými druhy výpočetní sítě.

Mezní vrstva byla nastavena s velikostí první buňky 0,08 [mm] a se třemi vrstvami napříč proudovým polem, tedy obdobně jako u varianty s teplosměnnými trubkami.

Obě popsané sítě splňují obecné předpoklady pro tvorbu výpočetní sítě, tedy alespoň 5 prvků po průřezu, mezní vrstva a splnění kritérií kvality, jak bude ukázáno s kapitole 4.4

#### 4.4. Kvalita vytvořené výpočetní sítě

Kvalita sítě byla posuzována ze dvou hledisek, zaprvé *Aspect ratio*, které uvádí poměr nejdelší a nejkratší hrany plochy elementu a jehož průměrná hodnota by se měla držet pod 100, v případě, že tomu tak je dá se síť považovat za vyhovující. *Aspect ratio* je charakterizováno rovnicí (8-4.4.).



Obr. 47.- Obrys elementu

$$Aspect\ ratio = \frac{Nejdelší\ plocha}{Nejkratší\ plocha} \quad (8-4.4.)$$

Jako druhé hledisko na kvalitu sítě bylo zvoleno *Skewness*, které je charakterizováno rovnicí (9-4.4.). Toto kritérium nabývá hodnot v intervalu  $<0,1>$ , význam jednotlivých hodnot je uveden v Tab. 1.

Skewness	Kvalita elementu
1	degresivní
$0.9 < 1$	špatná
0.75–0.9	chabá
0.5–0.75	dostačující
0.25–0.5	dobrá
$>0-0.25$	výborná
0	element rovnostranný

Tab. 1.- Kvalita sítě

$$Skewness = \frac{Optimální\ velikost\ elementu - Velikost\ elementu}{Optimální\ velikost\ elementu} \quad (9-4.4.)$$



Obr. 48.- Porovnání elementů

#### 4.4.1. Kvalita sítě u modelu s teplosměnnými trubkami

Hodnoty v tabulkách jsou vztaženy k nastavení, které bylo popsáno v předchozích kapitolách. Hodnoty kvality sítě jsou zde ukázány jen pro části geometrie, na kterých bylo nastavení ukázáno v kapitole 4.3.1 a 4.3.2, hodnoty pro zbylé části geometrie nalezne čtenář v přílohách.

	Aspect ratio	Skewness
<b>Max</b>	1871,3	0,99
<b>Min</b>	1,0004	0,0000048356
<b>Average</b>	10,028	0,21852

Tab. 2.- Kvalita sítě na částech A, B, C

	Aspect ratio	Skewness
<b>Max</b>	5187	0,995
<b>Min</b>	1,1596	0,000010227
<b>Average</b>	79,535	0,24256

Tab. 3.- Kvalita sítě na částech D, E

#### 4.4.2. Kvalita sítě u modelu s porézním médiem

Obdobně jako v předchozím případě je kvalita sítě ukázána jen na částech, na kterých bylo vytváření sítě popsáno. Kvalitu zbylých částí geometrie lze nalézt v přílohách bakalářské práce.

	Aspect ratio	Skewness
<b>Max</b>	529,06	0,87945
<b>Min</b>	1,158	0,20303
<b>Average</b>	32,874	0,006344

Tab. 4.- Kvalita sítě na částech G

	<b>Aspect ratio</b>	<b>Skewness</b>
<b>Max</b>	529,06	0,87945
<b>Min</b>	1,158	0,20303
<b>Average</b>	32,874	0,006344

Tab. 5.- Kvalita sítě na částech I

Z uvedených hodnot vyplývá že síť, která byla navržena je vyhovující.

#### **4.5. Studium nezávislosti sítě („Mesh study“)**

Volba sítě byla provedena na variantě modelu se zkrácenými teplosměnnými trubkami na části „Obracecí komora“. „Mesh study“ bylo provedeno z důvodu zkrácení výpočtového času a dále zkrácení doby přípravy sítě. Po nastavení výpočtu, které bude uvedeno v následující kapitole 4.5.1 získáme první výsledky sledované tlakové ztráty.

Filozofie volby velikosti sítě tkví v ovlivňování nastavení sítě pouze změnou velikostí elementů. Jediná hodnota, kterou proto budeme měnit je velikost elementu, které byly použity pro tvorbu sítě na jednotlivých částech geometrií. Velikost změny prvku by měla odpovídat 75 %. Byly proto připraveny 3 varianty velikosti sítě s vlastnostmi ukázanými v Obr. 49.

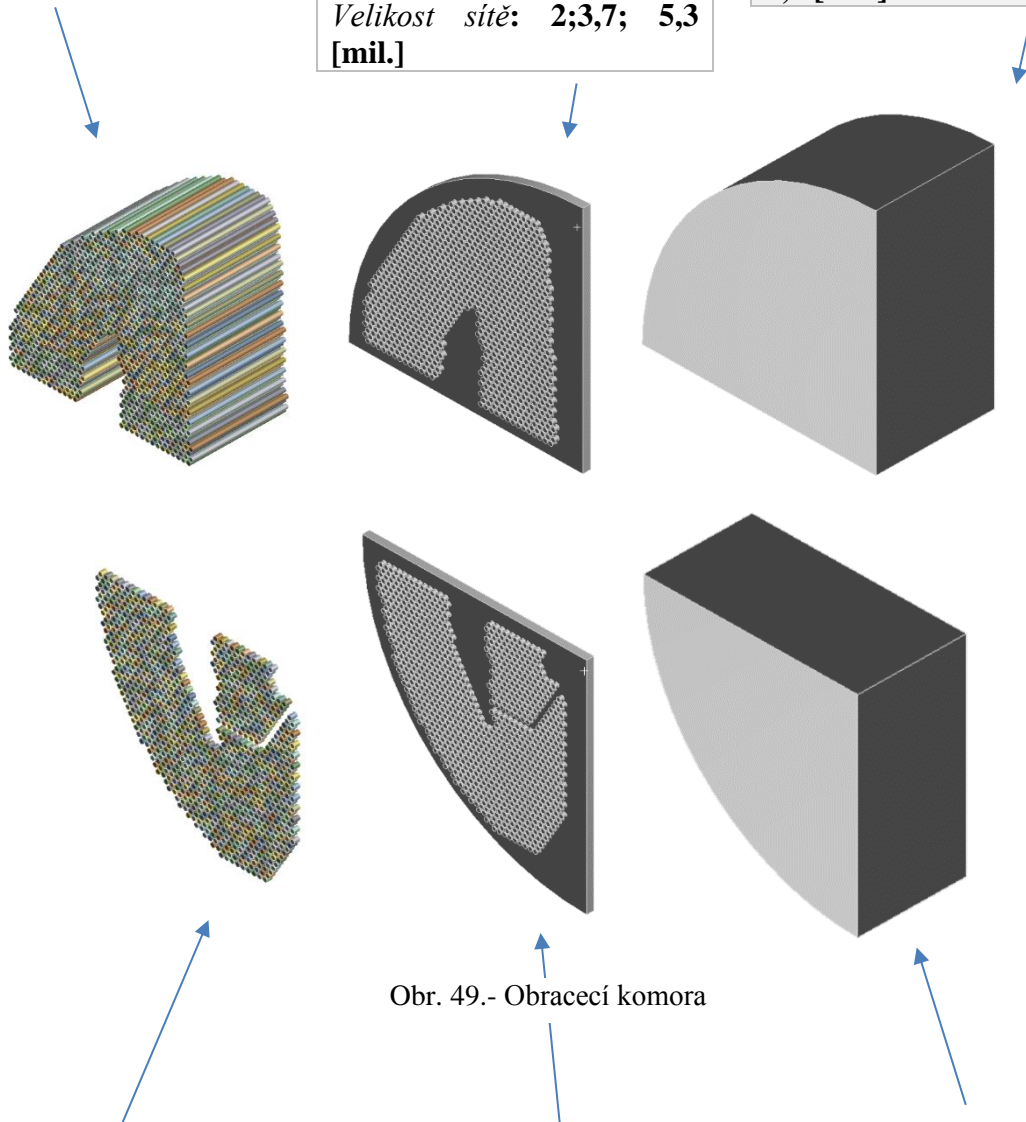
Jako první bylo použito nastavení sítě popsané v předchozích kapitolách 4.3.1 a 4.3.2. Nazvěme tuto variantu nastavení velikosti prvku jako  $\beta$  a považujme ji za středně velkou síť. Poté nejmenší síť budeme dále nazývat  $\gamma$  a největší  $\alpha$ .



<i>Matoda: Sweep</i>
<i>Element: Hexahedrální</i>
<i>Velikost elementu: 5; 7; 10 [mm]</i>
<i>Velikost sítě: 1,9; 3,5; 8,6 [mil.]</i>

<i>Matoda: Patch conforming</i>
<i>Element: Tetrahedrální</i>
<i>Velikost elementu: 15; 20; 27 [mm]</i>
<i>Zjemnění na hraně: 5; 7; 11 [mm]</i>
<i>Velikost sítě: 2;3,7; 5,3 [mil.]</i>

<i>Matoda: Multizone</i>
<i>Element: Hexahedrální</i>
<i>Velikost elementu: 15; 20; 27[mm]</i>
<i>Velikost sítě: 0,125; 0,219; 1,6 [mil.]</i>



Obr. 49.- Obracecí komora

<i>Matoda: Sweep</i>
<i>Element: Hexahedrální</i>
<i>Velikost elementu: 6; 8; 11 [mm]</i>
<i>Velikost sítě: 0.8; 1,2; 3,5 [mil.]</i>

<i>Matoda: Patch conforming</i>
<i>Element: Tetrahedrální</i>
<i>Velikost elementu: 15; 20; 27 [mm]</i>
<i>Zjemnění na hraně: 6; 8; 11 [mm]</i>
<i>Velikost sítě: 0.7; 1,5; 2,5 [mil.]</i>

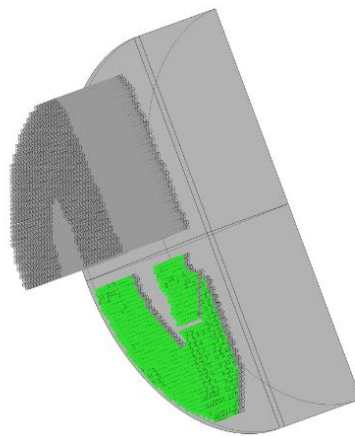
<i>Matoda: Multizone</i>
<i>Element: Hexahedrální</i>
<i>Velikost elementu: 15; 20; 27 [mm]</i>
<i>Velikost sítě: 0,125; 0,270; 1,6 [mil.]</i>

#### 4.5.1. Nastavení výpočtu pro potřeby „*Mash study*“

Nastavení bude v této kapitole popsáno jen stručně, pouze z hlediska okrajových podmínek, detailní popis celého nastavení bude v kapitole 5. Nastavení bylo provedeno v prostředí programu *CFX Pre* na variantě  $\beta$ . Pro potřeby „*Mash study*“ byly nastaveny tyto okrajové podmínky.

##### **Inlet**

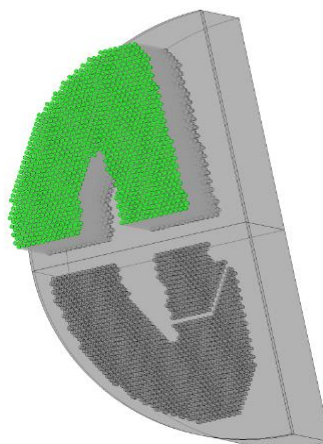
Na ploše vstupu do trubek, kterou je možno vidět na Obr. 50 bylo použito hodnot, které byly firmou Doosan zadány jako vstupní parametry do celého výměníku. Toto sice neodpovídá fyzikálnímu modelu, resp. jeho matematickému popisu, ale pro účely výběru velikosti sítě je lze považovat za postačující. Použitými parametry jsou zde tlak na vstupu 7 [bar] a dále teplota na vstupu 23 [°C].



Obr. 50.- Plocha inletu

##### **Outlet**

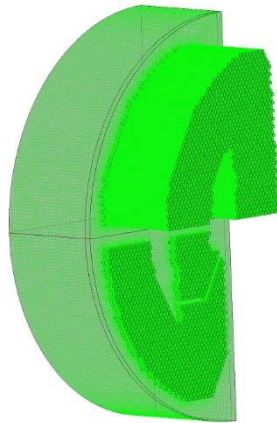
Na výstupu by zadaná okrajová podmínka s použitím hmotnostního průtoku 3000 [t/h], který byl zadán firmou Doosan.



Obr. 51.- Plocha outlet

## Wall

Na stěnu byla nastavena okrajová podmínka nulové rychlosti na stěně. Pro přenos tepla byl na stěnách nastavena adiabatická okrajová podmínka. Na Obr. 52 jsou vidět plochy, na které byly tyto okrajové podmínky aplikovány.

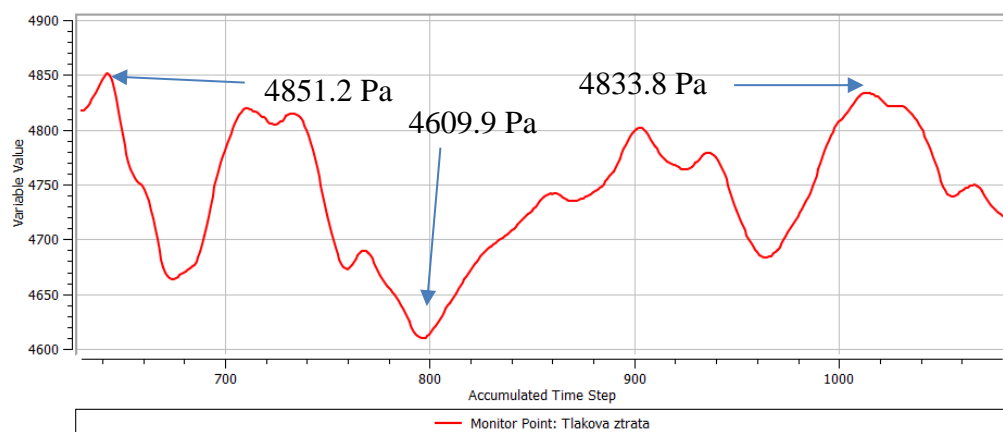


Obr. 52.- Plochy nastavené jako wall

### 4.5.2. Přehled výsledků

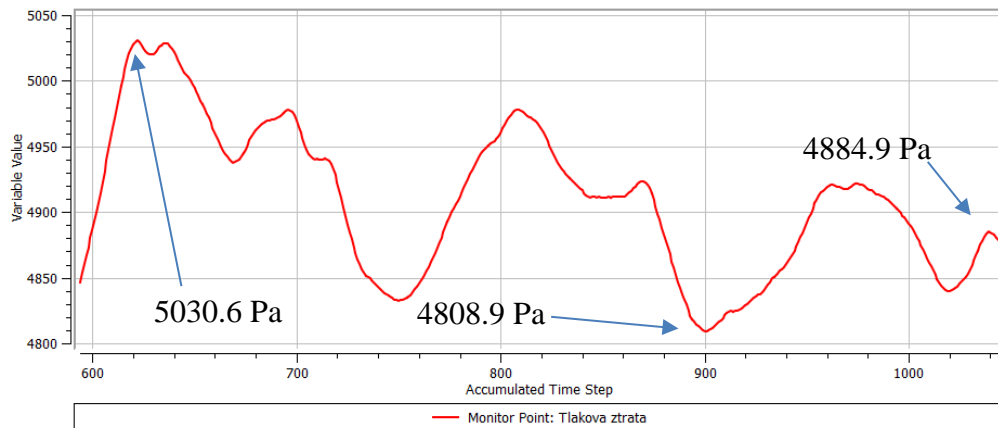
V této kapitole je ukázán průběh výpočtu a přehled výsledků jednotlivých variant velikosti výpočetní sítě.

#### TLAKOVÁ ZTRÁTA $\alpha$ : (posledních 450 iterací)



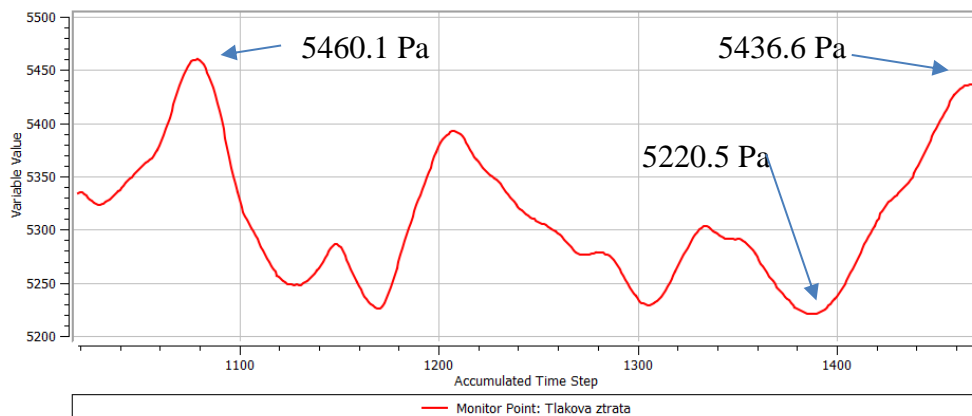
Obr. 53.- Průběh výpočtu varianty  $\alpha$

### TLAKOVÁ ZTRÁTA $\beta$ : (posledních 450 iterací)



Obr. 54.- Průběh výpočtu varianty  $\beta$

### TLAKOVÁ ZTRÁTA $\gamma$ : (posledních 450 iterací)



Obr. 55.- Průběh výpočtu varianty  $\gamma$

Z Obr. 53, Obr. 54, Obr. 55, je možno stanovit rozdíl mezi jednotlivými výsledky tlakové ztráty. Zatím co mezi variantou  $\gamma$  a  $\beta$  je rozdíl přibližně 10 %, mezi variantou  $\beta$  a  $\alpha$  je tento rozdíl již jen okolo 1 %.

Vzhledem k uvážení vlastností jednotlivých variant velikosti sítě uvedených v Tab. 6. Byla jako postačující velikost sítě zvolena varianta  $\beta$ .

<b>Var.</b>	<b>Velikost sítě (všech částí)</b>	<b>Hodnota tlakové ztráty [Pa]</b>	<b>Výpočetní čas</b>	<b>Y+</b>
<b><math>\alpha</math></b>	<b>7,47 mil.</b>	<b>5436.6 Pa</b>	<b>8 hod 54 min 32 s</b>	8.20443
<b><math>\beta</math></b>	<b>8,76 mil.</b>	<b>4884.9 Pa</b>	<b>10 hod 4 min 35 s</b>	7.87958
<b><math>\gamma</math></b>	<b>14,042 mil.</b>	<b>4833.8 Pa</b>	<b>2 dny 15 hod 32 min 15 s</b>	7.80218

Tab. 6.- Porovnání výpočetních sítí

Pomocí varianty natavení  $\beta$ , byla vytvořena výpočetní síť na všech částech geometrie, a to jak u varianty se zkrácenými teplosměnnými trubkami, tak u varianty s porézním médiem.

## 5. Nastavení výpočtu

V této kapitole bude popsáno nastavení výpočtu společné pro obě varianty výpočetní domény (trubky, porézní médium). Jako pracovní médium byla použita voda. Spojitost pracovní látky byla zadefinována jako „*Continuous Fluid*“ čímž bylo stanoveno, že látka procházející sledovanou oblastí se nechová jako kdyby se pohybovala ve formě jednotlivých kapek, ale jako jedno spojitě médium [15].

Referenční tlak byl nastaven na hodnotu 0 [bar]. Gravitace byla zahrnuta výrazem „-g“ (jehož hodnota je  $9,823 \frac{m}{s^2}$ ), nastaveného na vertikální osu výměníku.

Dále byla pro výpočet zapnuta energetická rovnice popisující přenos tepla. Model turbulence byl zvolen jako „*Shear Stress Transport, k- $\omega$* “ tedy „*SST*“ se střední intenzitou turbulence 5 %. „*SST*“ model byl vytvořen tak aby co nejefektivněji spojoval přesnost modelu k- $\omega$ , který funguje lépe v oblastech blízko stěny s modelem k- $\epsilon$ , který je lepší pro oblasti dále od stěny. Toto rozdělení je provedeno pomocí funkce „*f*“ tato funkce ve tvaru (10-5.) může nabývat hodnot  $F = \langle 0,1 \rangle$  [15].

$$f = (\text{Transportní rovnice } k - \omega) \cdot F + (\text{Transportní rovnice } k - \epsilon) \cdot (1 - F) \quad (10-5.)$$

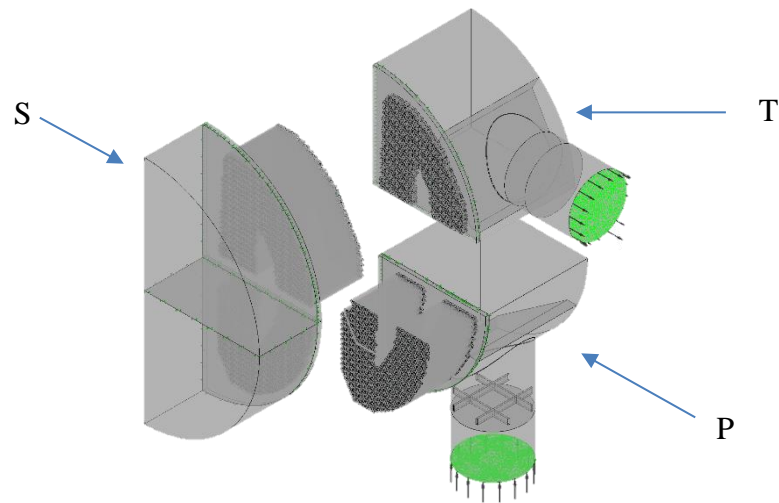
Jsou tedy použity oba modely současně, když funkce nabyde hodnoty  $F=1$ , čemuž se stane v oblasti blízko stěny, aktivuje se model k- $\omega$ . Naopak tomu bude v oblastech dále od stěny kde funkce nabyde hodnoty  $F=0$  a aktivuje se tedy samotný model k- $\epsilon$ . V přechodových oblastech mezi hraničními hodnotami této funkce se budou používat obě rovnice s tím, že se vždy bude využívat více rovnice, která je v dané vzdálenosti od stěny výhodnější.

### 5.1. Nastavení okrajových podmínek na variantě s trubkami

Hodnoty nastavené na okrajové podmínky vstupu a výstupu jsou totožné s hodnotami, které byly v kapitole 4.5.1 zadány jako okrajové podmínky jen pro část celé této domény a to „Obraccí komoru“.

Na vstupu (inlet) byla definována okrajová podmínka („*okrajpodm\_inlet*“) pomocí hodnoty absolutního tlaku 7 [bar] a dále pomocí celkové teploty 23 [°C]. Na výstupu z výpočetní domény byla firmou Doosan zadána okrajová podmínka („*okrajpodm\_outlet*“) pomocí hodnoty hmotnostního průtoku 3000 [t/h]. Na stěnu byla obdobně jako v kapitole 4.5.1 nastavena okrajová podmínka nulové rychlosti. Výpočet byl řešen stacionárně.

Pro spojení jednotlivých fluidních domén, tedy domén, ve kterých je pracovním médiem voda což jsou u této varianty výpočetní domény všechny (P, S, T). Byla na plochách dotyku nastavena podmínka „*Interface*“, která slouží ke spojování dvou částí domény s jiným typem sítě. Jelikož na každé části (P, S, T) byla vytvářena výpočetní síť v jiném grafickém okně bylo nutno tyto sítě provázat tak, aby docházelo k co nejmenší ztrátě informací na ploše přechodu mezi jednotlivými doménami. Dalším důvodem využití Interface bylo, jak už bylo zvažováno v kapitole 3.2.1 při rozdělování geometrie, nahrazení chování tekutiny v rozmezí 542-9976 [mm]. Ve výpočtu se tedy kombinuje 3D a 1D simulace. U této varianty výpočetní domény nebyl do výpočtu zahrnut ohřev vody z důvodu, že *CFX* neumožňuje zadat skokovou změnu teploty na interface. Jako řešení by se zde nabízelo vytvoření subdomény obdobně jako u varianty s porézním médiem, jak bude vysvětleno v následující kapitole.



Obr. 56.- Kompletní výpočetní doména varianty s trubkami

Hodnota, která tedy byla na Interface zadána je změna tlaku na již zmiňovaném úseku 542-9976 [mm]. Této hodnoty bylo dosaženo pomocí následujících výpočtů. Které vycházejí z hodnoty Reynoldsova čísla (11-5.), po dosazení (12-5.).

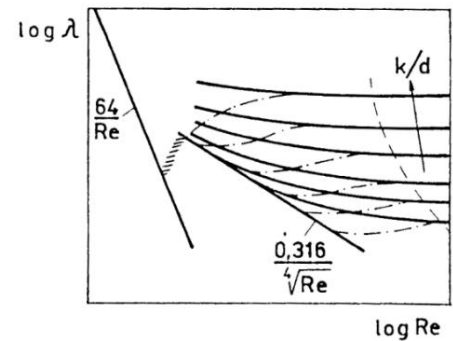
$$Re = \frac{w_s \cdot d_s}{\vartheta} \quad (11-5.)$$

$$Re = \frac{2.37 \cdot 0,0223}{1.004 \cdot 10^{-6}} = 52640.438 \quad (12-5.)$$

$Re$  je Reynoldsovo číslo určující charakter proudění;  $w_s$  je střední rychlost v trubkách;  $d_s$  je charakteristický rozměr (zde průměr trubek);  $\vartheta$  je kinematická viskozita vody proudící v trubkách. Všechny veličiny byly zadány firmou Doosan, kromě kinematické viskozity. Kinematická viskozita pro vodu při dané teplotě je  $\vartheta=1,004 \cdot 10^{-6} [\frac{m^2}{s}]$  [16].

Jelikož hranice pro vznik turbulentního proudění u trubek se pohybuje někde okolo  $Re= 2300$ . Z výsledného Reynoldsova čísla je možno usoudit, že charakter proudění bude turbulentní. Tuto informaci zahrneme do výpočtu tlakové ztráty pomocí ztrátového součinitele  $\lambda$ . K výpočtu součinitele je nutno znát vlastnosti materiálu, stupeň opracování, jelikož u turbulentního proudění hraje drsnost povrchu velkou roli. Rozlišujeme dva základní přístupy k vypočtení ztrátového součinitele.

- **Hydraulicky hladké potrubí**-  $\lambda_p = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$
- **Hydraulicky drsné potrubí**- $\lambda_p$  odečteme z Moodyho diagramu v logaritmické závislosti na Reynoldsově čísle a drsnosti potrubí.



Obr. 57.- Moodyho diagram

Firmou Doosan bylo stanoveno uvažování HHP. Při výpočtu  $\lambda_p$  za uvažování HHP vycházíme z rovnice (13-5.), po dosazení (14-5.).

$$\lambda_p = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (13-5.)$$

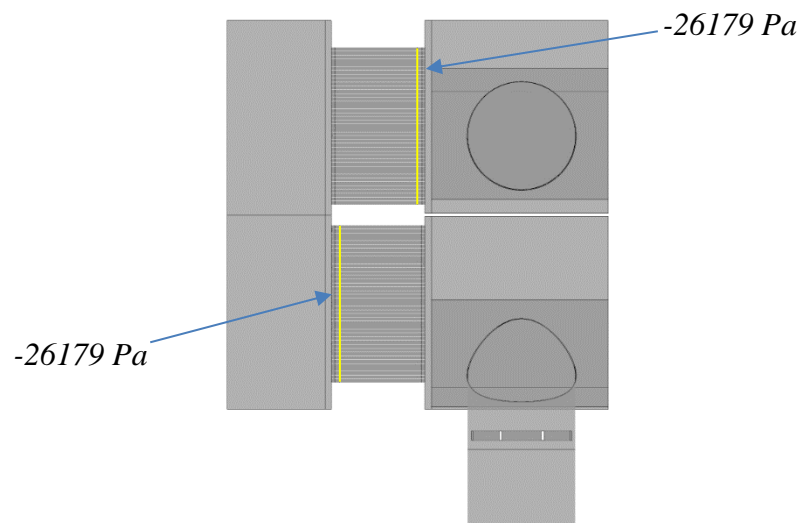
$$\lambda_p = 0.0209 \quad (14-5.)$$

Pro výslednou tlakovou ztrátu potom platí vztah (15-5.), po dosazení (16-5.).

$$\Delta p = \rho \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \frac{L}{d} \cdot \lambda_p \quad (15-5.)$$

$$\Delta p = 26.179 \text{ kPa} \quad (16-5.)$$

Kde  $\rho$  je hustota vody;  $w_s$  je střední rychlost v trubkách;  $d$  je průměr trubek;  $L$  je celková délka trubek



Obr. 58.- Kombinace 3D a 1D analýzy



## 5.2. Nastavení okrajových podmínek na variantě s porézním médiem

V nastavení solidní části domény, která se nachází v oblasti porézního média byla zapnuta energetická rovnice pro výpočet tepla.



Obr. 59.- Kompletní výpočetní doména varianty s porézním médiem

Nastavení okrajových podmínek zde bylo stejné jako v kapitole 5.1. Pro správnou aproximaci teplosměnných trubek bylo provedeno několik nastavení porézního média.

### Vlastnosti porézního média

Porézní médium obsahuje empiricky stanovený odpor proti proudění v modelu. Tento odpor byl definován pomocí pórovitosti, která je dána rovnicí (17-5.2.).

$$\theta = \frac{\text{objem trubek}}{\text{objem porézního média}} \quad (17-5.2.)$$

Při zavedení modelu porézního média do výpočetní oblasti musíme respektovat, že [11], [12]:

1. Porézní médium má pouze orientační vliv na pole turbulence
2. Obecné nastavení CFX předpokládá konstantní rozložení pórovitosti přes celé médium, a tedy se odpor proti proudění nemůže měnit v prostoru ani čase.

Pro stanovení hodnoty porozity vyjdeme ze vzorce (17-5.2.), rozvedeného na rovnici (18-5.2.), po dosazení (19-5.2.), který je platný pro horní část porézního média a (20-5.2.), který je platný pro spodní část.

$$\theta = \frac{\text{objem trubek}}{\text{objem poréz. média}} \quad (17-5.2.)$$

$$\theta = \frac{1024 \cdot S_{trub} \cdot L}{S_{por} \cdot L} \quad (18-5.2.)$$

$$\theta = \frac{1024 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0223^2}{4} \cdot 9,976}{0,641 \cdot 9,976} = 0,62393 \quad (19-5.2.)$$

$$\theta = \frac{1024 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0223^2}{4} \cdot 9,976}{0,6277 \cdot 9,976} = 0,63715 \quad (20-5.2.)$$

Kde  $S_{trub}$  je plocha vypočtená ze vzorce  $\frac{\pi \cdot d^2}{4}$ , kde  $d$  je průměr jedné trubky [m] (trubek ve svazku je 1024 trubek),  $S_{por}$  je plocha porézního média v příčném řezu ve směru proudění a  $L$  je délka teplosměnných trubek/porézního média.

Dále byl nastaven model tlakové ztráty v porézním médiu. Jako „*Directional Loss*“ což je model, který respektuje ztrátu tlaku pouze v jednom směru. Za tento směr byl zvolen směr proudění, který odpovídá podélné ose teplosměnných trubek. Model ztráty byl definován pomocí dvou proměnných a to  $C_{r1}$  a  $C_{r2}$ .  $C_{r1}$  „*Linear resistance coefficient*“ je definován podle zdroje [18] pomocí vztahu (21-5.2.). Toto vyjádření „*Linear resistance coefficient*“ platí pouze za předpokladu modelu ztráty tlaku jen v jednom směru.  $C_{r2}$  „*Quadratic resistance coefficient*“ je definován pomocí vztahu (22-5.2.), v konečných číslech potom (23-5.2.).

$$C_{r1} = \sqrt[2]{C_{r2}} \quad (21-5.2.)$$

$$C_{r2} \cdot w_a^2 = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (22-5.2.)$$

$$C_{r2} = \frac{\Delta p}{L \cdot w_a^2} \quad (23-5.2.)$$

Kde  $\Delta p$  je hodnota tlakové ztráty [Pa], která byla zadána na interface v předchozí kapitole,  $L$  je délka porézního média [m] a  $w_a$  je průměrná rychlost vstupující do porézního média [ $\frac{m}{s}$ ].

Jedinou neznámou vstupující do tohoto vzorce je  $w_a$ , kterou je možno vyjádřit z rovnice kontinuity tedy vztahu (24-5.2.), pro náš konkrétní případ (25-5.2.), po vyjádření rychlosti

explicitně (26-5.2.). Protože hmotnostní průtok byl zadán a hustota vody je běžně uvažována jako  $997 \frac{kg}{m^3}$  zbývá určit plochu vstupující do tohoto vzorce  $S_{in}$ . Jelikož ve vzorci (23-5.2.) pro  $C_{r2}$  je rychlost definována jako průměrná vstupní rychlost do porézního média je nutno za plochu dosadit takovou plochu, do které se může distribuovat pracovní médium v případě porézního média. Takovou plochu je možno vypočítat pomocí vzorce (27-5.2.), kde obě proměnné jsou známy, viz. výše v této kapitole.

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot w \quad (24-5.2.)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot S_{in} \cdot w_a \quad (25-5.2.)$$

$$w_a = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S_{in}} \quad (26-5.2.)$$

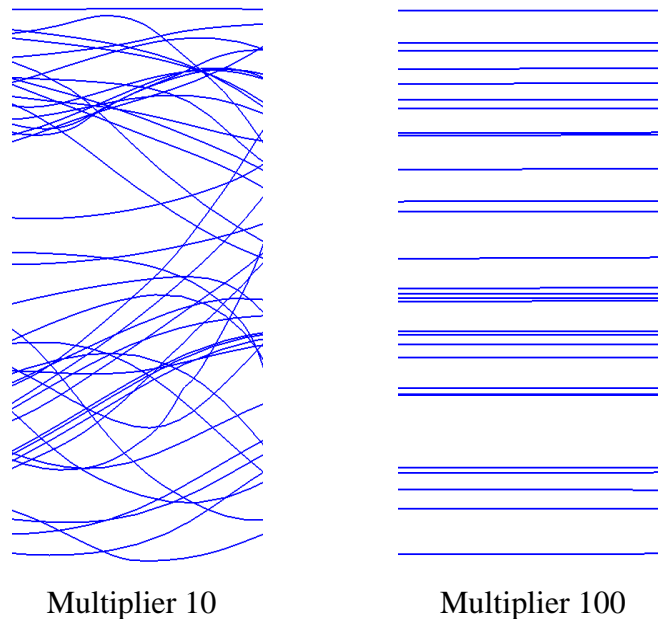
$$S_{in} = S_{por} \cdot \theta \quad (27-5.2.)$$

Dále můžeme po těchto úvahách rozepsat rovnici (23-5.2.), do tvaru (28-5.2.) po dosazení (29-5.2.), kde všechny proměnné jsou známy.  $C_{r1}$  pak tedy vychází  $24,5 \frac{kg}{m^3 \cdot s}$ .

$$C_{r2} = \frac{\Delta p}{L \cdot \left( \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S_{por} \cdot \theta} \right)^2} \quad (28-5.2.)$$

$$C_{r2} = \frac{26179}{9,976 \cdot \left( \frac{833,33}{997 \cdot 0,641 \cdot 0,62393} \right)^2} = 600,8 \frac{kg}{m^4} \quad (29-5.2.)$$

Porézní médium obsahuje myšlené paralelní kanály, průtok médiem je tedy směřován pouze ve vodorovném směru. Průtok je narovnan a rychlost má jen směrovou komponentu proudu. Takto je vyjádřena závislost ztráty tlaku pouze ve směru proudu v závislosti na rychlosti. Abychom dosáhly vzájemného nekřížení proudnic v porézním médiu byl jako další nastaven „*Transverse Loss*“ na „*Multiplier*“ jehož hodnota se pohybuje v intervalu  $\langle 10, 100 \rangle$ . Pro srovnání byl výpočet proveden s oběma mezními hodnotami, jak je vidět na Obr. 60, kde je znázorněné rozložení proudnic v proudovém poli v těsné blízkosti od vstupu pracovního média do porézního média.



Obr. 60.- Rozložení proudnic

Z Obr. 60. je patrné, že pro vhodnou aproximaci trubek byl v porézním médiu nastaven „Multiplier“ na hodnotu 100. Jako další byl do porézního média zahrnut přenos tepla. Firmou Doosan byl zadán rozdíl teplot na vstupu a výstupu pracovního média z domény  $T_1 - T_2 = 8,83$  [°C] a hmotnostní průtok 3000 [t/h]. Dále bylo zadáno, že ve spodní části tepelného výměníku se voda ohřeje o 2/3 z celkové hodnoty ohřevu a v horní části o 1/3. Tepelná kapacita vody je  $c = 4,18$  [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]. Z těchto důvodů bylo vypočteno množství tepla, které bude předáno proudící vodě v dolní části výměníku jako  $Q_1$  a teplo předané v horní části výměníku jako  $Q_2$ . Obě hodnoty množství předané tepelné energie jsou vypočteny ze vztahu (30-5.2.) po dosazení (31-5.2.) a (32-5.2.).

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot (T_1 - T_2) \quad (30-5.2.)$$

$$Q_1 = 0,8\bar{3} \cdot 4,18 \cdot (28,89 - 23) = 20502,9 \left[ \frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right] \quad (31-5.2.)$$

$$Q_2 = 0,8\bar{3} \cdot 4,18 \cdot (31,83 - 28,886) = 10254,9 \left[ \frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right] \quad (32-5.2.)$$

Do nastavení výpočtu byla tato hodnota vložena pomocí sub domény, která se nachází v porézním médiu. Jelikož při vložení sub domény je možno definovat rovnou  $Q_1$  a  $Q_2$  ve zdrojích „Sources“, „Energy Sources“, „Total Energy“.

## 6. Výpočet

Při výpočtu na obou variantách byly sledovány *Rezidua*, *Imbalance* a *Body zájmu (User points)*. Jako bod zájmu byla u varianty se zkrácenými trubkami nastavena hodnota tlakové ztráty pomocí výrazu (33-6.).

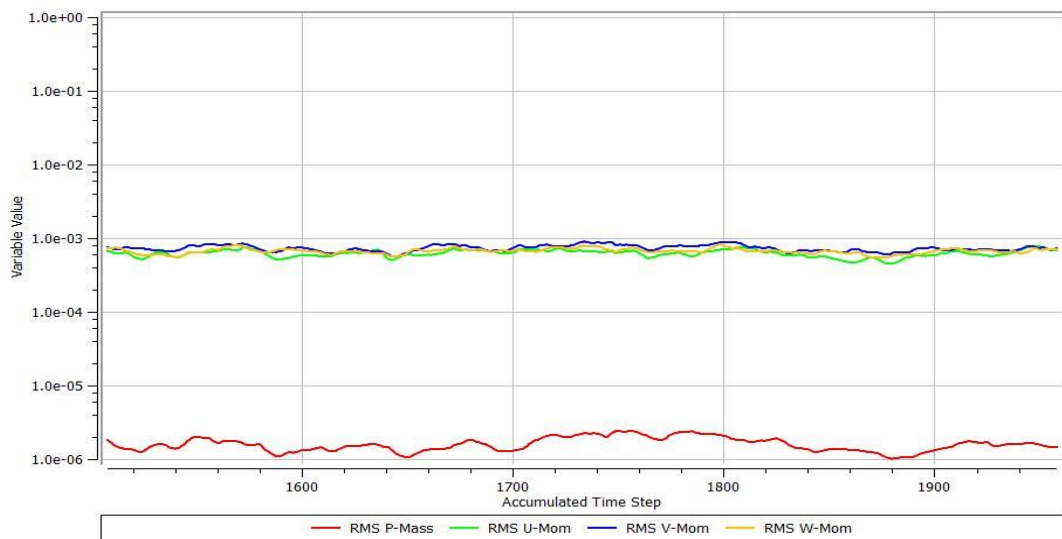
$$\text{„areaAve(p)@okrajpodm\_inlet-areaAve(p)@okrajpodm\_outlet“} \quad (33-6.)$$

U varianty s porézním médiem byl navíc sledován ohřev vody pomocí výrazu (34-6.).

$$\text{„areaAve(T)@okrajpodm\_outlet-areaAve(T)@okrajpodm\_inlet“} \quad (34-6.)$$

Kde **areaAve** znamená aritmetický průměr přes danou plochu, **(p)** je veličina, která bude průměrována, v tomto případě tlak, a „*okrajpodm\_inlet*“ je okrajová podmínka na ploše vstupu u „Vstupní komory“. Průběh sledovaných hodnot v závislosti na počtu provedených iterací je ukázán na variantě s porézním médiem na obrázcích níže. Průběh všech sledovaných hodnot na variantě s teplosměnnými trubkami naleznete v přílohách.

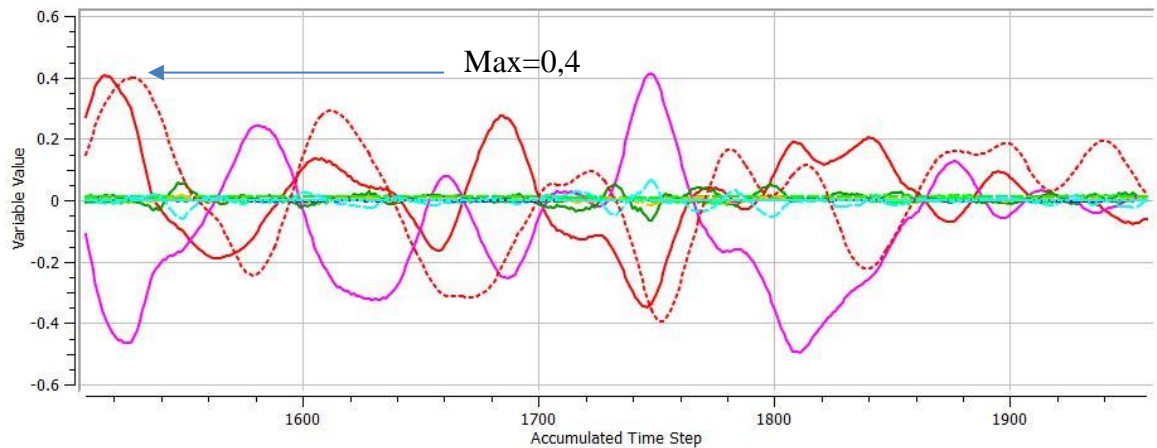
### Rezidua varianty B (posledních 450 iterací)



Obr. 61.- Rezidua v závislosti na počtu iterací

Konvergence výpočtu z hlediska Reziduí je obecně stanoveno při hodnotě  $1,0 \times 10^{-3}$ . Jak je možno vidět na Obr. 61. průběh výpočtu při posledních 450 ti iteracích tomuto kritériu odpovídá.

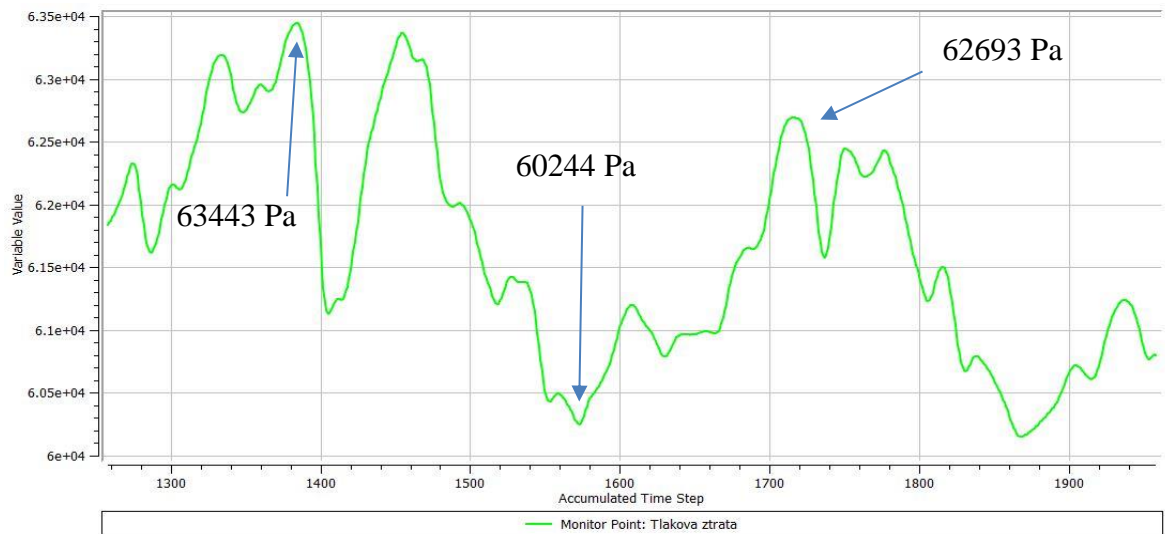
### Imbalance varianty B (posledních 450 iterací)



Obr. 62.- Imbalance v závislosti na počtu iterací

Imbalance jsou definovány jako rozdíl ve vypočtených hodnotách hmotnostního toku, hybnosti atd. na vstupu a výstupu z výpočetní domény. Vzhledem k tomu, že platí zákon zachování hybnosti a rovnice kontinuity měly by tyto rozdíly být téměř nulové. Obecně by se měli hodnoty dostat pod 1 %.

### Tlaková ztráta varianty B (posledních 700 iterací)



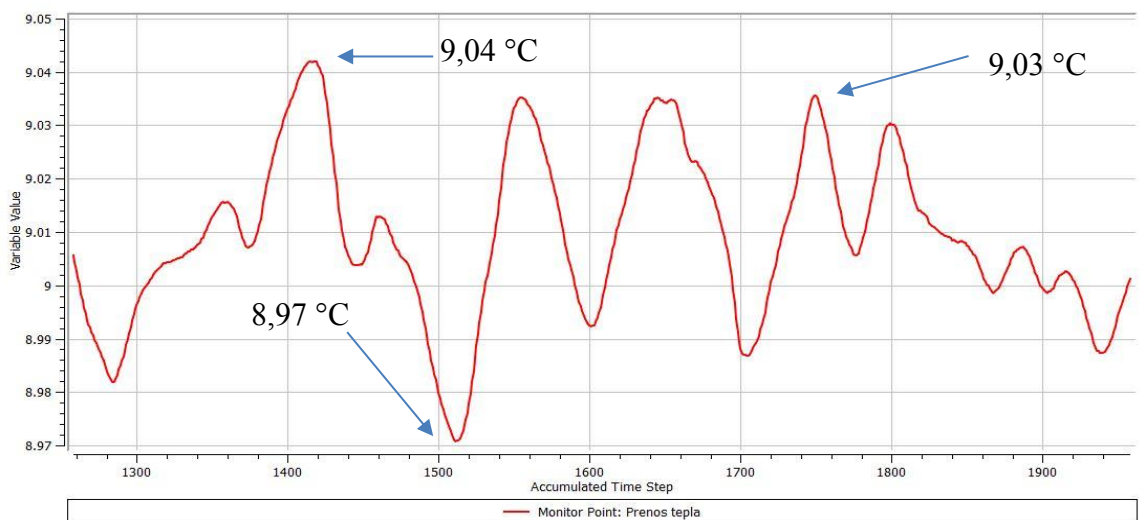
Obr. 63.- Tlaková ztráta v závislosti na počtu iterací

Pro body zájmu (Tlaková ztráta, Přenos tepla) bylo stanoveno kritérium konvergence, jako rozdíl menší než 5 %, mezi nejvyšší a nejnižší hodnotou veličiny v rozmezí 450-700 iterací od ukončení výpočtu. Toto kritérium bylo dodrženo při všech výpočtech. V Tab. 7 je znázorněn výpočet kritéria u této varianty.

<b>Horní hranice:</b>	63443
<b>Spodní hranice:</b>	60244
<b>Rozdíl:</b>	3199
<b>Rozdíl v %=</b>	<b>5,04</b>

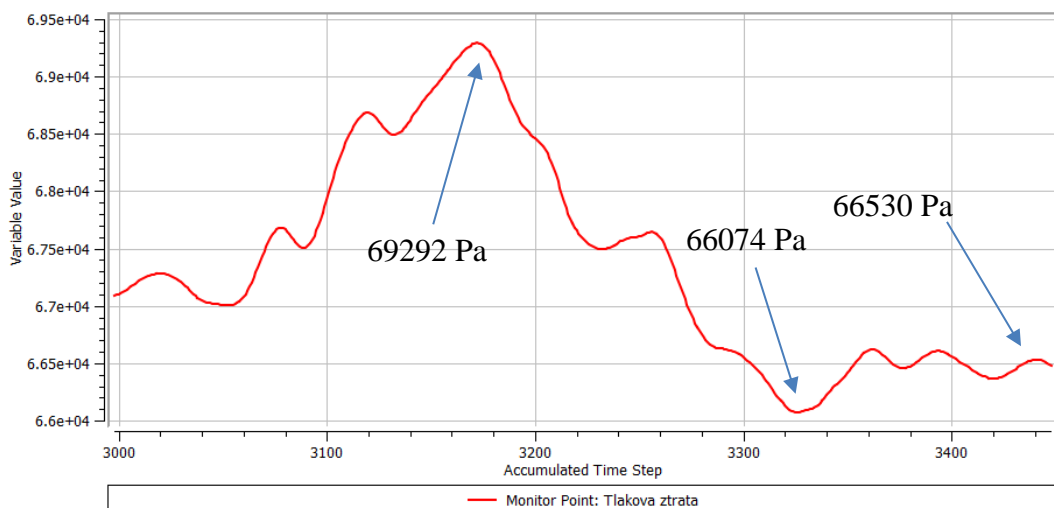
Tab. 7.- Procentuální diference hodnot tlakové ztráty varianty B

### Teplota média varianty B (posledních 700 iterací)



Obr. 64.- Teplota média v závislosti na počtu iterací

### Tlaková ztráta varianty A (posledních 450 iterací)



Obr. 65. Tlaková ztráta v závislosti na počtu iterací

Na Obr. 65. je možné vidět průběh hodnoty tlakové ztráty v závislosti na počtu iterací u varianty A. Procentuální rozdíl hodnoty při konvergenci je v Tab. 8. níže.

<b>Horní hranice:</b>	69292
<b>Spodní hranice:</b>	66074
<b>Rozdíl:</b>	3218
<b>Rozdíl v %=</b>	<b>4,6</b>

Tab. 8.- Procentuální diference hodnot tlakové ztráty varianty A

Pro srovnání výpočtu u varianty A a B můžeme diferenci ve výsledných hodnotách tlakové ztráty vidět v Tab. 9. níže.

<b>Varianta A:</b>	66530
<b>Varianta B:</b>	62697
<b>Rozdíl:</b>	3837
<b>Rozdíl v %=</b>	<b>5,7</b>

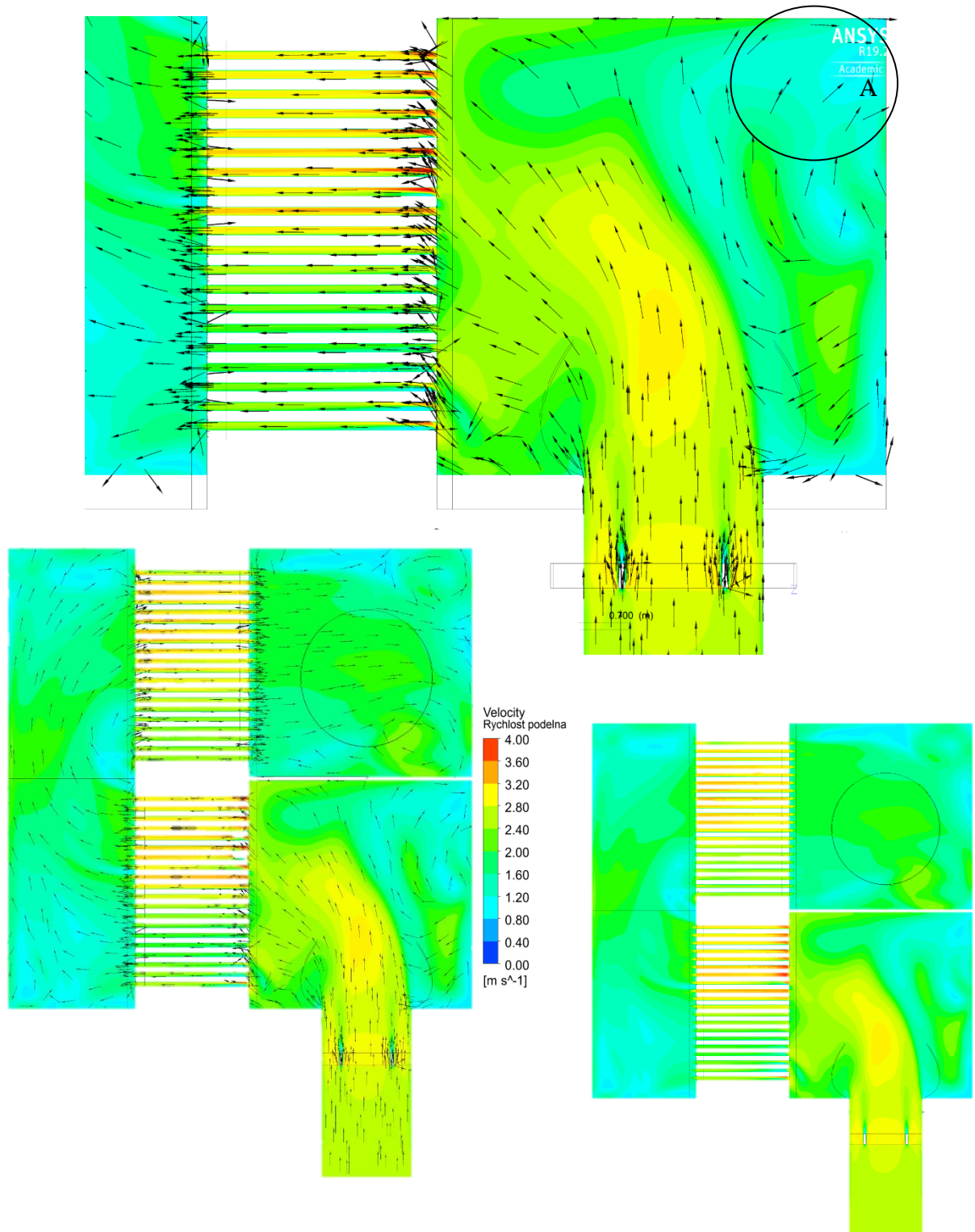
Tab. 9.- Procentuální diference obou počítaných variant

Tato diference dosahující skoro 6 % je nejspíše způsobena průměrováním rychlosti v porézním médiu, střední rychlost v porézním médiu totiž dosahuje hodnoty  $2 \left[\frac{m}{s}\right]$ , zatím co střední rychlost v teplosměnných trubkách je  $2,37 \left[\frac{m}{s}\right]$ . Ze vzorce (15-5.) totiž vyplývá, že vyšší rychlost má vliv na tlakovou ztrátu ve smyslu snižování její hodnoty. Rozdíl rychlostí je zde celkem značný, při úvaze, že se tato proměnná vyskytuje v čitateli jako kvadrát.

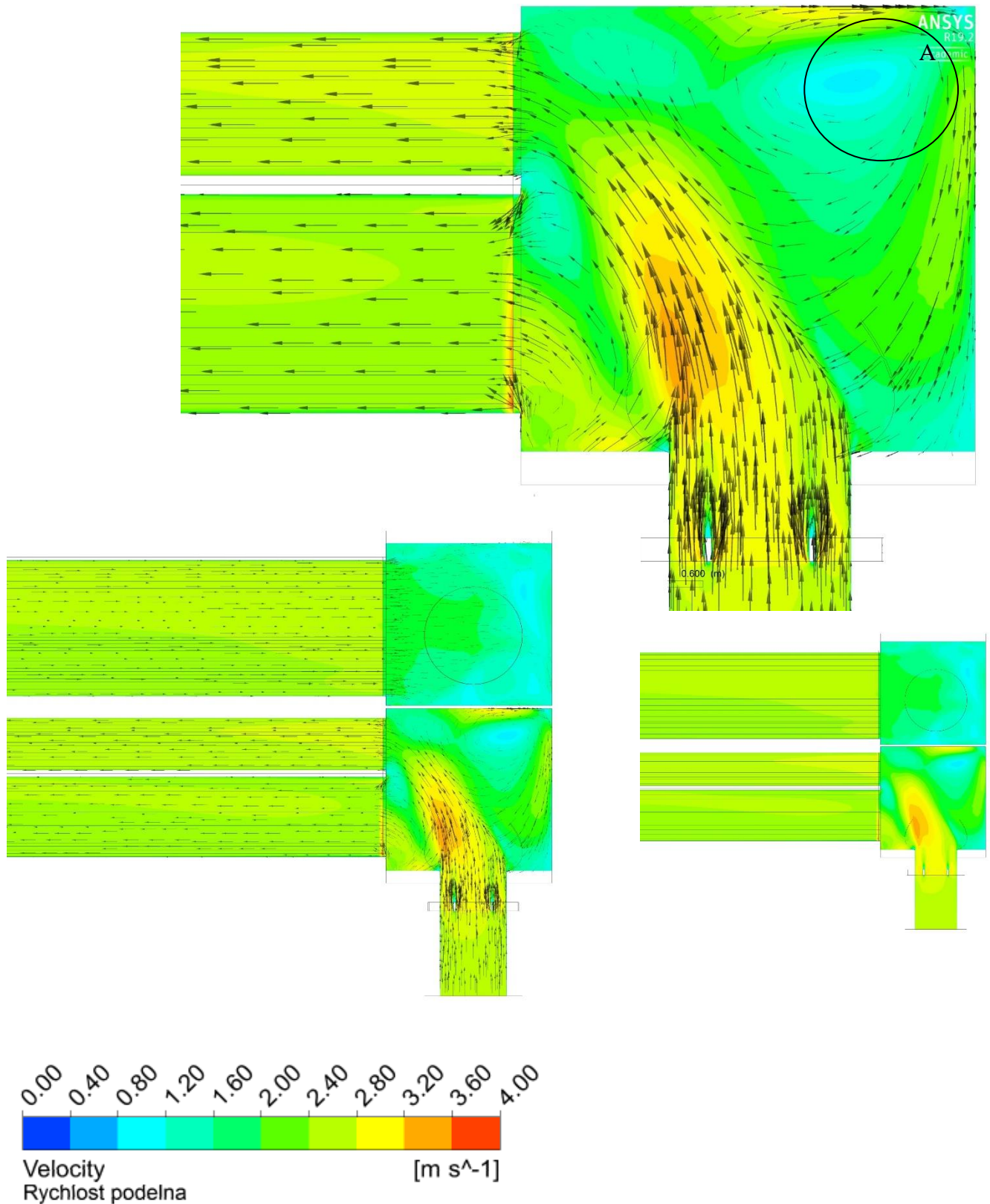


## 7. Porovnání výsledků

Byly napočteny celkem dvě varianty tepelného výměníku. V prvním případě jsme ve výpočetní oblasti ponechali svazek teplosměnných trubek a pouze jsme zkrátili jejich délku. V případě druhém jsme jejich délku ponechali, ale nahradili je v celém rozsahu porézním médiem. Na obrázcích níže je ukázán rozdíl v rychlostních polích mezi jednotlivými variantami.

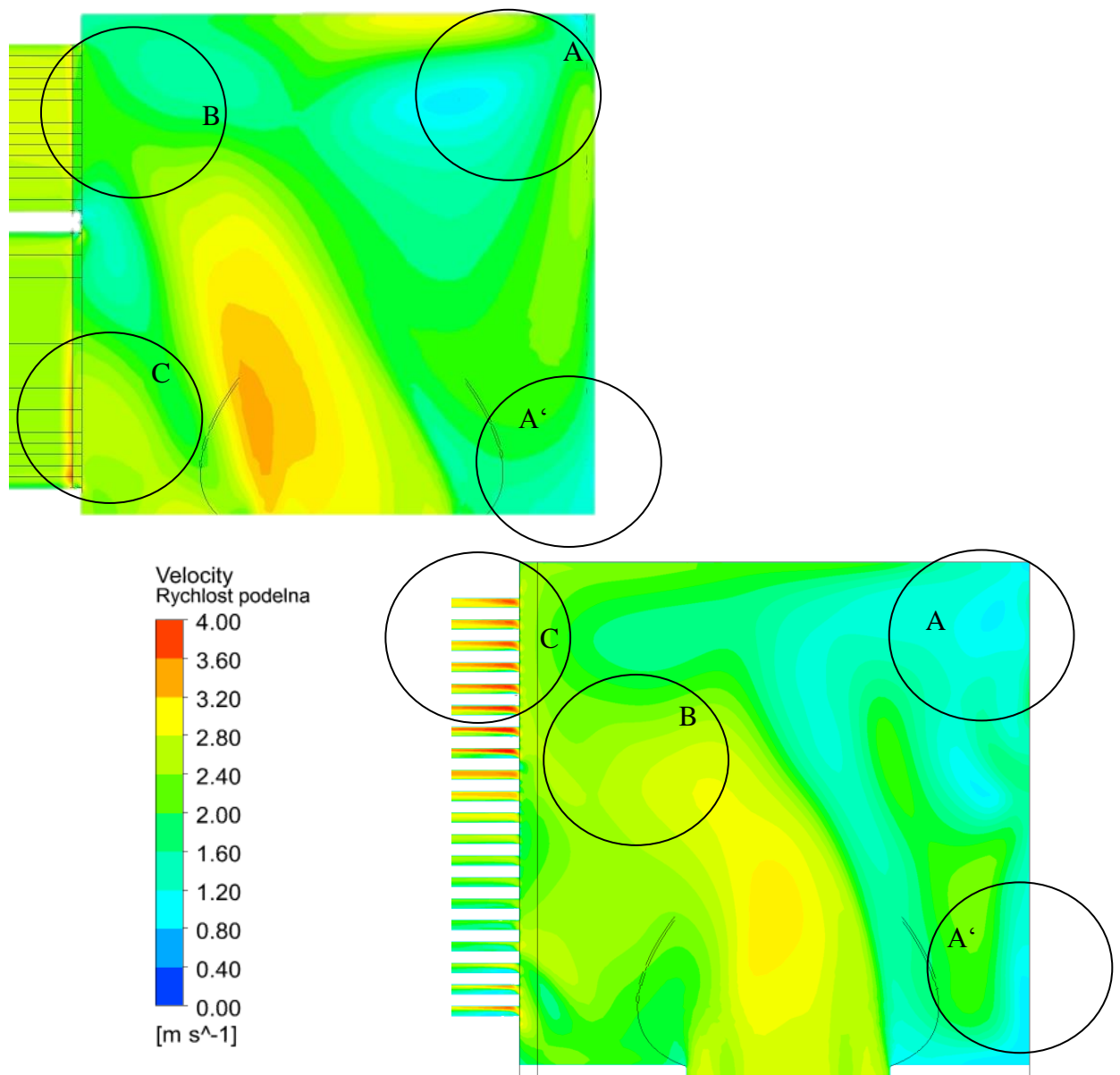


Obr. 66.- Rozložení rychlosti v proudovém poli výměníku s teplosměnnými trubkami



Obr. 67.- Rozložení rychlosti v proudovém poli výměníku s porézním médiem

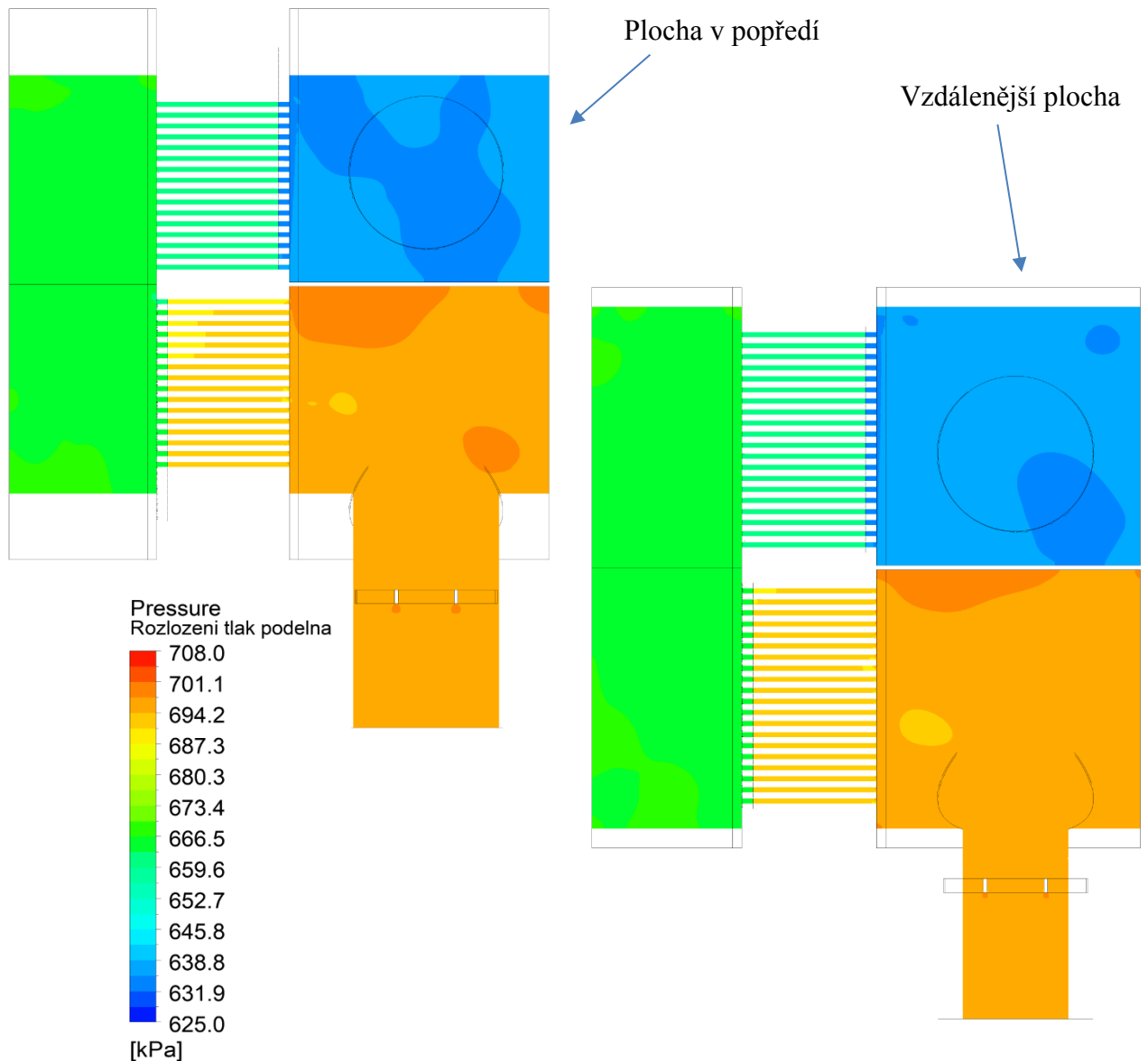
Obr. 66, Obr. 67. ukazují rozdíl v rozložení rychlosti. Na konturách rychlosti je patrný odpor porézního média vůči proudu, který se u kontury u teplosměnných trubek neobjevuje, a to z důvodu, že porézní médium představuje větší odpor proti proudění než svazek trubek, do kterého se voda může plynule distribuovat. Dále z obrázku jsou patrné jisté podobnosti ve výskytu gradientu rychlosti, a to na vstupu jak do trubek, tak do porézního média. Tato podobnost označena jako **C**, se ale vyskytuje v různých částech průřezu trubek/porézního média. Tento rozdíl je nejspíše způsoben tím, že porézní médium působí odpor proti proudu, jak bylo řečeno výše. Proud vody tedy narazí na horní stěnu vstupní komory a snaží se jít zpět do vstupního potrubí, jelikož ale ze vstupního potrubí přitéká další voda je jí v této snaze zabráněno a tím se v horní části hromadí tlak, který dále působí na vtékající proud vody.



Obr. 68.- Podobnosti kontur rychlosti

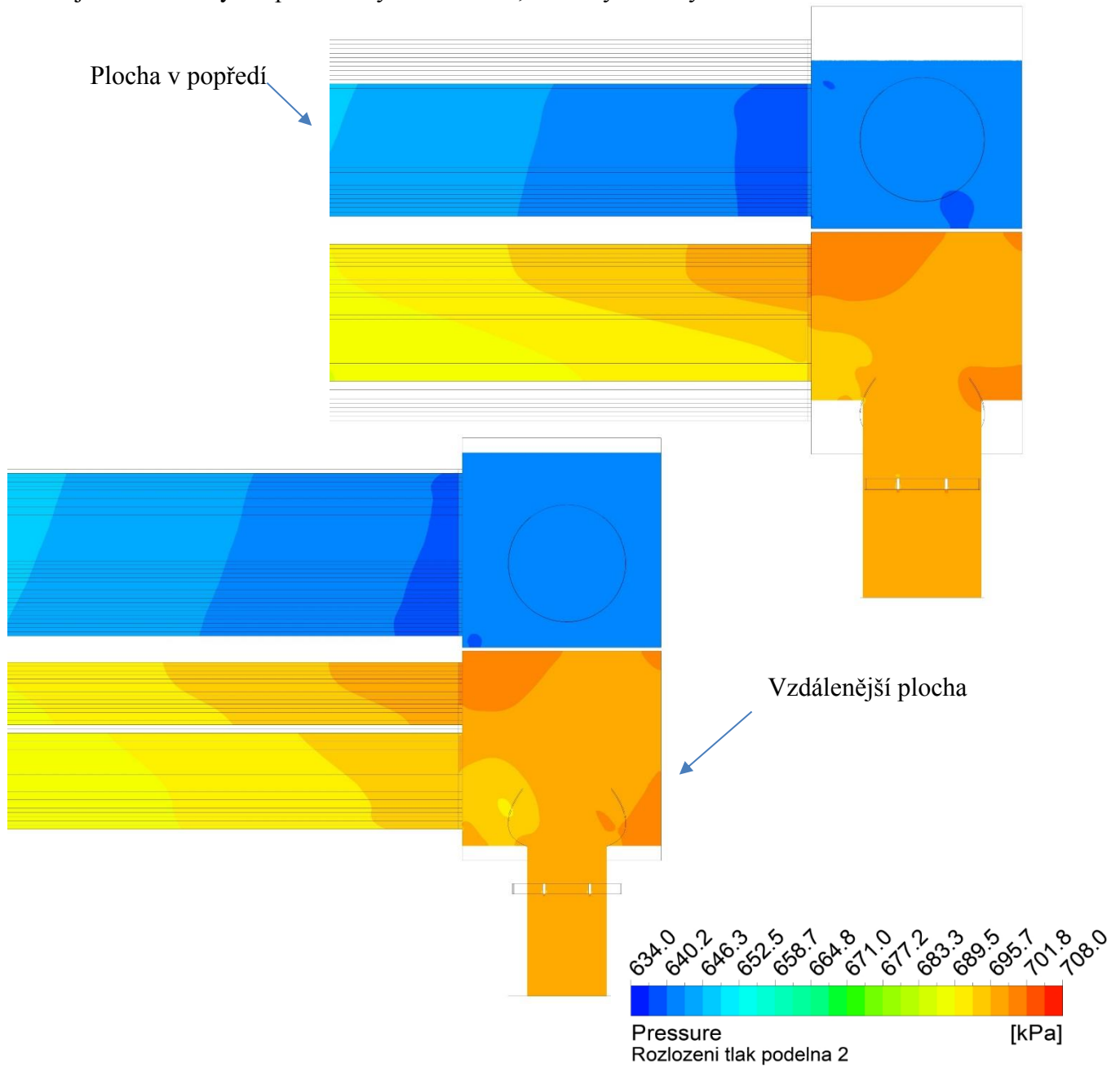
Další podobnost označena jako **B** se nachází u obou variant na stejném místě ve vstupní komoře. Tato podobnost vypovídá a distribuci hlavního proudu. Při pohledu na vytknutou část **A** na Obr. 66 a Obr. 67 vstupní komory lze spatřit další podobnost mezi oběma variantami výpočetní domény. Vyskytuje se zde hluché místo neboli vír, z důvodu, že voda se zde otáčí po naražení proudu na horní stěnu vstupní komory. Další podobnost je vyznačena vytknutou částí **A'**. Na tomto místě je u obou variant patrná nízká rychlost proudění.

Jako další bylo proudové pole sledováno z hlediska rozložení tlaku. Z Obr. 69. níže je vidět jaký vliv mělo na výpočet nastavení skokové změny tlaku na interface.



Obr. 69.- Rozložení tlaku v proudovém poli výměníku s teplosměnnými trubkami

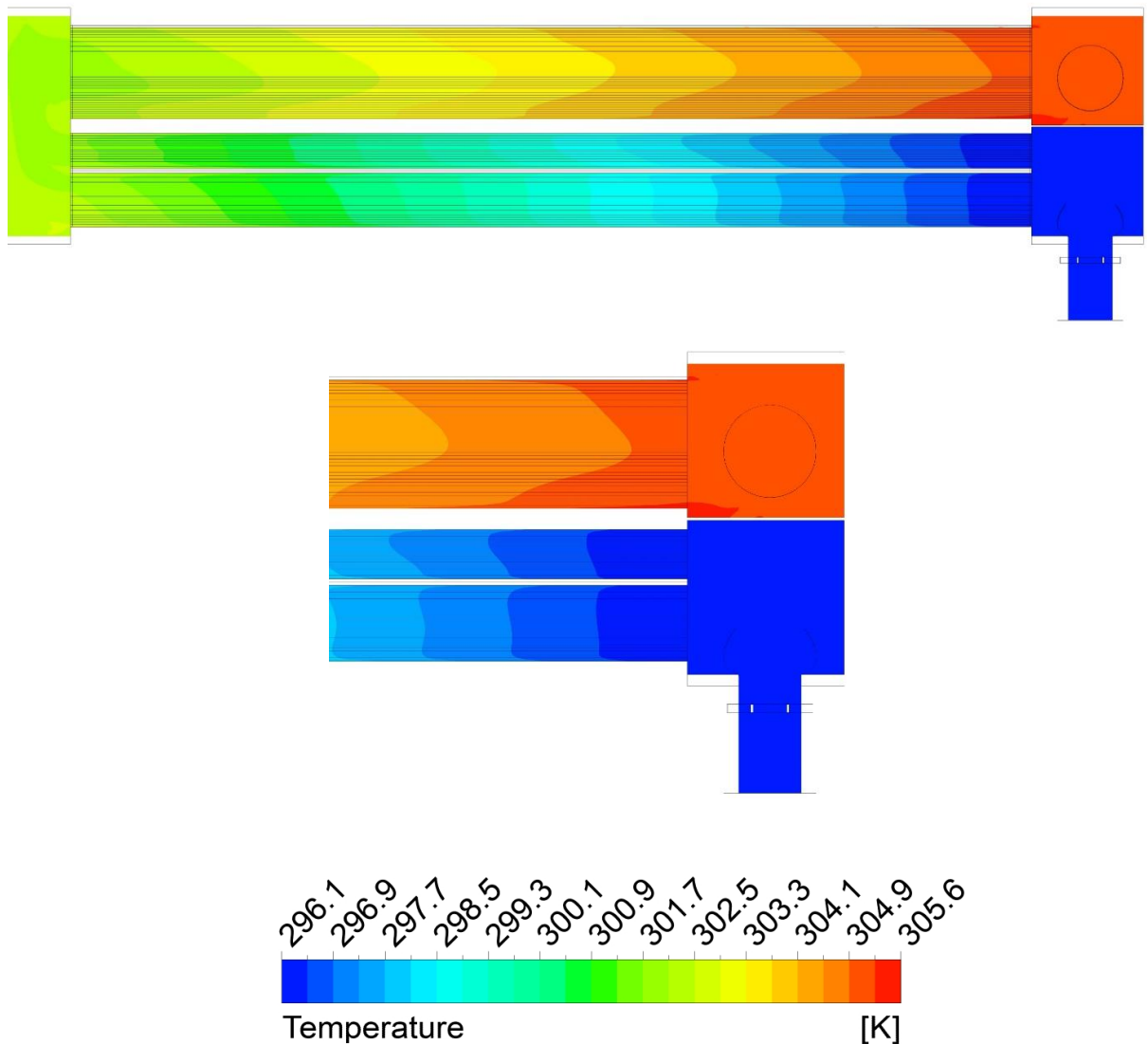
Z Obr. 70. je možné vidět postupné snižování tlaku při průchodu pracovního média tepelným výměníkem. Chování pracovního média by proto, že zde nebyla zadána skoková změna tlaku jako u varianty s teplosměnnými trubkami, mělo být více fyzikální.



Obr. 70.- Rozložení tlaku v proudovém poli výměníku s porézním médiem



Dále byl u varianty v porézním médiu sledován ohřev vody, který je znázorněn pomocí kontur teploty na Obr. 71. Obdobně jako tomu bylo v předchozím případě vyhodnocení tlaku zde můžeme sledovat postupnou změnu vlastností proudu, v tomto případě teploty. Ohřev vody nebyl simulován u trubek z důvodu omezení výpočetního softwaru a nemožnosti nastavit skokovou změnu teploty na interface, jak bylo řečeno v kapitole 5.1.



Obr. 71.- Rozložení teploty v proudovém poli výměníku s porézním médiem

## Závěr

Cílem práce bylo provést numerickou simulaci pomocí CFD, dále sledovat ohřev vody a hodnoty tlakové ztráty obou variant na výstupu z výpočetní domény.

V teoretické části bylo popsáno rozdělení tepelných výměníků do několika kategorií. Následně byl stručně popsán typ zadaného tepelného výměníku, ze kterého byl následně vytvořen matematický model.

V praktické části bylo ukázáno postupné vytváření matematického modelu od zjednodušení geometrie až po nastavení výpočtu. V rámci práce byl vytvořen 3D model vodních komor a trubkovnice odpovídající reálnému tepelnému výměníku. Výpočet byl proveden ve dvou variantách, a to s trubkovnicí a porézním médiem. Proudění v trubkách bylo nahrazeno funkcí z pohledu tlakové ztráty, která byla na výstupu z celé domény vyhodnocena na 66530 [Pa]. Z pohledu ohřátí pracovního média se variantu výpočetní domény s teplosměnnými trubkami bohužel nedalo nahradit funkcí, v důsledku absence nastavení skokové změny teploty na interface v programu *CFX*. Dále byla popsána metodika nahrazení trubek porézním médiem. U porézního média se podařilo velmi snížit výpočetní náročnosti simulace a to o 70 %. Dále se u této varianty podařilo propočítat hodnotu tlakové ztráty vyhodnocené na 62697 [Pa], i ohřev vody, který byl vyhodnocen na 9 [°C]. Rozdíl 2 % v zadaném ohřevu o 8,83 [°C] a vypočteném 9 [°C], je způsoben nejspíše částečnou disipací proudu ve výměníku nebo výpočetní chybou. Shoda výpočtu tlakové ztráty u obou variant se pohybuje v přijatelném rozmezí 5 %. V závěru práce byla provedena analýza proudového pole, ze které byla zjištěna uspokojivá podobnost obou variant, a to především v distribuci hlavního proudu a dále v lokálním výskytu vírů.

## Přílohy

### Kvalita sítě u modelu s teplosměnnými trubkami

	<b>Aspect ratio</b>	<b>Skewness</b>
<b>Max</b>	22391	0,99
<b>Min</b>	1,1628	0,000006004
<b>Average</b>	42,143	0,27259

Tab. 10.- Kvalita sítě obracecí komory celé spodní části

	<b>Aspect ratio</b>	<b>Skewness</b>
<b>Max</b>	3080,9	0,9997
<b>Min</b>	1,1606	0,00000275
<b>Average</b>	81,806	0,25046

Tab. 11.- Kvalita sítě obracecí komory celé horní části

	<b>Aspect ratio</b>	<b>Skewness</b>
<b>Max</b>	6731,6	0,9992
<b>Min</b>	1,1591	0,000001375
<b>Average</b>	33,914	0,27061

Tab. 12.- Kvalita sítě celé výstupní komory

### Kvalita sítě u modelu s porézním médiem

	<b>Aspect ratio</b>	<b>Skewness</b>
<b>Max</b>	404,56	0,8495
<b>Min</b>	1,1582	0,000001224
<b>Average</b>	15,69	0,2241

Tab. 13.- Kvalita sítě celé vstupní komory

	<b>Aspect ratio</b>	<b>Skewness</b>
<b>Max</b>	20154	0,99
<b>Min</b>	1,265	0,000004465
<b>Average</b>	20,654	0,22074

Tab. 14.- Kvalita sítě celé spodní částí porézního média

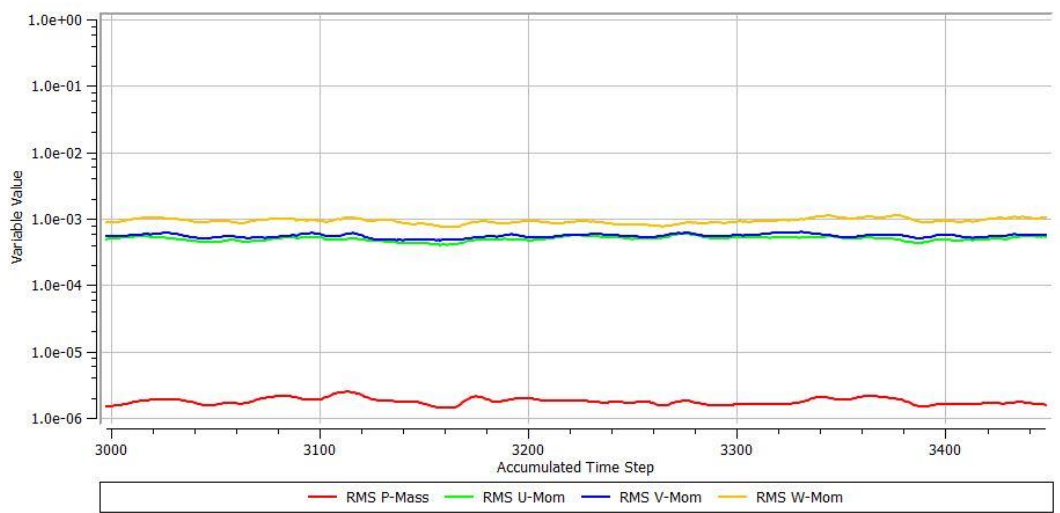
	<b>Aspect ratio</b>	<b>Skewness</b>
<b>Max</b>	30347	0,99
<b>Min</b>	1,1578	0,000004646
<b>Average</b>	28,785	0,22074

Tab. 15.- Kvalita sítě celé výstupní komory



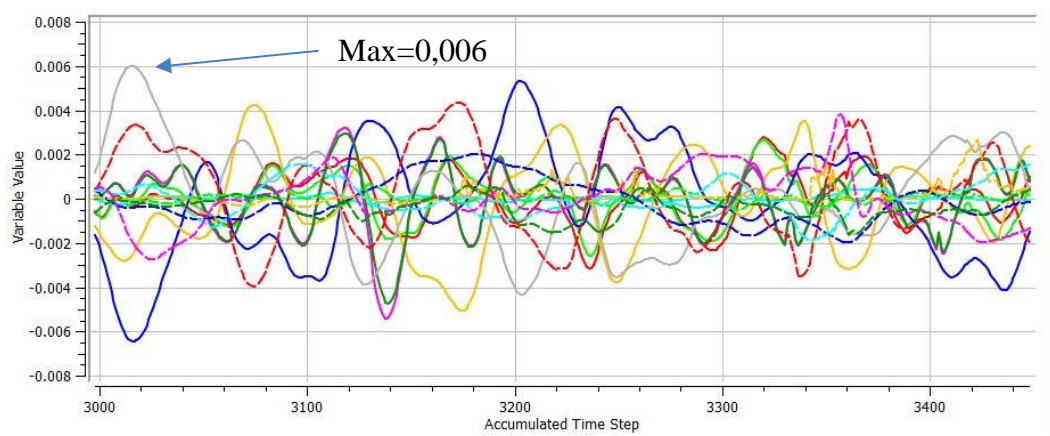
## Průběh všech sledovaných hodnot na variantě s teplosměnnými trubkami

### Rezidua varianty A (posledních 450 iterací)



Obr. 72.- Rezidua v závislosti na počtu iterací

### Imbalance varianty A (posledních 450 iterací)



Obr. 73.- Imbalance v závislosti na počtu iterací

## Citovaná literatura

1. **APLIKOVANÁ TERMOMECHANIKA [ ke stažení ]**  
<http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
2. **OCHRANA, L., Spalovací zařízení a výměníky tepla. VUT v Brně 1993, ISBN 80-214-0529-5**
3. **PAJENE VYMENÍKY [online]** [http://www.g-mar.cz/pajene-vymeniky/?fbclid=IwAR1S8oumsx0YFL9ywFwKb-19NZhqCoHUm51sA\\_ZiCQv8XVf95hnnwuuF6S0](http://www.g-mar.cz/pajene-vymeniky/?fbclid=IwAR1S8oumsx0YFL9ywFwKb-19NZhqCoHUm51sA_ZiCQv8XVf95hnnwuuF6S0)
4. **POTRUBNI SYSTEMY [online]** <http://www.potrubni-systemy.cz/vymeniky-tepla?fbclid=IwAR23OjclxpViFT6KtX2I0bRVdkG79bL2CtY7AR7s-QQy0YfCHeWBEhAKbU>
5. **TEPLENÉ VÝMĚNÍKY [online]**  
[https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/08\\_Elektricka-zarizeni\\_21-23/21\\_IUT/178\\_Tepeln-vmnky\\_P1.pdf?fbclid=IwAR0uwe-4Aic\\_WJ2WALGhdBuC\\_DHDnZiY3WJ0Lm5J1iQB8AvPCydbX4M4vc](https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/08_Elektricka-zarizeni_21-23/21_IUT/178_Tepeln-vmnky_P1.pdf?fbclid=IwAR0uwe-4Aic_WJ2WALGhdBuC_DHDnZiY3WJ0Lm5J1iQB8AvPCydbX4M4vc)
6. **VSCHT POČÍTAČOVÁ DYNAMIKA TEKUTIN [ke stažení]**  
[http://uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/bezpecnostni\\_inzenyrstvi/CFD.shrnuti.pdf](http://uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/bezpecnostni_inzenyrstvi/CFD.shrnuti.pdf)
7. **LINHART, J. Mechanika Tekutin I. 2. vydání. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-766-7.**
8. **VSCHT POČÍTAČOVÁ DYNAMIKA TEKUTIN [ke stažení]**  
[https://vscht.cz/uchi/ped/cfd/cfd.metoda\\_konecných\\_objemu.pdf](https://vscht.cz/uchi/ped/cfd/cfd.metoda_konecných_objemu.pdf)
9. **TURBULENCE [ke stažení]** [http://home.zcu.cz/~uruba/MTII/material/Turbulence\\_51.pdf](http://home.zcu.cz/~uruba/MTII/material/Turbulence_51.pdf)
10. **VZNIK TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI PROUDĚNÍ [online]** <http://www.transformacni-technologie.cz/38.html>
11. **ANSYS FLUENT TUTORIAL GUIDE [online]**  
<http://users.abo.fi/rzevenho/ansys%20fluent%2018%20tutorial%20guide.pdf>
12. **ANSYS FLUENT THEORY GUIDE [online]**  
<http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Theory%20Guide%2015.pdf>
13. **KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin: FLUENT, CFX. Ostrava, 2008.**
14. **ANSYS FLUENT THEORY GUIDE [online]**  
<http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node161.htm>
15. **ANSYS FLUENT THEORY GUIDE [online]**  
[https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx\\_mod/i1384391.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx_mod/i1384391.html)
16. **KINEMATICKÁ VISKOZITA VODY [online]**  
<http://www.converter.cz/tabulky/kinematicka-viskozita.htm>
17. **CFD ONLINE [online]** <https://www.cfd-online.com/Forums/cfx/195665-linear-quadratic-resistance-coefficient-fishing-net-membrane-porous-media.html>

18. **CFD SIMULATIUN [ke stažení]**  
[https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=52496&fbclid=IwAR1E8SGKaLv0pcIV3N6mtI0a9PBj\\_\\_D7WaOFFXgx5IQFimgeEuPCs0TZkjc](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=52496&fbclid=IwAR1E8SGKaLv0pcIV3N6mtI0a9PBj__D7WaOFFXgx5IQFimgeEuPCs0TZkjc)
19. **DYNAMICKÁ VISKOZITA VODY [online]**  
<http://www.converter.cz/tabulky/viskozita-vody.htm>
20. **PBS INDUSTRY [online]** <https://www.pbstre.cz/kotle-a-prislusenstvi/tepelne-vymeniky/>