

# **Západočeská univerzita v Plzni**

Fakulta aplikovaných věd

Katedra mechaniky



## **BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**Numerická analýza proudového pole páry ve vstupní části nízkotlakého ohříváku**

**Plzeň, 2012**

**Vedoucí práce  
Konzultanti**

**Veronika Havlíčková**

**Doc. Ing. Jan Vimmr, Ph.D.  
Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D.  
Ing. Jiří Liška**

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci zpracovala samostatně a že jsem uvedla použitou literaturu a všechny prameny, ze kterých jsem čerpala.

V Plzni, dne 31. 5. 2012

.....

Podpis

# Poděkování

Nejprve bych chtěla poděkovat doc. Ing. Janu Vimmrovi, Ph.D za pečlivé vedení práce a poskytnutí důležitých rad a připomínek při její tvorbě.

Můj velký dík patří také Ing. Zdeňku Jůzovi, Ph.D. a Ing. Jiřímu Liškovi, konzultantům bakalářské práce, a Ing. Janu Bílkovi ze společnosti ŠKODA, POWER s.r.o., za poskytnutí informací, materiálů, cenných rad při tvorbě výpočetní sítě a pomoc s numerickou simulací.

V neposlední řadě děkuji celému CFD oddělení společnosti ŠKODA POWER, s.r.o., které mi umožnilo využít své výpočetní kapacity.

Na závěr bych ráda poděkovala své rodině za finanční a psychickou podporu nejen při psaní této práce, ale i během celého mého dosavadního studia.

# Anotace

Bakalářská práce se zabývá numerickou analýzou proudového pole páry ve vstupní části nízkotlakého tepelného výměníku. Tepelné výměníky jsou zařízení, která se využívají v elektrárnách ke zvýšení účinnosti tepelného oběhu celého systému. Na základě konkrétního zadání od společnosti ŠKODA POWER, s.r.o. byl vytvořen výpočtový 3D model nízkotlakého tepelného výměníku a následně byla provedena numerická simulace proudění páry se zaměřením zejména na jeho vstupní část. Hlavním cílem této práce bylo provést analýzu proudového pole páry pro zadanou základní variantu 3D modelu tepelného výměníku a dále pro dvě navržené varianty s vloženým stínícím plechem za účelem lepšího usměrnění proudící páry ve vstupní části tepelného výměníku. Dalším cílem práce bylo seznámení se s problematikou tepelných výměníků a systémem regenerace v elektrárnách.

**Klíčová slova:** tepelný výměník, turbulentní proudění stlačitelné tekutiny, rychlostní profil, vnitřní aerodynamika, vodní pára, ANSYS/Fluent

# Abstract

This essay is focused on the numerical analysis of the steam inlet of the low pressure heat exchanger. Heat exchanger is the equipment which is part of the thermal cycles in plants. Specifically, heat exchanger is part of the systems of regeneration, by which increases the efficiency of thermal cycles. On the basis of a task, given by ŠKODA POWER, Ltd., we created a simplified model of the low-pressure heat exchanger and we made numerical simulation of the flow of steam, mainly focusing on the input section. The main aim of this essay was to analyze the flow field of the steam. The basic simplified model and two models with the rectifying plate are calculated. The next aim was to get acquainted with the problems of heat exchangers and systems of regeneration in power plants.

**Keywords:** heat exchanger, turbulent compressible flow, velocity profile, internal aerodynamics, steam, ANSYS/Fluent

# Obsah

<b>Obsah</b> .....	<b>5</b>
<b>Úvod</b> .....	<b>6</b>
<b>1 Popis a funkce elektrárenského výměníku</b> .....	<b>7</b>
1.1 Stupňový regenerační ohřev v elektrárnách .....	7
1.2 Tepelné výměníky.....	12
1.3 Řešení proudění pomocí numerických simulací.....	15
<b>2 Vytvoření výpočetní sítě a specifikace okrajových podmínek</b> .....	<b>17</b>
2.1 Výpočetní síť a okrajové podmínky pro základní variantu .....	19
2.2 Výpočetní síť a okrajové podmínky pro varianty se stínícím plechem.....	22
2.3 Specifikace parametrů výpočtu.....	23
<b>3 Přehled výsledků numerických simulací</b> .....	<b>25</b>
3.1 Porovnání konvergence výpočtů.....	26
3.2 Porovnání rozložení výsledné rychlosti páry ve výměníku .....	27
3.3 Porovnání rozložení Machova čísla.....	30
3.4 Porovnání tlakového pole páry ve výměníku.....	32
3.4.1 Porovnání rozložení statického tlaku.....	33
3.4.2 Porovnání rozložení celkového tlaku .....	34
3.5 Porovnání proudnic ve výměníku.....	35
3.6 Celkové zhodnocení výsledků numerických simulací.....	37
<b>Závěr</b> .....	<b>38</b>
<b>Literatura</b> .....	<b>40</b>

# Úvod

Bakalářská práce se zabývá prouděním páry ve vstupní části nízkotlakého ohříváku. K analýze proudění je využito numerických simulací pomocí výpočetní techniky. Cílem práce je seznámení se s tématem elektrárenských výměníků, zejména s jejich funkcí a také rolí v tepelném cyklu elektrárny. Hlavním cílem je však proniknutí do problematiky numerických simulací proudění. Obor zabývající se numerickým řešením proudění se nazývá Computational Fluid Dynamics, zkratkou CFD, a je v současnosti stěžejním oborem v oblasti analýz proudových polí.

Práce je koncipována do tří základních kapitol, které jsou dále rozděleny na jednotlivé podkapitoly.

První, teoretická část bakalářské práce, je věnována principu tepelných oběhů v elektrárnách. Dále systému regenerace napájecí vody, který je prováděn za účelem zvýšení efektivity tepelného cyklu. Tato kapitola také seznamuje čtenáře s různými typy dělení výměníků a základními poznatky o jejich funkci. Značná část kapitoly je pak věnována konkrétně nízkotlakému ohříváku modelovanému v této práci. Na konci kapitoly je zmíněn princip a význam CFD modelování a jeho důležitost v technické praxi.

Druhou kapitolou práce začíná praktická část. Zde je popsán postup při tvorbě výpočtové oblasti a výpočetní sítě včetně nastavení okrajových podmínek pro zadaný 3D model nízkotlakého ohříváku v preprocesoru Gambit. Obsahem kapitoly je také specifikace parametrů výpočtu v komerčně užívaném výpočtovém systému ANSYS/Fluent.

Ve třetí části nalezneme výsledky numerických simulací pro základní variantu 3D modelu tepelného výměníku zadanou společností ŠKODA POWER, s.r.o. a dále pro dvě navržené varianty spočívající v konstrukční úpravě sloužící k usměrnění proudící páry pomocí rozrážecího (stínícího) plechu. Je provedena analýza všech proudových polí a vzájemné srovnání těchto variant.

Závěr přináší celkové shrnutí práce a dosažených výsledků. Je diskutován celkový přínos bakalářské práce a uvádí se, jakým směrem by bylo možné práci dále rozvíjet.

# 1 Popis a funkce elektrárenského výměníku

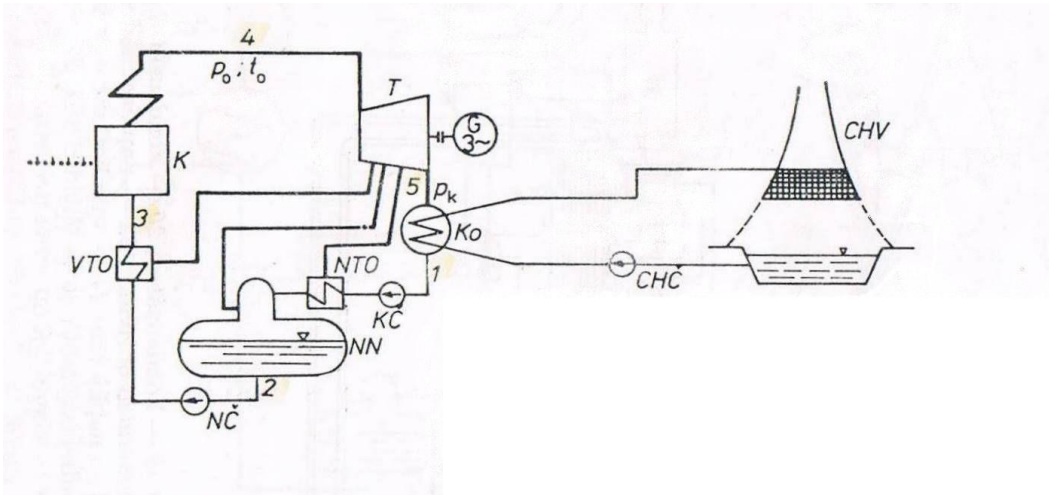
V této kapitole je uvedeno použití a funkce tepelných výměníků. Nalezneme zde také jejich zapojení v rámci teplárenského zařízení. První podkapitola popisuje průběh tepelného oběhu, jehož součástí jsou tepelné výměníky. Následně je vysvětlen princip stupňového regeneračního ohřevu v elektrárnách. Další podkapitola je věnována obecně tepelným výměníkům. Vedle rozdělení a popisu tepelných výměníků je v závěru podkapitoly uveden přímo typ nízkotlakého ohříváku, jenž je modelovaný v této práci. Třetí podkapitola pojednává o řešení proudění v současnosti, tj. pomocí numerických simulací. Zdůrazňuje důležitost oboru CFD (Computational Fluid Dynamics), který se zmíněným řešením proudění pomocí numerických simulací zabývá.

Informace, potřebné k vytvoření této kapitoly, byly čerpány z publikací Kadrnožky [1], Baláše [4] a Páva [5].

## 1.1 Stupňový regenerační ohřev v elektrárnách

Výměníky tepla jsou zařízení, která jsou součástí tepelných oběhů v elektrárnách. Konkrétně se uplatňují v systémech regenerace, díky kterým dochází ke zvýšení efektivity těchto oběhů. Na úvod si stručně popíšeme průběh tepelného oběhu kondenzační elektrárny, obr. 1.1.

Spálením paliva, které je dodáváno do parního kotle K, se uvolňuje teplo. Toto teplo se využívá k výrobě páry, která expanduje v parní turbíně T. V chladicí věži CHV je ochlazována chladicí voda, jež způsobuje kondenzaci páry v kondenzátoru Ko. Přes nízkotlaké regenerační ohříváky NTO, napájecí nádrž NN a následně vysokotlaké regenerační ohříváky VTO je dopravován kondenzát zpět do kotle K, viz [1].



Vysvětlivky: Ko - kondenzátor, KČ - kondenzátní čerpadlo, NTO - nízkotlaký regenerační ohřívák, NN - napájecí nádrž, NČ - napájecí čerpadlo, VTO - vysokotlaký regenerační ohřívák, K - parní kotel, T - parní turbína, CHČ - chladící čerpadlo, CHV - chladící věž.

Obr. 1.1 Schéma zapojení kondenzační elektrárny, [1]

Aby bylo dosaženo co nejvyšší efektivity tepelného oběhu kondenzační elektrárny, provádí se stupňový regenerační ohřev napájecí vody. Funkce výměníku spočívá v předhřevu napájecí kondenzované vody, kterou v něm ohřejeme pomocí odběrové páry z turbíny. Regenerační ohřev ovlivňuje také činnost samotné turbíny. Zmenšuje množství páry protékající posledními stupni turbíny a tím zvyšuje její mezní výkon.

Klíčovým je zde vztah pro určení termické účinnosti, kterou lze vyjádřit také pomocí rovnice

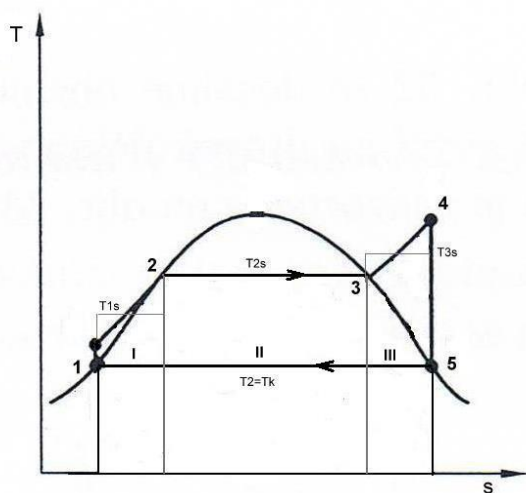
$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_k}{T_{1c}}, \quad (1.1)$$

kde  $q_1$  je teplo přivedené pracovní látce,  $q_2$  teplo odvedené,  $T_{1c}$  je střední teplota, při které se přivádí teplo pracovní látce,  $T_k$  je teplota, při níž teplo odvádíme.

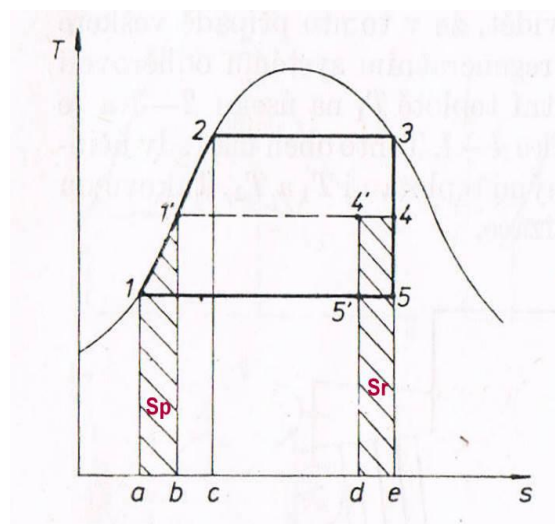


Z rovnice (1.1) je zřejmé, že zvětšíme-li množství přivedeného tepla nebo naopak zmenšíme množství tepla odvedeného, dosáhneme požadovaného vzrůstu efektivity oběhu, viz [1].

Teplota  $T_{1c}$  je shodná s teplotou, při níž přivádíme teplo v Carnotově oběhu o stejné účinnosti a stejné teplotě  $T_2=T_k$ , jako má sledovaný oběh.



Obr. 1.2 Termická účinnost částí oběhu



obr. 1.3 Regenerace tepla s jedním výměníkem, [1]

Rozdělíme Rankinův-Clausiusův oběh, který je užíván jako porovnávací oběh u kondenzačních elektráren, na tři tzv. dílčí oběhy, viz obr. 1.2. T-s diagram znázorňuje závislost mezi teplotou a entropií. Entropii  $s$  zde chápeme jako redukované teplo, tj. teplo vztahované na teplotu. Středními teplotami nahradíme skutečné teploty, při kterých je pracovní látce přiváděno teplo. Získáme tak tři dílčí Carnotovy oběhy, jež mají stejnou teplotu, při které je odváděno teplo  $T_2=T_k$  a tyto oběhy se vzájemně stýkají na izoentropách. Dle uvedeného vztahu (1.1) určíme příslušné termické účinnosti dílčích oběhů, viz [1]

$$\eta_{II} = \frac{T_{1s} - T_2}{T_{1s}}, \quad \eta_{III} = \frac{T_{2s} - T_2}{T_{2s}}, \quad \eta_{III} = \frac{T_{3s} - T_2}{T_{3s}}. \quad (1.2)$$

Z obr. 1.2 je navíc zřejmé, že pro dílčí účinnosti  $\eta_{II}$ ,  $\eta_{III}$ ,  $\eta_{III}$  platí

$$\eta_{II} < \eta_{III} < \eta_{III}. \quad (1.3)$$

Účinnost celého oběhu tedy může vzrůst, pokud dílčí oběh *I* potlačíme a naopak vliv dílčího oběhu *III* zvýšíme, jak je patrné ze vztahu (1.3). Toto lze uskutečnit tzv. regenerací tepla. Uvažujme nyní jeden tepelný výměník a množství vstupní syté páry bereme pro jednoduchost  $M=1$ . Princip regenerace spočívá v předehřátí napájecí vody, viz obr. 1.3. V kotli tedy neohříváme vodu již od stavu 1, ale předehřejeme ji párou odebranou z turbíny na stav 1'. Teplo vzniklé spálením paliva pak dodáváme až od bodu 1'. Vzroste tak střední teplota, při které přivádíme teplo, dílčího oběhu *I* a následkem toho se zvýší i účinnost tohoto dílčího oběhu. Z turbíny, v níž expanduje vstupní pára, pak odebereme množství páry  $\alpha_r$  nutné k předehřátí napájecí vody, tedy regenerační ohřev. Odebrané množství lze jednoduše vypočítat z tepelné bilance ohříváku, a jelikož jsme si pro jednoduchost zvolili množství vstupní páry  $M=1$ , vztah pro určení odebraného množství páry  $\alpha_r$  se zjednoduší, viz [1]

$$M \cdot (h_{1'} - h_1) = \alpha_r (h_4 - h_{1'}) \Rightarrow \alpha_r = \frac{(h_{1'} - h_1)}{(h_4 - h_{1'})}, \quad (1.4)$$

kde  $h_1$ ,  $h_{1'}$  a  $h_4$  jsou entalpie příslušných termodynamických stavů. Vyjadřují energii pracovní látky v jednotlivých termodynamických stavech vztaženou na jednotku hmotnosti a mají proto rozměr měrné energie [J/kg].

Plocha  $S_p$  na obr. 1.3 představuje teplo přivedené z páry napájecí vodě a plocha  $S_r$  teplo regenerované. Tyto dvě plochy jsou shodné a zmíněná tepla se v absolutní hodnotě vzájemně rovnají. Spálením paliva přivádíme teplo pouze na křivce 1'-2-3, tudíž teplo přivedené spálením paliva je menší. Velikost odvedeného tepla se rovněž sníží. Odvedené teplo představuje v obr. 1.3 plocha a-1-5'-d-a, přivedené teplo plocha b-1'-2-3-e-b.

Nyní se zaměříme na termickou účinnost oběhu bez regenerace a s regenerací. Účinnost tepelného oběhu bez regenerace tepla vystihuje již uvedený vztah (1.1). Analogicky lze určit termickou účinnost oběhu s regenerací tepla, viz [1]

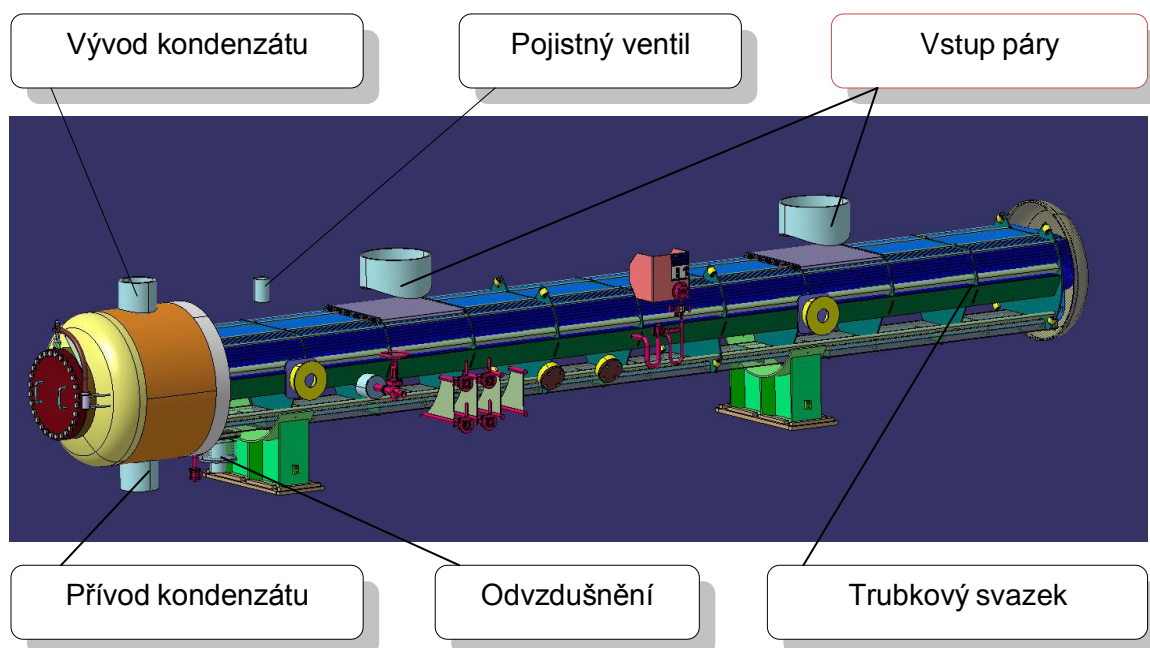
$$\eta_t^r = 1 - \frac{q_2 - \Delta q_2}{q_1 - q_r} = 1 - \frac{(1 - \alpha_r) q_2}{q_1 (1 - r)} = 1 - \frac{1 - \alpha_r}{1 - r} (1 - \eta_t), \quad (1.5)$$

kde  $q_1$  je teplo přivedené pracovní látce,  $q_2$  teplo odvedené,  $\Delta q_2$  teplo odebrané pro regenerační ohřev,  $q_r$  teplo regenerované,  $\alpha_r$  odebrané množství pro regenerační ohřev,  $r$  pak představuje poměr  $r = \frac{q_r}{q_1}$ .

Z rovnic (1.1) a (1.5) plyne, že účinnost oběhu s regenerací tepla je větší než účinnost oběhu bez regenerace. Potvrdilo se, že účinnost oběhu lze dále zvyšovat přidáním dalších výměníků do oběhu. Praxe však ukázala, že maximální vhodný počet výměníků v oběhu je 8-10, viz [1]. Přidáním dalších výměníků účinnost roste velice nepatrně a to se s ohledem na náklady a také složitost celého zařízení již nevyplácí.

## 1.2 Tepelné výměníky

Obecně jsou výměníky tepla zařízení, ve kterých dochází k předávání tepelné energie. Ohřívací (teplé) medium předává část své tepelné energie mediu ohřivanému (chladnějšimu). Výměníky můžeme dělit z několika hledisek, a to například podle způsobu přenosu tepla, vzájemného směru proudění obou medií, účelu a použití nebo podle typu pracovního pochodu. Zaměříme se na typ tepelného výměníku zadaného společností ŠKODA POWER, s.r.o., u něhož je dále provedena numerická analýza proudového pole. Ohřívání médium uvnitř zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze. Takový typ výměníku se nazývá tzv. tepelný ohřívák. V souvislosti s pracovním pochodem se jedná o tepelný ohřívák rekuperační. Obě média, ohřívající i ohřívání, jsou tekutá a navzájem oddělená pevnou nepropustnou stěnou. K přímému kontaktu těchto dvou teplotných látek tedy nedochází. Pevná stěna oddělující média tvoří tzv. výhřevnou plochu výměníku. Tyto povrchové ohříváky, v nichž lze oba nositele tepla oddělit tak, že se nemísí, jsou pro elektrárenské a teplárenské účely (ohřev vody) nejvhodnější. Základním prvkem povrchového ohříváku vody je trubka, protékající chladnější látkou (vodou), zatímco její povrch je obtékán látkou druhou (vodní párou).



Obr. 1.4 Schéma nízkotlakého ohříváku NTO, interní zdroj ŠKODA POWER, s.r.o.

Povrchové ohříváky jsou obvykle děleny:

1. podle ohřívající látky

- parní

- vodní

2. podle proudění výhřevné látky

- svislé (vertikální)

- vodorovné (horizontální)

3. podle tlaku napájecí vody (ohřívání vody)

- vysokotlaké

- nízkotlaké

4. podle provedení tělesa

- jednotělesové

- sekcionální

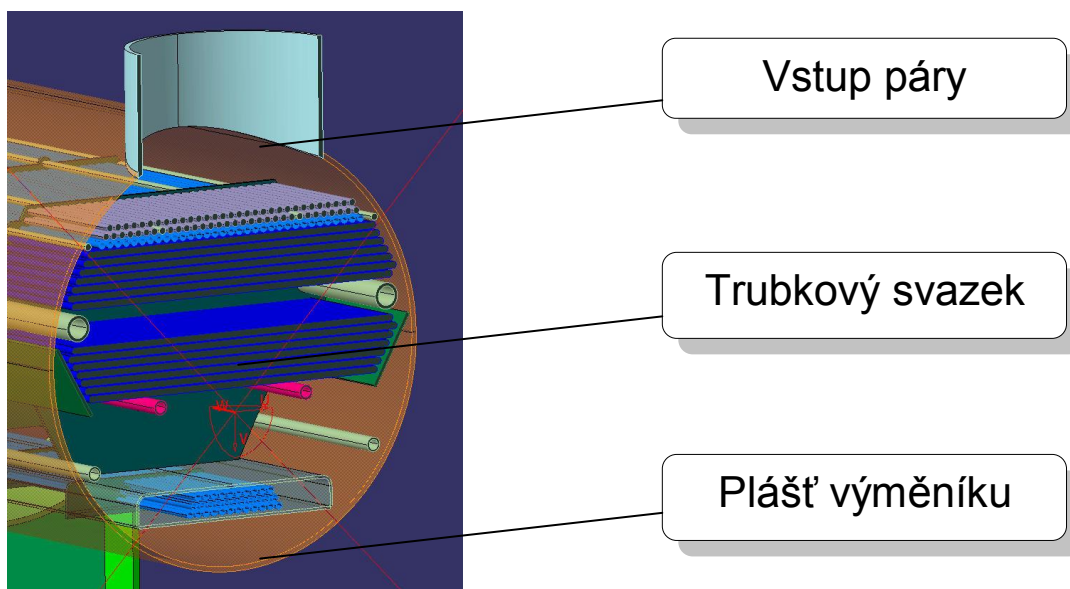
5. podle konstrukce a uspořádání trubkové výhřevné plochy

- s rovnými nebo ohnutými trubkami

- s pevnými nebo posuvnými trubkovnicemi

Ohříváky se většinou navrhují jako vodorovné, neboť usměrněné proudění působí na lepší přestup tepla. Ohříváků svislých, které se snadněji montují, se používá tam, kde je nedostatek místa. Parní a vodní ohříváky se konstrukcí podstatně liší. U parních ohříváků není třeba, aby se nositelé tepla pohybovali dostatečně velkou rychlostí, jako je tomu u ohříváků vodních. V těchto ohřívácích má parní prostor mnohem větší průřez než vodní. Z hlediska proudění se parní ohříváky vody tedy většinou vyrábějí jako jednotělesové, válcového typu. Mezi nejčastěji používané tepelné výměníky patří například trubkový nízkotlaký parní ohřívák napájecí vody v systému regenerace, modelovaný v této práci. Jedná se o výměník s rovnými

trubkovnicemi, do nichž jsou zaválcovány trubky, viz obr 1.4 a 1.5 Mezi výhody rovných trubek patří například dobré podmínky pro mechanické čištění, jednoduchá výroba a případná možnost výměny poškozené trubky.



Obr. 1.5 Řez nízkotlakým ohřívačem NTO v oblasti vstupu páry, interní zdroj  
ŠKODA POWER, s.r.o.

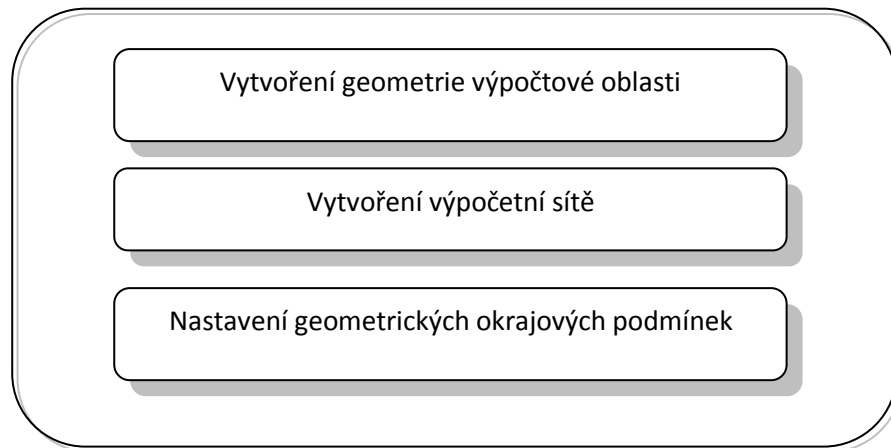
Při běžném provozu výměníků tepla vznikají určité základní mechanismy poruch, se kterými je nutné se vyrovnat. Zejména jde o zanášení, korozi a abrazi. Usazování některých materiálů, hlavně solí a korozních produktů, z obou médií na teplosměnných plochách, neboli zanášení, je příčinou nežádoucího zvýšení tepelného odporu. Vytvořené usazeniny snižují přenos tepla. Tyto usazeniny mohou dále vytvářet korozivní prostředí. Ve spojení s nánosy způsobuje koroze zvýšenou poruchovost, u malých průměrů trubek může dojít k jejich zanesení. Abrazie (otěr) je důsledkem obsahu tuhých částic v teplonosných médiích. Tuhé částice pocházejí většinou ze spalování a jsou původci úbytku materiálu trubek a pláště výměníku. Prevencí je například umístění ochranných plechů v první řadě trubek, viz [4] a [5].

## 1.3 Řešení proudění pomocí numerických simulací

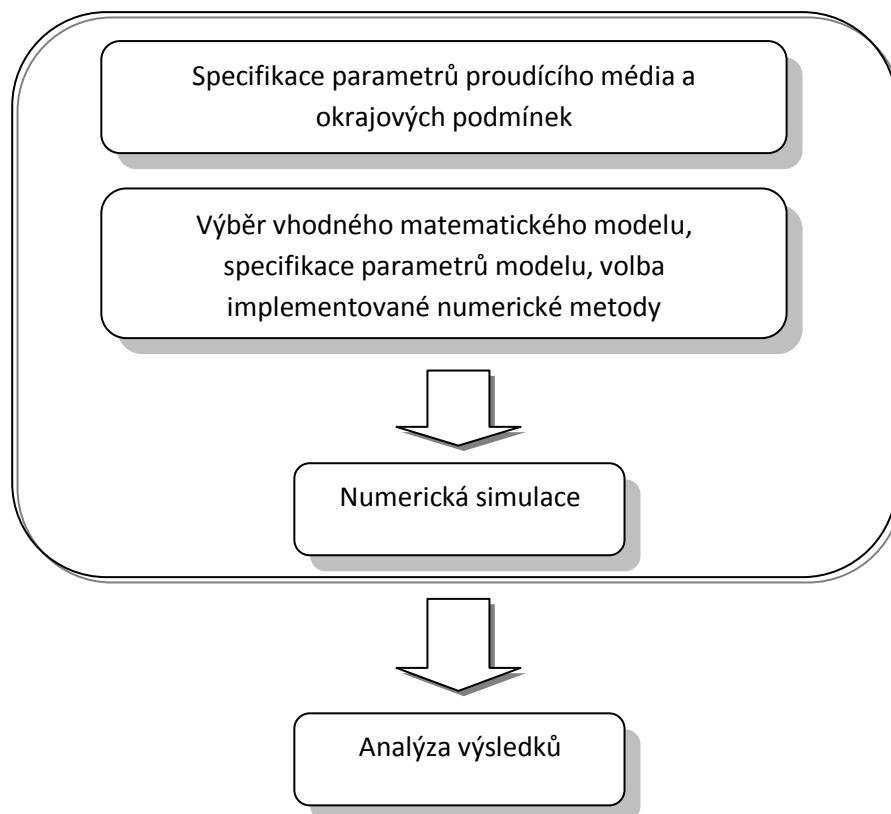
Jelikož rostoucím problémem dnešní společnosti jsou bezesporu její stále se zvyšující energetické nároky, je obecně kladen stále větší důraz na úspory energií. Je třeba zaměřit se na jednotlivá elektrárenská zařízení s cílem zvýšení efektivity tepelných oběhů. Zajistí se tak úspora energie i jejích zdrojů. U tepelných výměníků je z tohoto hlediska stěžejní problematika proudových polí. V současnosti je zaznamenán velký pokrok zejména výpočtového řešení těchto polí. Dříve se pro komplikované úlohy užívalo experimentálních řešení, která byla jednak časově, ale také finančně velice náročná. Navíc pro každou konstrukční úpravu musel být proveden nový experiment. Snaha řešení proudění je tedy v dnešní době zaměřena především na numerické simulace. Tento obor, jenž řeší proudění využitím numerických simulací, se nazývá Computational Fluid Dynamics, zkratkou CFD. Společně s vývojem v oblasti výpočetní techniky zaznamenává velký pokrok vývoj numerických metod pro řešení v současnosti již složitých nejen rovinných, ale i prostorových proudových polí. Je třeba zdůraznit, že tyto počítačové simulace bohužel nemohou plně vyřadit experiment, neboť matematicky nahrazujeme reálné proudění tekutiny. Navíc vždy provádíme určitá konstrukční zjednodušení a zanedbáváme některé detaily modelu. Pozice experimentu je tedy stále důležitá, neboť pokus je zdrojem informací pro kontrolu výsledků numerických simulací.

Společnost ŠKODA POWER, s.r.o. pro CFD analýzy užívá komerčního výpočtového systému ANSYS/Fluent, kterým se řeší především úlohy proudění tekutin. V následujících kapitolách je popsán výpočet proudového pole společně s postupem řešení pro konkrétní zadaný typ úlohy. Pro lepší představu je na obr. 1.6 uvedeno schéma obecného postupu, který se využívá při řešení úloh proudění pomocí numerických simulací. I v této práci budeme postupovat tímto způsobem.

## Preprocesor Gambit



## ANSYS/Fluent



Obr. 1.6 Obecné schéma pro řešení úlohy proudění pomocí numerických simulací



## 2 Vytvoření výpočetní sítě a specifikace okrajových podmínek

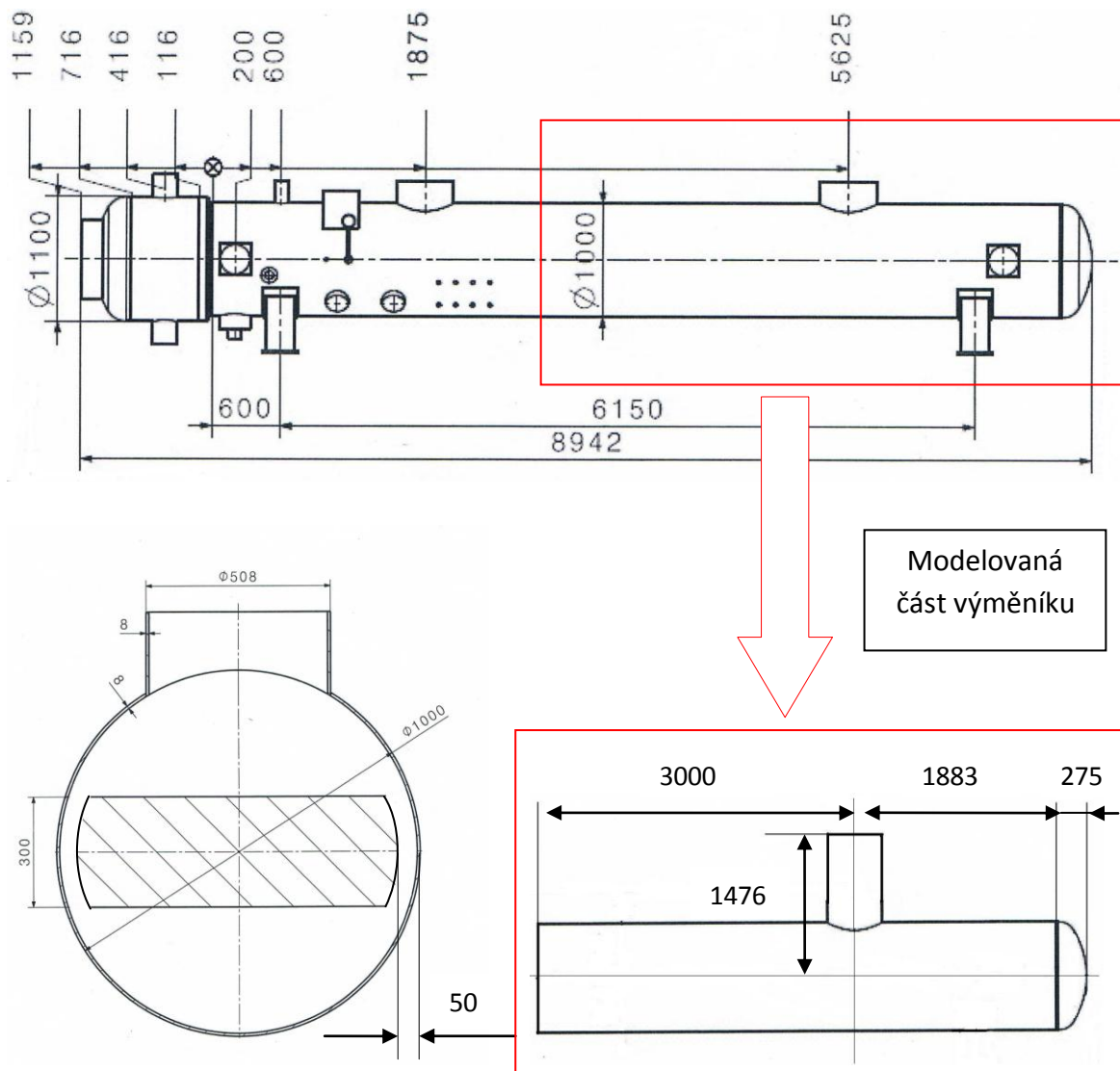
První fázi řešení proudění pomocí numerické simulace souhrnně nazýváme preprocessing. Jejím obsahem je nepochybně vytvoření výpočetní sítě pro danou výpočtovou oblast, následné zadání okrajových podmínek a specifikace parametrů výpočtu. Zmíněné kroky numerické simulace jsou podrobněji popsány v této kapitole.

Pro řešení příslušné úlohy bylo provedeno několik zjednodušení, které určil zadavatel. Jelikož analyzujeme proudové pole ve vstupní části výměníku, nebude se řešit celý výměník, ale pouze jeho část v bezprostřední blízkosti vstupu páry. To je pro určení relevantních výsledků dostačující. Další zjednodušení spočívá v náhradě trubkového svazku pevnou stěnou, tedy okrajovou podmínkou typu *wall*, neboť nebyly známy hodnoty odporu trubkového svazku vůči proudu vodní páry. Kladem této idealizace je jistě jednodušší nastavení výpočtu a zároveň předpoklad lepší konvergence výpočtu.

Velice důležité je také rozhodnutí, zda budeme úlohu modelovat jako 2D nebo 3D problém. Výpočty ve 2D jsou mnohonásobně rychlejší, než výpočty ve 3D, neboť počet buněk sítě je mnohonásobně menší. Aby však byly zachovány fyzikální rozměry veličin, vztahuje se 2D úloha na jednotkovou hloubku. Tím bychom v podstatě vytvořili z válcového výměníku kvádr o jednotkové hloubce a je tedy zřejmé, že 2D výpočet je spíše vhodný pro základní představu o daném problému. Pro naši úlohu jsme nakonec zvolili variantu 3D výpočtu a je třeba zdůraznit, že tvorba výpočtové oblasti byla velice náročná. Počet buněk výpočetní sítě mnohonásobně vzrostl a tím také výpočtová náročnost je v porovnání s 2D výpočtem nesrovnatelně velká. Při samotné tvorbě sítě je také důležitá kontrola kvality sítě. Je zřejmé, že pro 3D model výpočtové oblasti je velice náročné při počtu několika milionů buněk vytvořit celkově strukturovanou a pravidelnou síť. Parametrem kvality sítě je míra zkosení buněk  $q_{EAS}$ , která je definovaná vztahem, viz [6]

$$q_{EAS} = \max \left[ \frac{\alpha_{\max} - \alpha_e}{180 - \alpha_e}, \frac{\alpha_e - \alpha_{\min}}{\alpha_e} \right], \quad (2.1)$$

kde  $\alpha_{\max}$  představuje největší úhel v buňce,  $\alpha_{\min}$  nejmenší úhel v buňce a  $\alpha_e$  je takzvaný normalizovaný úhel pro rovnoúhlou buňku, tj. například u rovinných elementů  $90^\circ$  pro čtverec a  $60^\circ$  pro trojúhelník. Limitující hodnota pro celkovou stabilitu výpočtu je pak  $q_{EAS} < 0,97$ , kterou je nutno při tvorbě sítě dodržet, viz [6]. Na obr. 2.1 je znázorněna zvolená výpočtová oblast, kterou budeme uvažovat dále pro numerické simulace.



Obr. 2.1 Zadané rozměry výměníku, interní zdroj ŠKODA POWER, s.r.o.

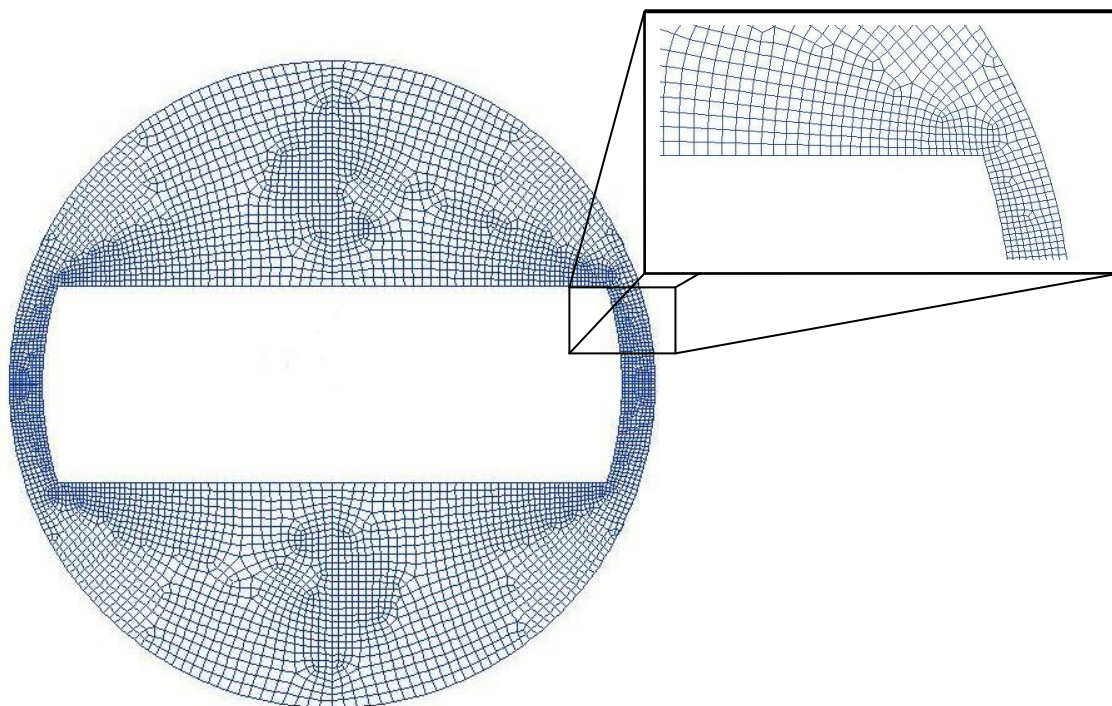
Pokud máme zvolenou oblast výpočtu, můžeme začít tvořit geometrii pro výpočet, výpočetní síť s nastavením okrajových podmínek a specifikací parametrů výpočtu pro konkrétní varianty výpočtu. Byly vytvořeny a dále pak numericky řešeny tři varianty 3D modelu výměníku, tj. základní zjednodušená varianta výměníku a dvě varianty (varianta A, varianta B) s různými tvary stínících plechů, které byly také odlišně umístěny v prostoru mezi vstupem páry do výměníku a trubkovým svazkem.

## 2.1 Výpočetní síť a okrajové podmínky pro základní variantu

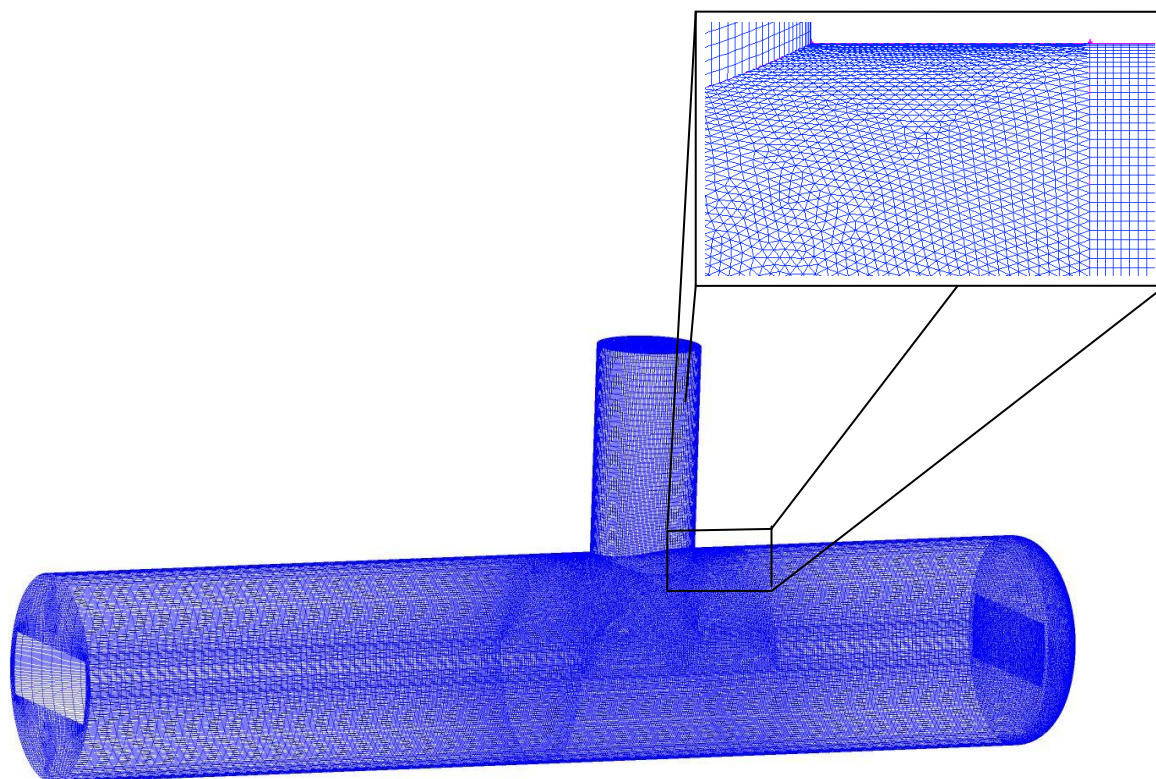
Pro tvorbu geometrie a výpočetní sítě byl použit preprocesor Gambit 2.4.6, který umožňuje spojení přípravy geometrie s jejím síťováním. Představuje tak komplexní nástroj pro preprocesing. Výpočtová oblast byla vytvořena v souladu se zadáním od společnosti ŠKODA POWER, s.r.o. Při tvorbě sítě ve 3D bylo důležité výpočtovou oblast rozčlenit na několik částí (podoblastí), které byly síťovány zvlášť. Tento proces byl proveden za účelem úspory množství elementů, neboť tím bylo umožněno efektivněji diferencovat hustotu sítě. V první fázi byla vytvořena povrchová síť pro jednotlivé plochy tvořící hranice dílčích podoblastí. V maximální možné míře byla vždy použita strukturovaná síť složená z pravidelných čtyřúhelníků (v Gambitu *Quad - Map*). Na plochy, které jsou z geometrického hlediska pro strukturovanou síť nevhodné, použijeme nestrukturovanou síť tvořenou nepravidelnými čtyřúhelníky (v Gambitu *Quad - Pave*). Pro složité plochy se pak užívá trojúhelníková síť (v Gambitu *Tri - Pave*). Je zřejmé, že tomuto způsobu síťování se pokud možno vyhýbáme, neboť se tím oproti čtyřúhelníkové síti zvýší počet elementů na dvojnásobek. Výpočetní síť byla navíc v místech s předpokládanými vysokými hodnotami gradientů rychlosti, tj. při stěnách v blízkosti trubkového svazku, lokálně zahuštěna.

Buňky objemové sítě vyplňující jednotlivé části výpočtové oblasti jsou z převážné většiny šestistěny (v Gambitu *Hex-Cooper* nebo *Hex - Map*). Nicméně v oblasti vstupu páry do výměníku musely být kvůli složitější geometrii použity čtyřstěny (v Gambitu *Tet/Hybrid - TGrid*). Počet buněk vytvořené výpočetní sítě se tím opět výrazně navýšil na celkový počet 2 218 160. Na obr. 2.2 je vidět užití nestrukturované sítě a lokálního

zahuštění. Obr. 2.3 znázorňuje celkový pohled na 3D síť a detail je zaměřen na ukázkou přechodu různých typů povrchové sítě.

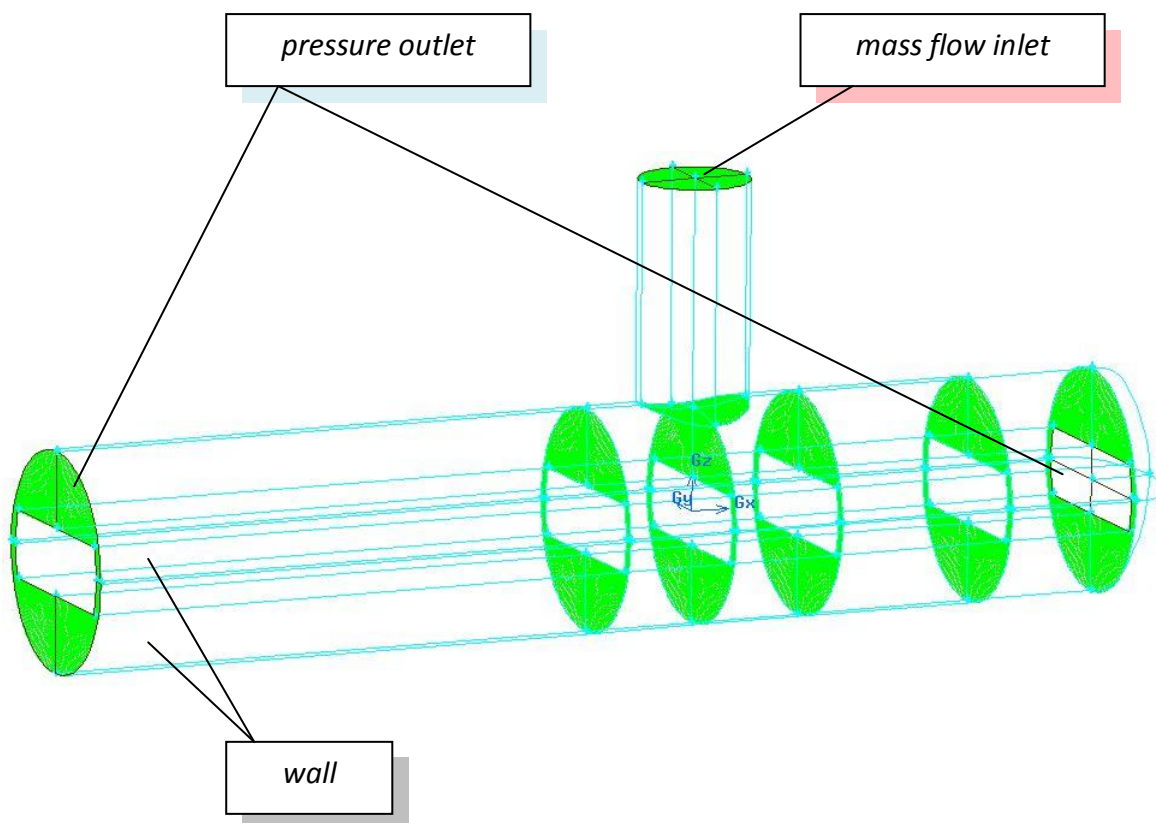


Obr. 2.2 Ukázka sítě - nestruturovaná síť s lokálním zahuštěním



Obr. 2.3 Kompletní 3D (objemová) síť pro základní variantu výpočtu

Po dokončení síťování uvažované výpočtové oblasti jsme nastavili okrajové podmínky, které si můžeme prohlédnout názorně na obr. 2.4 Pevnou stěnu, na níž je nastavena nulová rychlost média, představuje okrajová podmínka typu *wall*. Na vstupu do výpočtové oblasti byla použita okrajová podmínka typu *mass flow inlet*, tedy vstupní hmotnostní tok tekutiny. Posledním typem okrajových podmínek je na výstupu z výpočtové oblasti *pressure outlet*, tj. tlakový výstup. Vzhledem k tomu, že jsme nahradili trubkový svazek nepropustnou stěnou, jsou voleny dva tlakové výstupy. První je umístěn do roviny řezu, kterým jsme se omezili pouze na část výměníku. Druhá okrajová výstupní podmínka je nastavena v zadní části výměníku, čímž docílíme výraznějšího proudění do koncové oblasti výměníku a přiblížíme se tak více realitě.

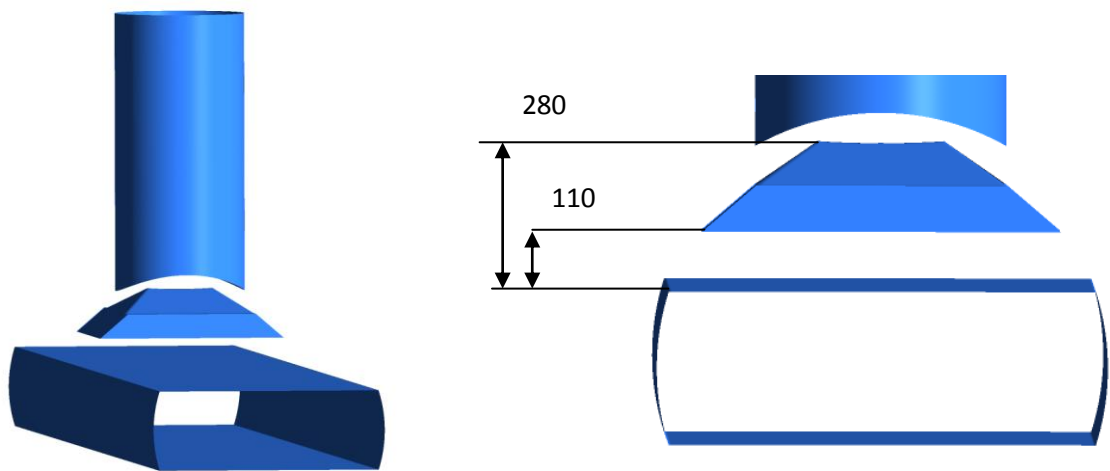


Obr. 2.4 Nastavení okrajových podmínek v uvažované výpočtové oblasti

## 2.2 Výpočetní síť a okrajové podmínky pro varianty se stínícím plechem

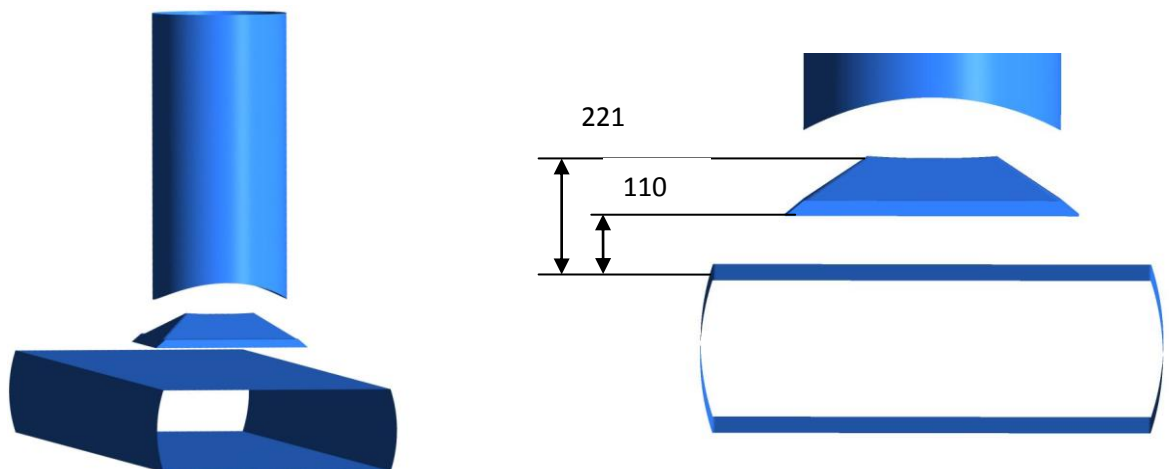
Druhá a třetí varianta 3D modelu výměníku, tj. varianta A a varianta B, se od první liší přidáním stínícího plechu do prostoru mezi vstupní oblast páry a trubkový svazek. Navrženou geometrii stínícího plechu i obě různá umístění plechu si můžeme prohlédnout na obr. 2.5 a obr. 2.6.

### Varianta A



Obr. 2.5 Tvar a umístění stínícího plechu varianta A

### Varianta B



Obr. 2.6 Tvar a umístění stínícího plechu varianta B

Funkcí rozrážecího plechu je chránit tu část trubkového svazku, která se nachází přímo pod vstupem páry do výměníku a je tak vystavena větším tlakům a rychlostem. V důsledku takového namáhání by docházelo k poškození trubek, jak již bylo zmíněno v předchozí teoretické kapitole.

Výpočetní síť u varianty A i varianty B jsme vytvořili analogickým postupem jako u základní varianty 3D modelu výměníku. Problematictějšími pro síťování se kvůli složitější geometrii staly podoblasti, jejichž součástí je stínící plech. Vytvořená objemová síť v těchto podoblastech má lokální zahuštění a je tvořena čtyřstěny. Z důvodu jednoduššího nasíťování byl plech zespodu uzavřen obdélníkovou plochou. Vznikne tak objem, do kterého se na rozdíl od reality proudící pára nedostane. Celkový počet buněk objemové sítě činí u varianty A 2 245 987, pro variantu B pak 2 288 271. Okrajové podmínky nastavíme také analogicky se základní variantou modelu výměníku. Přidáme pouze okrajovou podmínku typu *wall* pro celou obalovou plochu stínícího plechu. Ostatní okrajové podmínky zachováme stejné.

## 2.3 Specifikace parametrů výpočtu

Numerické výpočty byly provedeny ve výpočtovém systému ANSYS/Fluent 14.0. Parametry výpočtu jsou specifikovány u všech tří uvažovaných variant stejně, proto je můžeme shrnout do společné podkapitoly. Úloha je řešena jako ustálené turbulentní proudění stlačitelné vazké newtonské tekutiny. Pro ustálené proudění platí, že se jeho charakter nemění s časem. Jelikož modelujeme proudící přehřátou vodní páru, která se chová téměř jako ideální plyn, v systému Fluent vybereme z interní databáze vodní páru, neboli médium typu *water vapour*. Pro vodní páru dále musíme nastavit parametry média, například měrnou tepelnou kapacitu při konstantním tlaku  $c_p=2006,96 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ , součinitel tepelné vodivosti  $\lambda=0,026900001 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ , dynamickou viskozitu  $\eta=1,15311.10^{-5} \text{ Pa.s}$  a další, dle pokynů zadavatele. Dále je zadána vstupní rychlost média  $w = 42,62 \text{ m.s}^{-1}$ . Jelikož v systému Fluent nelze zadat pro stlačitelné proudění vstupní rychlost jako okrajovou podmínku, musíme zadat průtočné množství, které snadno vypočteme ze vztahu

$$\dot{m} = \dot{V} \rho, \quad (2.2)$$



kde  $\rho=0,73793 \text{ kg.m}^{-3}$  je hustota vodní páry,  $\dot{V}$  je průtočný objem, který je určíme ze vztahu

$$\dot{V} = S|w|, \quad (2.3)$$

kde  $|w|$  je celková vstupní rychlost  $42,62 \text{ m.s}^{-1}$  a  $S$  je plocha, kterou vstupuje pára do výměníku

$$S = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (2.4)$$

kde  $d=0,492 \text{ m}$  je uvažovaný průměr.

Pak tedy po dosazení za příslušné veličiny získáme konečnou hodnotu průtočného množství

$$\dot{m} = \rho|w|\frac{\pi d^2}{4} = 2,22 \text{ kg.s}^{-1}. \quad (2.5)$$

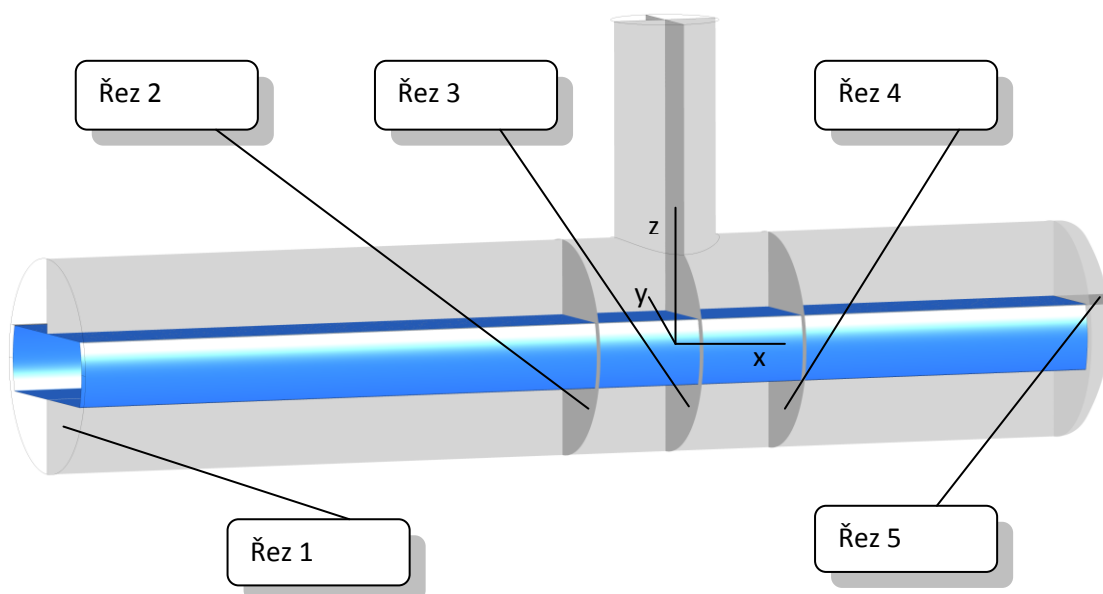
Na vstupu ještě nastavíme vstupní celkovou termodynamickou teplotu vodní páry  $T=351,34 \text{ K}$ . Na výstupu zadáme podmínku statického tlaku  $p= 43700 \text{ Pa}$  a dále nastavíme výstupní statickou teplotu vodní páry  $T=320 \text{ K}$ . Všechny zmíněné hodnoty byly poskytnuty zadavatelem. Na základě zkušeností s obdobnými výpočty proudění, viz [9], byl pro výpočet turbulentní vazkosti použit jednorovnicový model turbulence *Spalart-Allmaras*, ve kterém jsou přednastaveny hodnoty modelových konstant. Pro vlastní numerické řešení bylo zvoleno implicitní upwind schéma druhého řádu přesnosti, které jako *Pressure-velocity coupling* nabízí výpočtový systém ANSYS/Fluent.



### 3 Přehled výsledků numerických simulací

Tato kapitola prezentuje výsledky numerických simulací proudění páry ve výměníku, a to především se zaměřením na jeho vstupní část a její blízké okolí. Jsou zde přehledně uvedeny výsledky pro všechny tři varianty, tj. základní variantu a varianty A a B se stínícím plechem, a prezentovány tak, aby byly patrné rozdíly ve výsledcích. Porovnání je provedeno z hlediska rozložení výsledné rychlosti, Machova čísla, statického tlaku, celkového tlaku a proudnic. Geometrické poměry základní varianty a variant A a B se stínícím plechem, včetně znázornění umístění plechu do prostoru mezi vstup páry a trubkový svazek, byly uvedeny v předchozí kapitole.

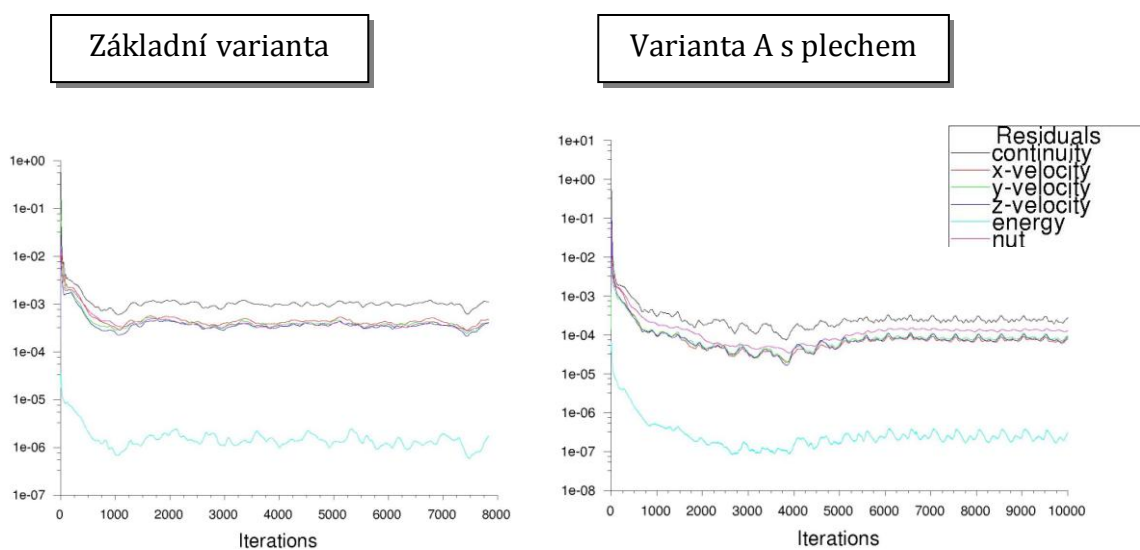
Pro přehlednost a orientaci při vyhodnocování výsledků jsou na obr. 3.1 znázorněny roviny, kterými jsou vedeny řezy výměníkem. V těchto řezech jsou zobrazovány rychlostní profily, rozložení tlaku apod. Řez 1 představuje podélný řez a příslušná rovina 1 má předpis  $y=0$ , následující tři příčné řezy 2,3,4 jsou tvořeny, v tomto pořadí, rovinami 2,3,4, tj. pro  $x=-0,5\text{m}$ ,  $x=0$  a  $x=0,5\text{m}$ . Poslední rovina 5, definovaná předpisem  $z=0,15\text{m}$ , určuje horizontální řez 5, ve kterém je dále porovnáno rozložení statického tlaku působícího na první řadu trubek trubkového svazku. Počátek souřadnicového systému je umístěn v průsečíku roviny 1, roviny 3 a roviny s předpisem  $z=0$ .



Obr. 3.1 Znázornění řezů v uvažované výpočtové oblasti výměníku

### 3.1 Porovnání konvergence výpočtů

První vzájemné srovnání variant provedeme z hlediska konvergence použité numerické metody k ustálenému stavu v závislosti na počtu iterací. Graf závislosti reziduí jednotlivých veličin proudového pole na počtu iterací pro variantu s plechem A a variantu s plechem B se téměř shodují, proto je na následujícím obr. 3.2 uveden pouze graf pro uvažovanou základní variantu a pro variantu A se stínícím plechem.

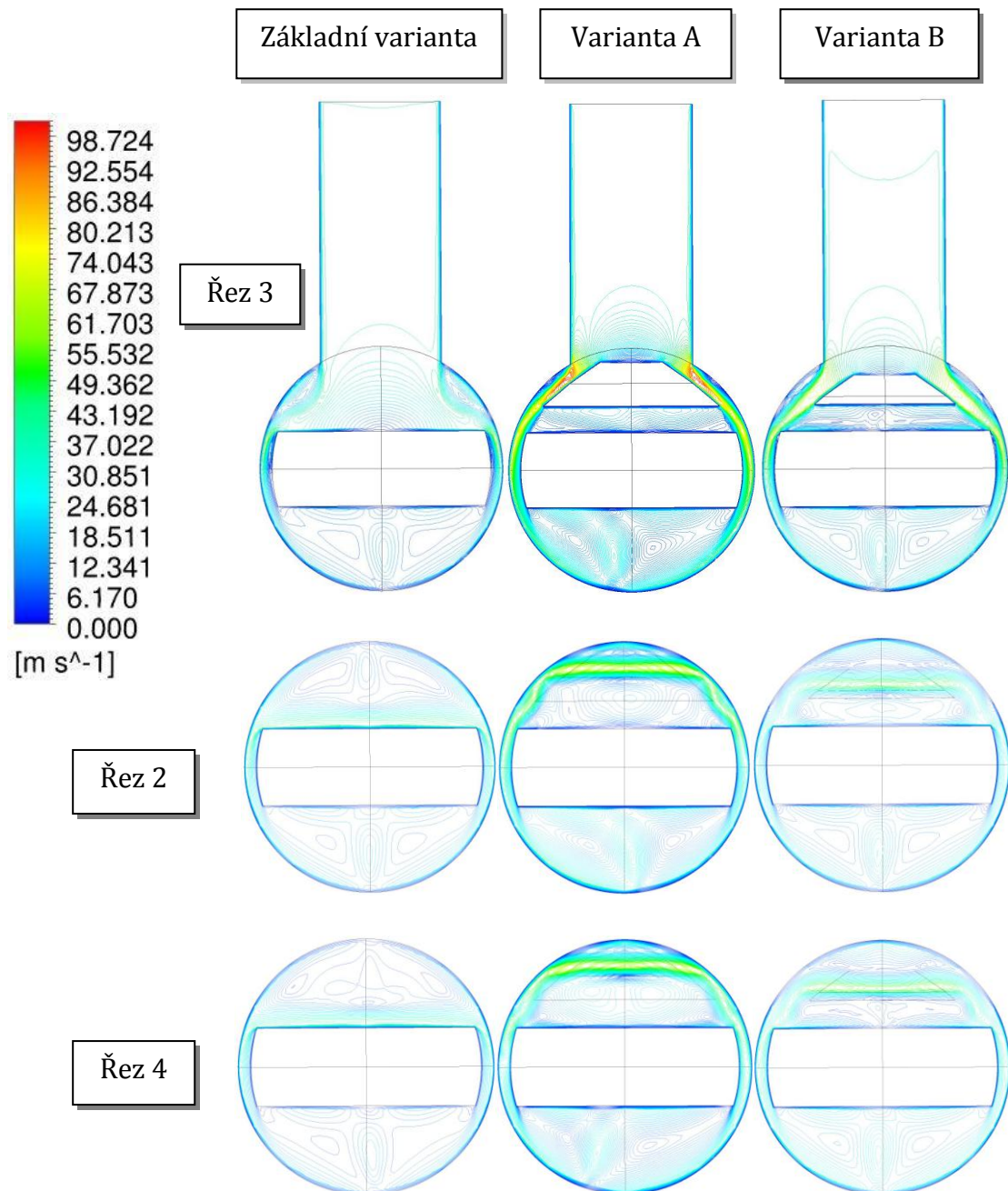


Obr. 3.2 Graf závislosti reziduí na počtu iterací - základní varianta, varianta A

Z obr. 3.2 je vidět, že numerické výpočty pro základní variantu i obě varianty se stínícím plechem konvergovaly relativně dobře k ustálenému stavu, z čehož usuzujeme na vhodně zvolenou výpočetní metodu. Přesto však základní varianta bez stínícího plechu konvergovala k ustálenému řešení o něco hůře. Pravděpodobnou příčinou mohl být vznik proudového pole uvnitř výměníku, které má mírně nestacionární charakter.

## 3.2 Porovnání rozložení výsledné rychlosti páry ve výměníku

V tomto odstavci jsou vzájemně porovnány rychlostní pole všech tří variant, které jsou v podobě izočar znázorněny na obr. 3.3 v příčných řezech 2,3,4, resp. na obr. 3.4 v podélném řezu 1.



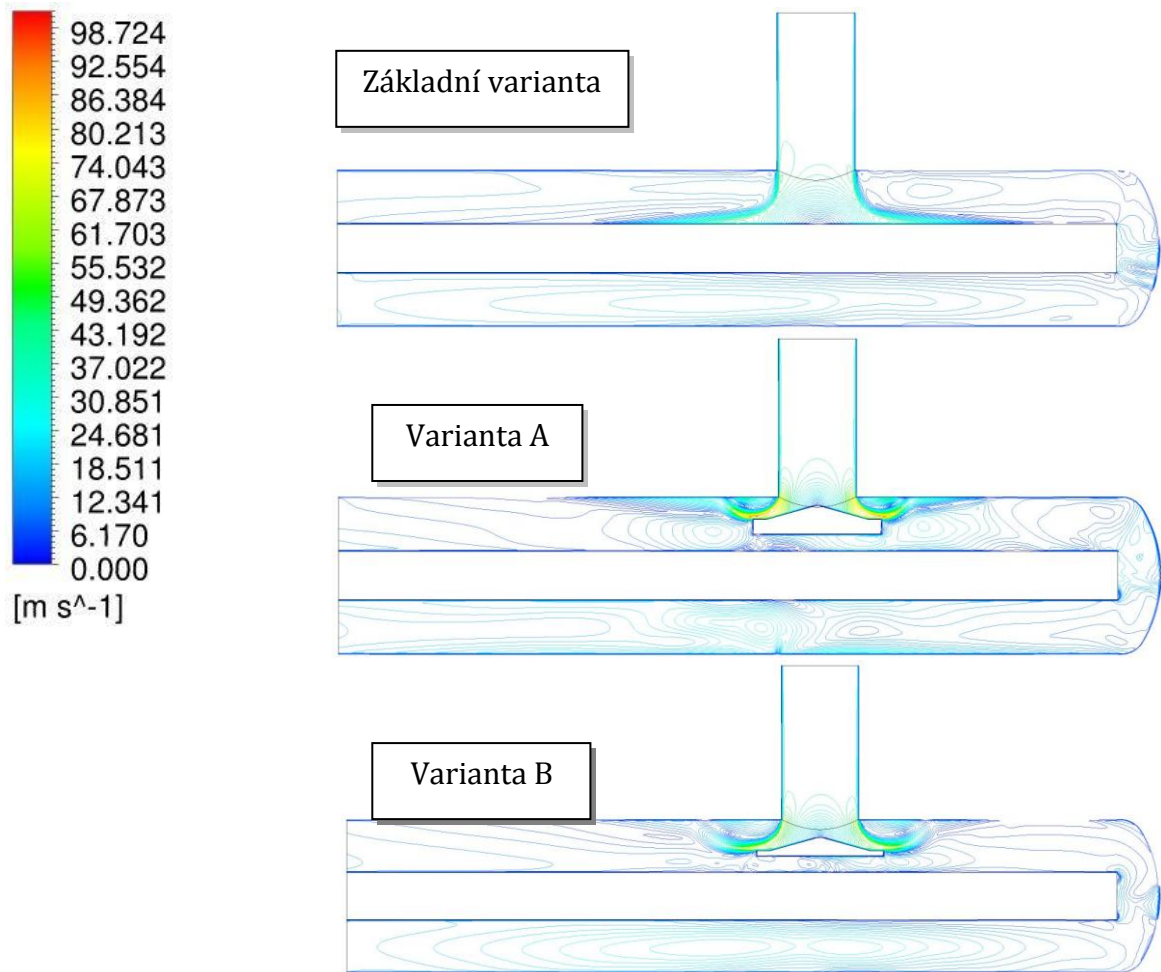
Obr. 3.3 Isočáry výsledné rychlosti v příčných řezech 2,3,4

Přehřátá pára vstupuje hrdlem do výměníku rychlostí téměř  $43 \text{ ms}^{-1}$  a následně je rozvedena do samotného trupu výměníku. V oblastech zúžení, tj. mezi boční částí trubkového svazku a pláštěm výměníku a dále u varianty A a varianty B v oblasti mezi rozrážecím plechem a pláštěm výměníku, byl předpokládán prudký nárůst rychlostí, což numerické simulace potvrdily. U základní varianty je maximální rychlost v příčném řezu 3 v blízkosti trubkového svazku v místě zúžení téměř  $70 \text{ ms}^{-1}$ , obr.3.3. Obdobně se v tomto zúženém prostoru u obou variant s plechem pohybuje rychlost kolem  $70 \text{ ms}^{-1}$ . Rychlost proudící páry v okolí první řady trubek svazku u základní varianty dosahuje hodnot přes  $40 \text{ ms}^{-1}$ . Přidáním stínícího plechu bylo docíleno snížení rychlosti v oblasti první řady trubek na požadovanou rychlost do  $20 \text{ ms}^{-1}$ , patrné je však urychlení páry kolem plechu. Vložením plechu došlo ke značnému zúžení prostoru, do něhož pára proudí ze vstupu a následně je rozvedena do trupu výměníku. Rychlost v této zúžené oblasti u varianty A dosáhla hodnoty  $98 \text{ ms}^{-1}$ . V tomto ohledu se varianta B jeví jako vhodnější, maximální rychlost ve zúžené oblasti kolem plechu je rovna necelým  $75 \text{ ms}^{-1}$ . Z řezů 2 a 4 je také patrné, že pára proudí u všech variant téměř rovnoměrně do přední a zadní části trupu výměníku, obr. 3.4.

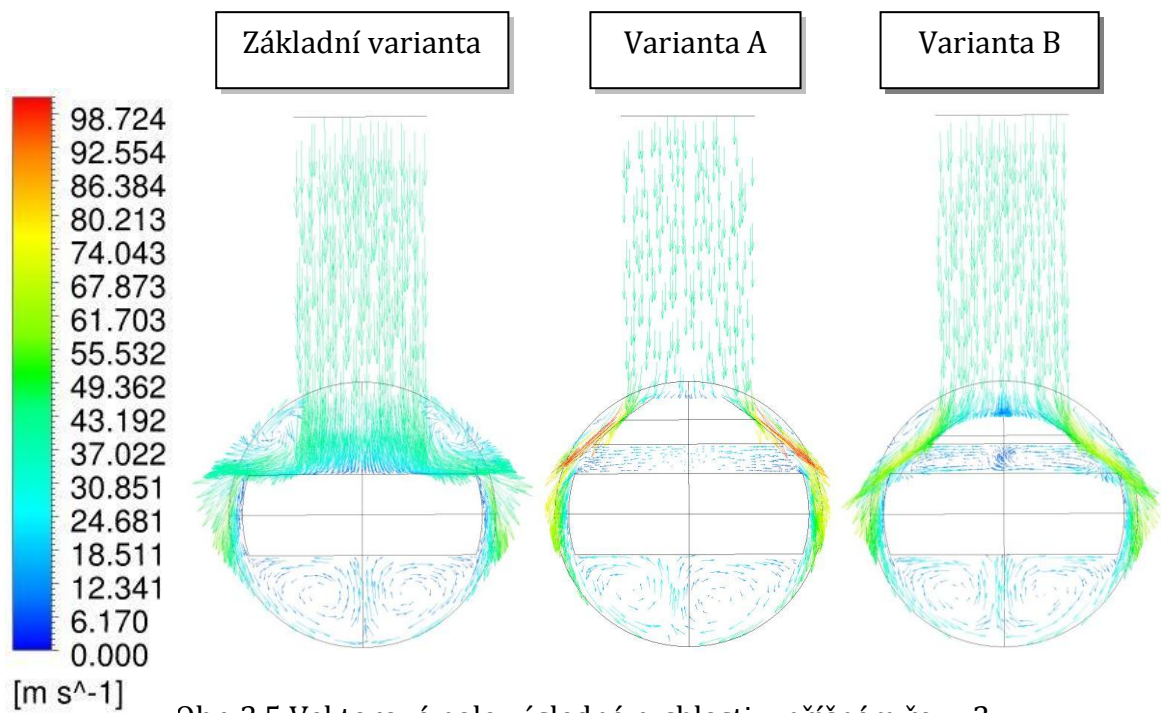
Obr 3.4 dále ukazuje, že vložením stínícího plechu došlo ke značnému odklonění proudu páry směrem k vrchní části pláště výměníku. Také z tohoto hlediska se varianta B jeví jako vhodnější, neboť odklon proudu zde není tak markantní jako u varianty A. U základní varianty pozorujeme nežádoucí přímý náraz proudu páry na první řadu trubek svazku, čemuž umístění rozrážecího plechu zamezilo. Z obr 3.5 jsou (u základní varianty) rovněž viditelné vírové struktury, které vznikají v blízkosti vstupu páry do výměníku, v okolí plechu a také ve spodní části výměníku pod trubkovým svazkem. U varianty B je zřejmý více symetrický výskyt vírových struktur než u varianty A s plechem a tedy varianta B je opět posuzována jako vhodnější variantou.

Na obr 3.5 a obr. 3.6 je rychlostní pole proudící páry v příčném řezu 3 a v podélném řezu 1 vykresleno pomocí vektorů rychlosti.

Obdobně jako izočáry, znázorňují vektory rozložení rychlosti ve výměníku. Jsou vidět dosažená maxima rychlostí, směry proudění a také jsou zřetelněji pozorovatelné vzniklé vírové struktury.

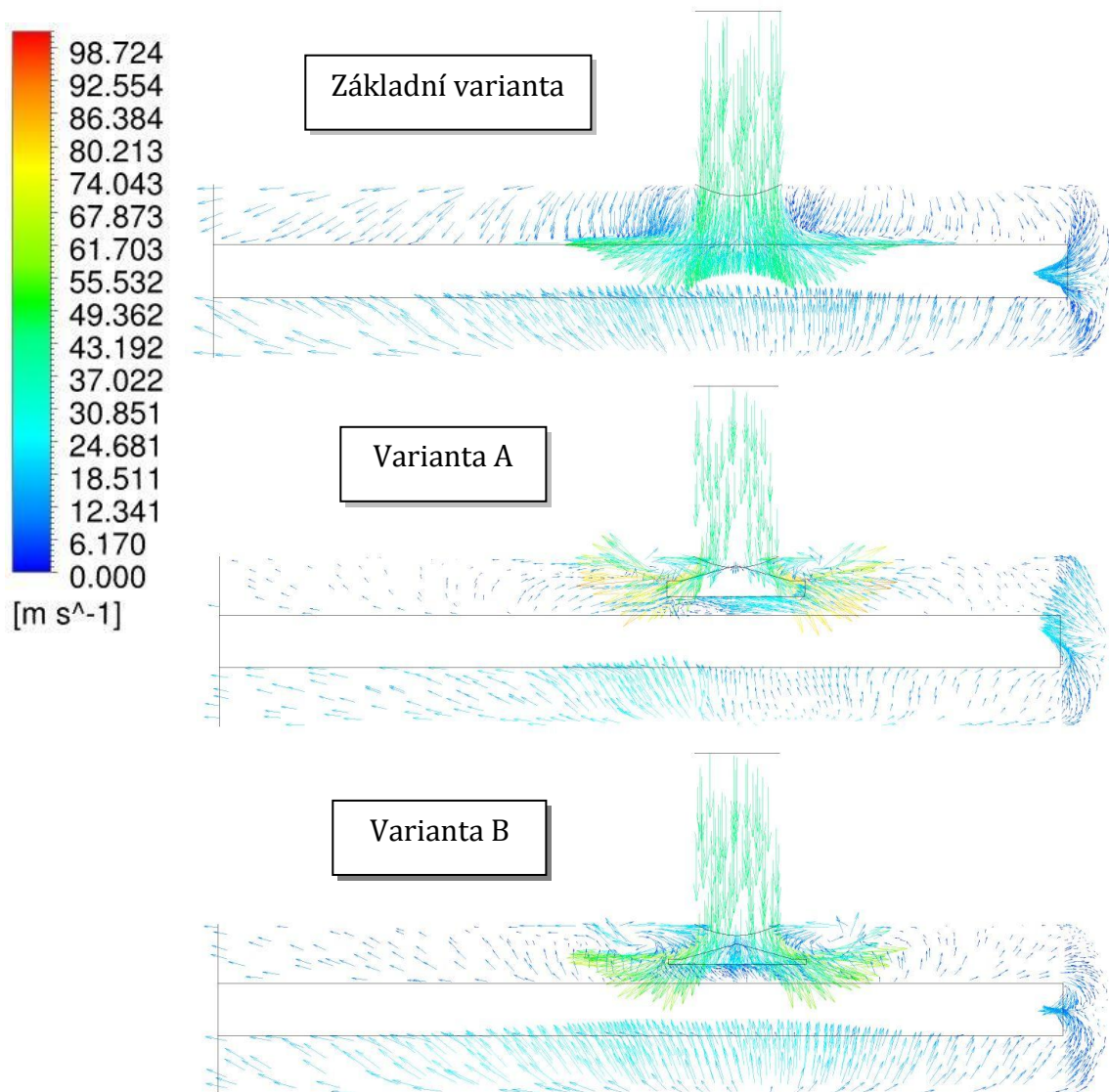


Obr. 3.4 Izočáry výsledné rychlosti v podélném řezu 1



Obr. 3.5 Vektorové pole výsledné rychlosti v příčném řezu 3





Obr. 3.6 Vektorové pole výsledné rychlosti v podélném řezu 1

### 3.3 Porovnání rozložení Machova čísla

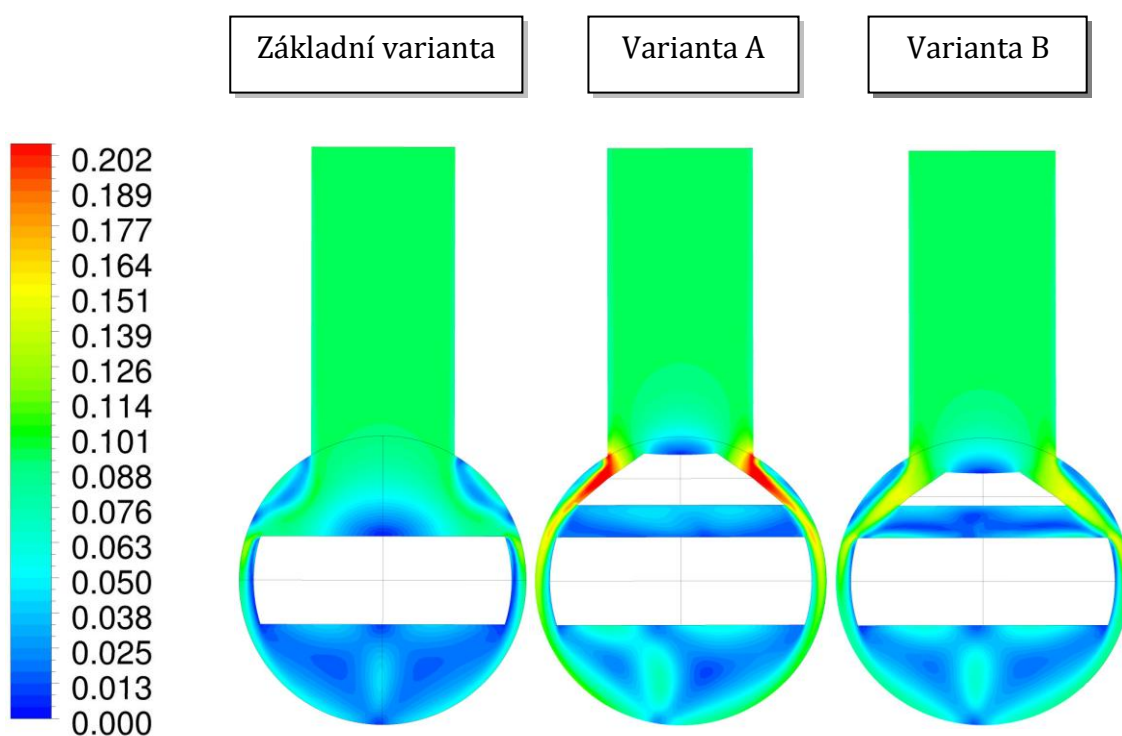
Machovo číslo  $Ma$  je jedním z takzvaných podobnostních čísel. Tato charakteristická bezrozměrová fyzikální veličina je hojně užívaná v technické praxi, zejména v aerodynamice. Machovo číslo udává poměr rychlosti proudění páry ve výměníku, ku lokální rychlosti zvuku. Je tedy vyjádřeno jako

$$Ma = \frac{w}{a}, \quad (3.1)$$

kde  $w$  je rychlost proudění páry,  $a$  je rychlost zvuku v daném prostředí.

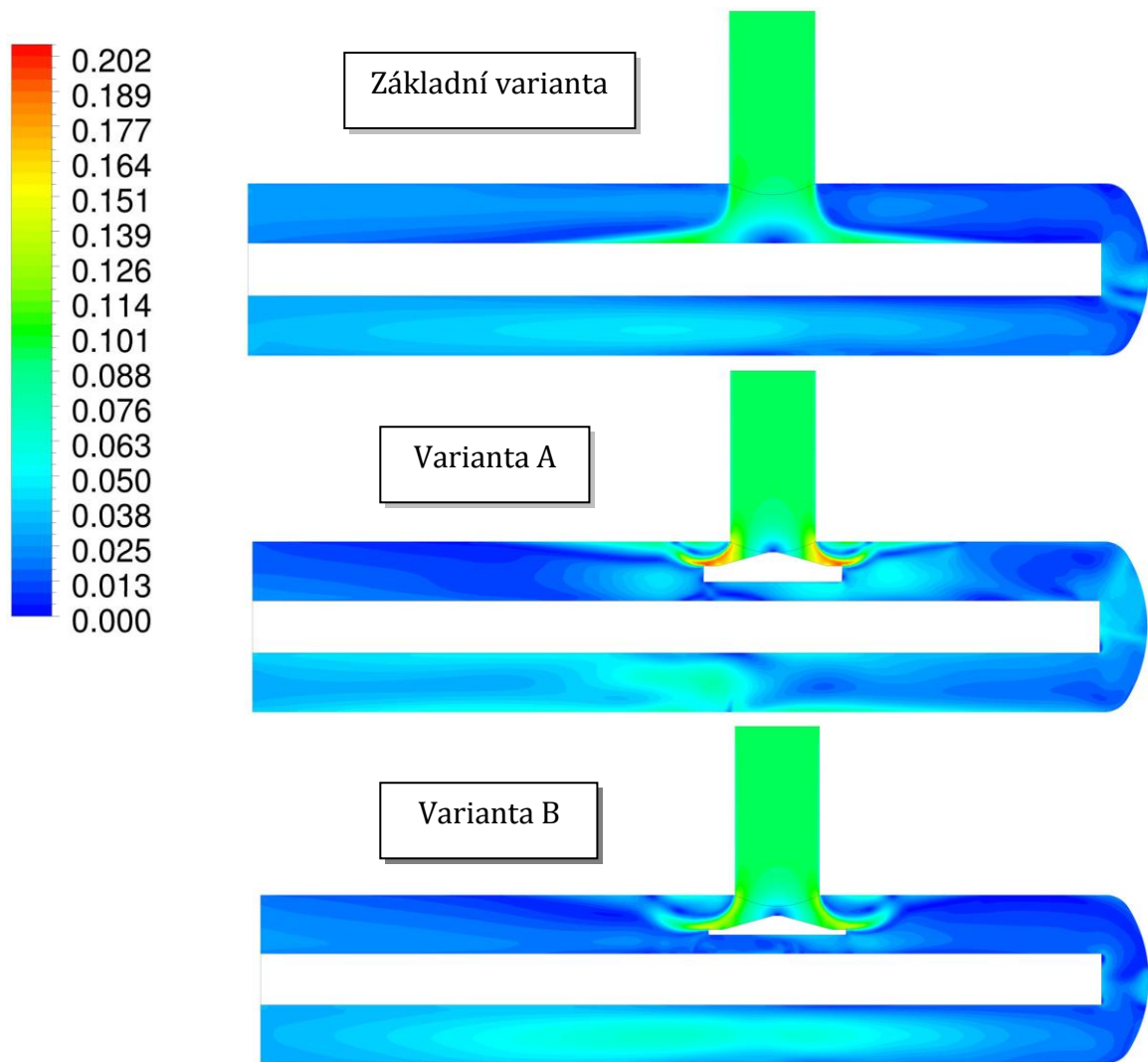
Jelikož Machovo číslo udává pouze poměr rychlosti proudění páry k lokální rychlosti zvuku v daném prostředí, je informace, kterou nám o proudění toto číslo o proudění poskytne, podobná závěrům z rychlostního pole, viz odstavec 3.2.

Na obr. 3.7 je znázorněno rozložení Machova čísla u všech tří variant v příčném řezu 3. Můžeme pozorovat vyšší hodnoty Machova čísla v oblastech zúžení a dále nižší hodnoty Machova čísla odpovídající poklesu rychlosti v blízkosti první řady trubek svazku způsobené vložení stínícího plechu.



Obr. 3.7 Rozložení Machova čísla v příčném řezu 3

Z obr. 3.8 je čitelný přímý náraz proudu páry na trubkový svazek u základní varianty a také odklon proudu páry směrem vzhůru k plášti výměníku u varianty A a u varianty B, což způsobilo umístění plechu.



Obr. 3.8 Rozložení Machova čísla v podélném řezu 1

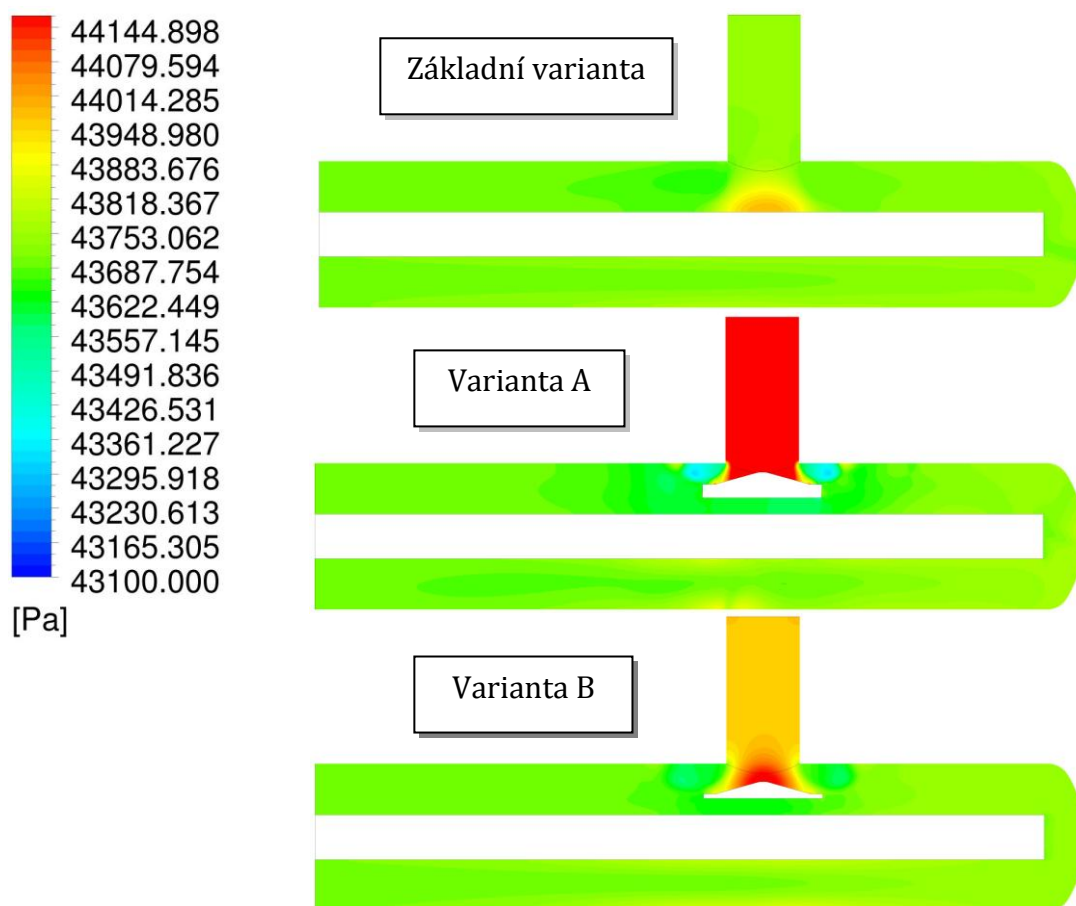
### 3.4 Porovnání tlakového pole páry ve výměníku

Tato část je věnována rozložení tlaku páry ve výměníku, které úzce souvisí s rychlostním polem proudící páry. První podkapitola popisuje rozložení statického tlaku ve výměníku a také statický tlak působící na první řadu trubek svazku. Druhý odstavec pak zobrazuje rozložení celkového tlaku, jehož složkou je již zmíněný statický tlak. Obě podkapitoly jsou zaměřené zejména na oblast vstupu páry do výměníku.



### 3.4.1 Porovnání rozložení statického tlaku

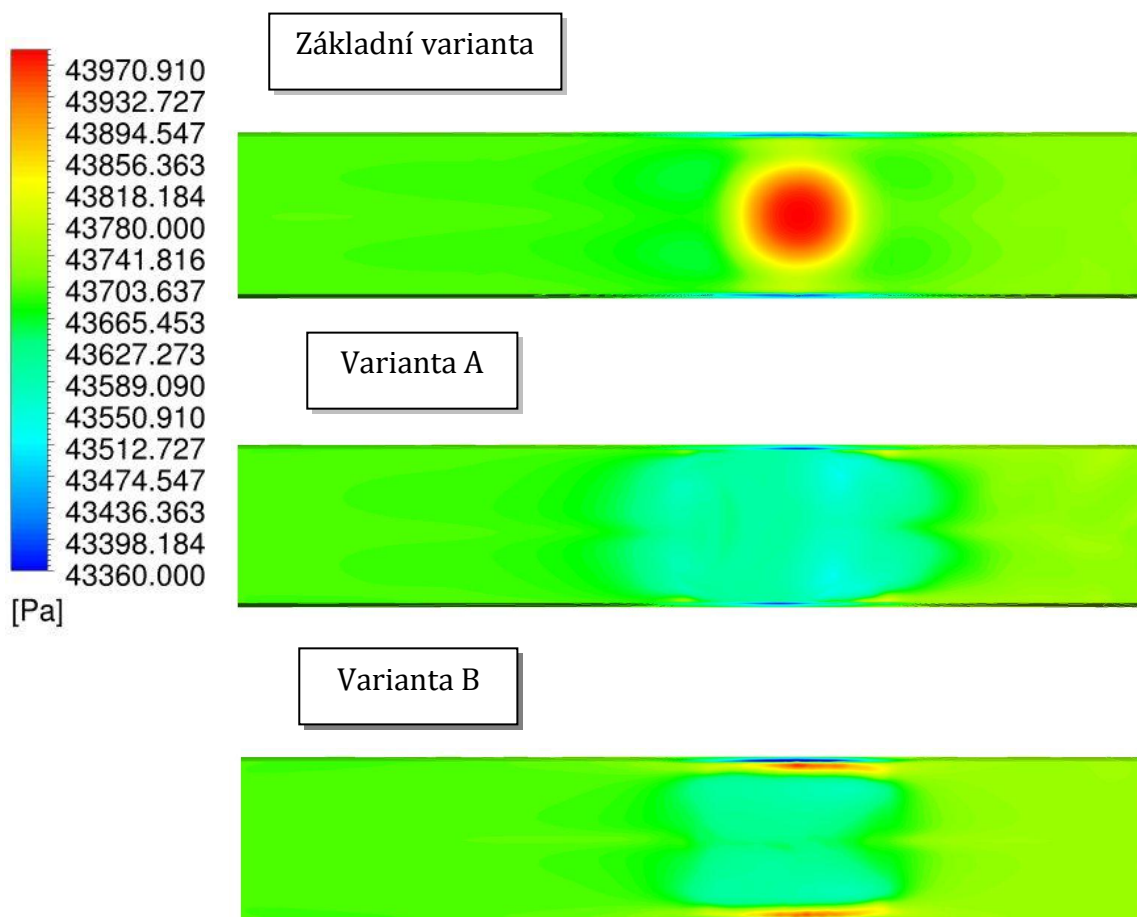
Rozložení statického tlaku v podélném řezu 1 je vykresleno pomocí izoploch na obr. 3.9. Vyšší tlak působí zejména na stínící plech. Opět je vidět, že varianta B je vhodnější, neboť u varianty A jsou mnohem vyšší hodnoty tlaku působícího na stínící plech. U variant s plechem lze pozorovat výrazné snížení tlaku v oblasti mezi stínícím plechem a horním pláštěm výměníku. Tento pokles tlaku je důsledkem prudkého nárůstu rychlosti vlivem zúžení v této oblasti.



Obr. 3.9. Izoplochy statického tlaku v podélném řezu 1

Vhodnost použití stínících plechů však potvrzuje následující obr. 3.10, na kterém je zobrazeno rozložení statického tlaku, jenž působí na první řadu trubek svazku, tj. v řezu 5. Izoplochy jasně ukazují přímý náraz proudu páry u základní varianty. Varianta A se z tohoto pohledu jeví jako nejvhodnější, neboť z obr 3.10 je patrné,

že plech u varianty B dostatečně nekryje všechny trubky. Na krajní trubky první řady svazku působí vysoký tlak, což způsobuje abrazi, stejně jako u základní varianty bez stínícího plechu ve středové části.

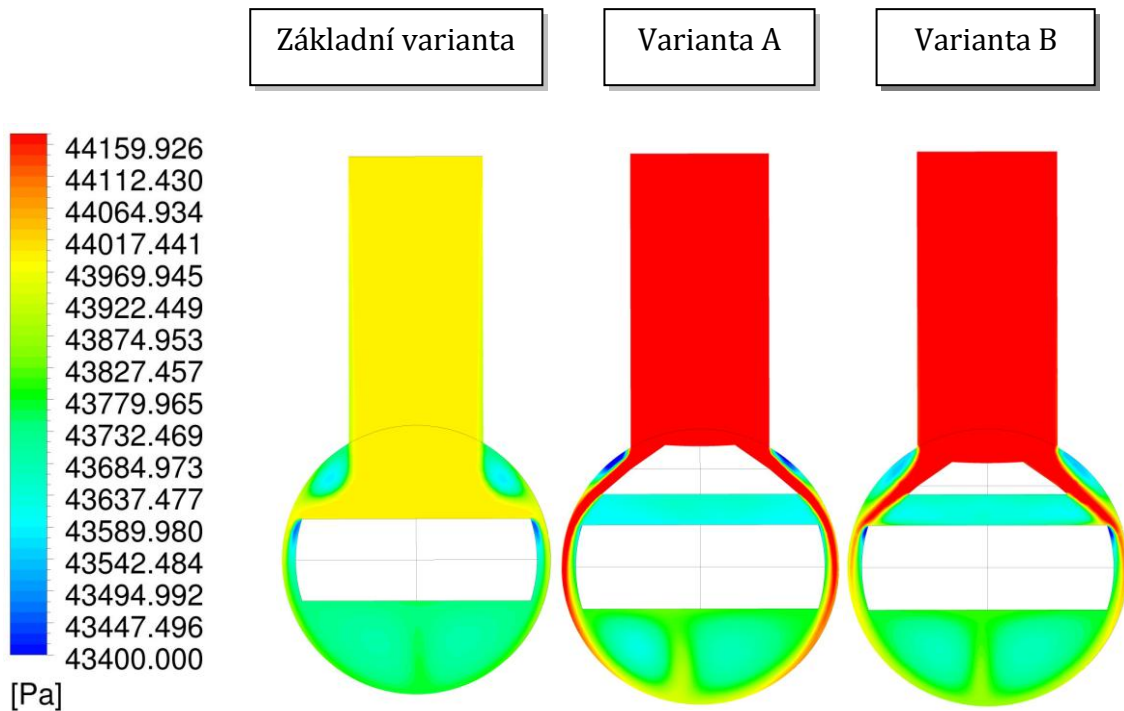


Obr. 3.10 Izoplochy statického tlaku působícího na první řadu trubkového svazku v řezu 5

### 3.4.2 Porovnání rozložení celkového tlaku

Celkový tlak je součtem tlaku statického a tlaku dynamického, který můžeme změřit jako pokles statického tlaku za pohybu páry. Na obr. 3.11 jsou znázorněny izoplochy celkového tlaku v příčném řezu 3. U varianty A a varianty B dosahují hodnoty celkového tlaku vyšších hodnot než je tomu u varianty základní, a to zejména v oblasti

vstupu páry do výměníku a kolem stínícího plechu. U varianty B jsou tyto hodnoty přesto o něco nižší než u varianty A.



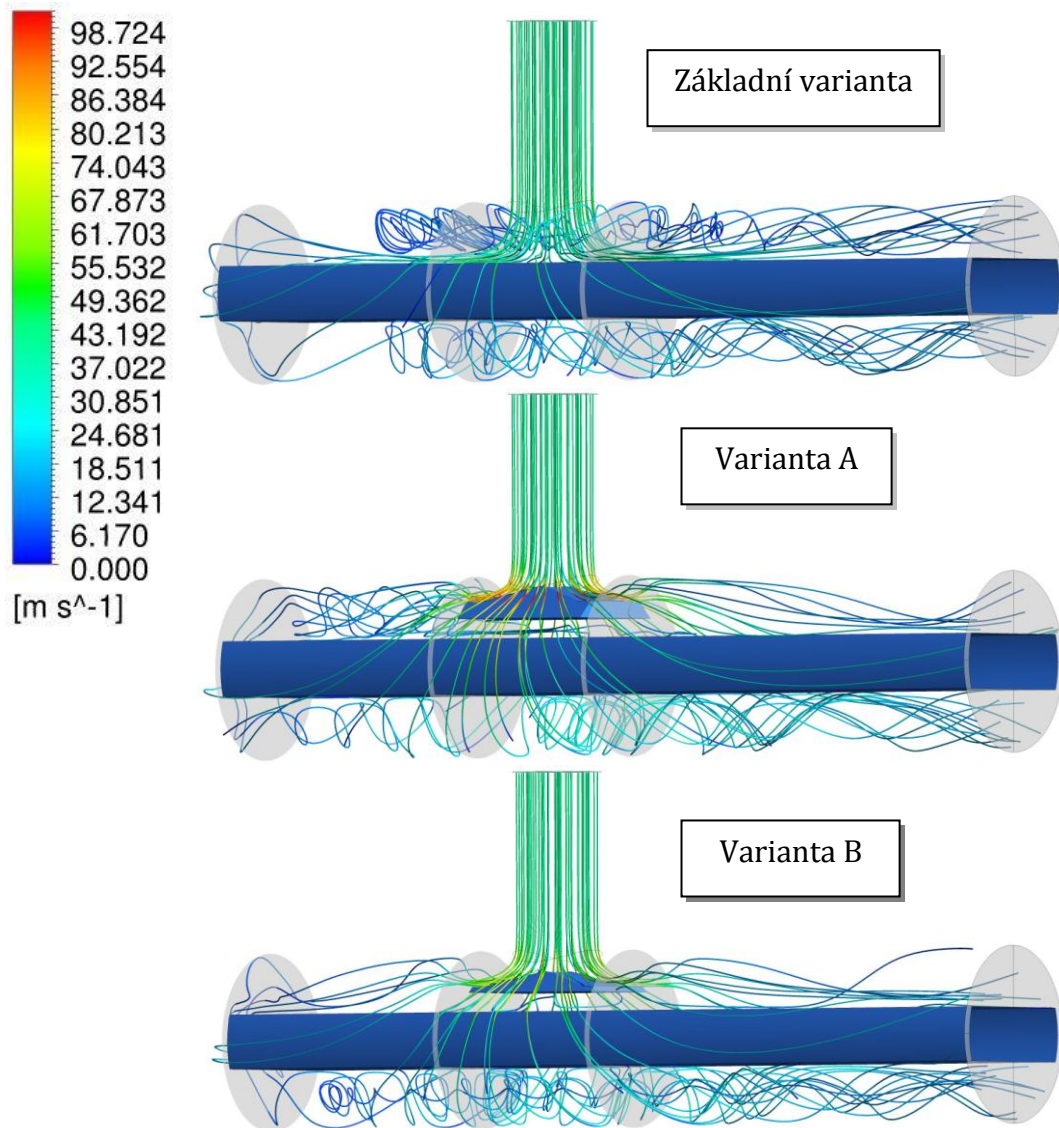
Obr. 3.11 Izoplochy celkového tlaku v příčném řezu 3

### 3.5 Porovnání proudnic ve výměníku

Proudnicе znázorněné na obr. 3.12 popisují trajektorii proudění jednotlivých částic páry ve výměníku. Jejich zbarvení odráží velikost výsledné rychlosti proudu páry. Rychlost částice v libovolném místě proudu je tečnou k proudnici. Libovolným bodem proudící páry prochází v jednom okamžiku právě jedna proudnice, tudíž žádné dvě proudnice se nemohou vzájemně protínat.

Na obr. 3.12 vidíme, že umístění stínícího plechu pomohlo nejen snížit rychlost v horní oblasti trubkového svazku a snížit tlak páry působící na vrchní část trubkového svazku, ale došlo také k usměrnění proudící páry. U základní varianty je z rozmístění proudnic patrné nemalé množství turbulencí v blízkosti vstupu páry do výměníku. Vložením plechu do prostoru mezi trubkový svazek a vstup páry bylo dosaženo usměrnění páry, potlačení turbulencí v této oblasti a také lepšího rozvodu

páry směrem od vstupu do trupu výměníku. Také z tohoto hlediska se jeví jako nejvhodnější varianta s plechem B, neboť u varianty A můžeme stále ještě pozorovat menší nerovnoměrnosti proudového pole směrem od vstupu do koncové části výměníku. Turbulentní charakter proudění ve spodní části výměníku, tj. pod trubkovým svazkem, bohužel zůstává téměř stejný.



Obr. 3.12 Znáznornění proudnic uvnitř výměníku

## 3.6 Celkové zhodnocení výsledků numerických simulací

V předchozích odstavcích bylo na proudění páry ve výměníku u všech tří variant nahlédnuto z různých hledisek, tj. z hlediska rozložení výsledné rychlosti, rozložení tlaků, Machova čísla a také proudnic. Hlavním problémem základní varianty je nepochybně přímý náraz proudu páry na trubkový svazek. Této skutečnosti mají zabránit stínící plechy umístěné do prostoru mezi vstup páry a trubkový svazek. Na základě rozložení výsledné rychlosti a tlaku, Machova čísla i proudnic se jako vhodnější varianta s plechem jeví varianta B. U varianty A byly totiž pozorovány vysoké hodnoty maximální rychlosti v místech zúžení a v neposlední řadě také značný odklon proudu páry směrem vzhůru na plášť výměníku. Samozřejmě varianta B má několik nedostatků (např. nekryje krajní trubky první řady trubkového svazku), které byly zmíněny v předchozím textu u jednotlivých porovnání, proto ji nelze nazvat jako ideální konstrukční úpravou. Obecně lze ale říci, že snížení tlaku působícího na první řadu trubek svazku je u této varianty B značné, čímž je prodloužena životnost trubek svazku. Tato varianta stínícího plechu by mohla být v budoucnu dále modifikována tak, aby byly odstraněny její nedostatky.

# Závěr

Tato bakalářská práce byla věnována problematice analýzy proudového pole páry ve vstupní části nízkotlakého ohřívačku. K řešení proudění páry byly užity numerické simulace.

Byly uvedeny výsledky numerických simulací pro základní variantu modelu a pro dvě různé varianty se zadanou konstrukční úpravou, tj. se stínicími plechy, které slouží k usměrnění proudící páry. Byla analyzována proudová pole všech tří modelů a následně vzájemně porovnána dle rozložení celkové rychlosti, Machova čísla, statického tlaku, celkového tlaku a také proudnic. Základní varianta poukázala na nežádoucí přímý náraz páry na první řadu trubek ve svazku. Numerická simulace tedy potvrdila předpokládané vysoké rychlosti proudící páry v těsné blízkosti trubkového svazku a také velký tlak, který působí na první řadu trubek ve svazku. U varianty A a varianty B jsme díky různě umístěným stínicím plechům mohli pozorovat výrazné snížení rychlosti v blízkosti svazku a snížení tlaku působícího na první řadu trubek. Z hlediska rozložení celkové rychlosti, Machova čísla, celkového tlaku a také proudnic se jako vhodnější konstrukční úprava jevila varianta B. Na nedostatky varianty B poukázalo rozložení statického tlaku, který působí na první řadu trubek ve svazku. Stínicí plech u varianty B nekryje dostatečně krajní trubky první řady svazku a dochází tak k opotřebenosti těchto trubek. Jsem si vědoma, že konstrukční úprava v podobě stínicího plechu u varianty B není zcela optimální, v porovnání s variantou A je však vhodnější.

Hlavním přínosem této práce bylo získání představy o chování proudící páry ve vstupní části výměníku. Dále bylo docíleno žádaného usměrnění páry pomocí stínicích plechů, které byly vloženy do prostoru mezi vstupem páry do výměníku a trubkový svazek. Celkově se jednalo o prvotní numerickou studii proudového pole pomocí numerických simulací pro tento typ výměníku. Jelikož byly modely konstruovány ve 3D, byla časová náročnost výpočtu a také obtížnost z hlediska výpočetní kapacity velmi vysoká.

Práci je možné nadále rozvíjet, o což se ve své diplomové práci jistě pokusím. Z již zmíněného důvodu velké časové a paměťové náročnosti výpočtu, byl trubkový svazek nahrazen pevnou nepropustnou stěnou a řešena byla pouze část výměníku. Předmětem dalšího zkoumání by tedy mohlo být vytvoření částečně propustné perforované stěny místo nepropustné stěny. Také bychom mohli přímo modelovat jednotlivé trubky svazku. Přiblížili bychom se tak mnohem více realitě. Náročnost výpočtů by však několikanásobně vzrostla.

# Literatura

- [1] Kadrnožka, J.: *Tepelné elektrárny a teplárny*, Praha, 1984.
- [2] Hoffmann, K.A., Chiang, S.T.: *Computational Fluid Dynamics*, vol. 1 & 2 & 3. Engineering Education System, Wichita, Kansas, USA, 2000.
- [3] White, F.M.: *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, Inc., 1994.
- [4] Baláš, M., & Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství.: *Kotle a výměníky tepla*, Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009.
- [5] Ing. Arnošt Páv, *Provoz parních turbín a příslušenství*, Praha, 1970
- [6] Fluent, Inc.: *Fluent User's Guide*, Lebanon 2008.
- [7] ŠKODA POWER, s.r.o.: *Firemní dokumentace společnosti*, 2010.
- [8] Vimmr, J.: *Matematické modelování proudění stlačitelné tekutiny ve vnitřní aerodynamice*, Disertační práce, ZČU v Plzni, 2002.
- [9] Bílek, J.: *Návrh konstrukční úpravy vstupní části elektrárenského výměníku pomocí numerických simulací proudění páry*, Diplomová práce, ZČU v Plzni, 2011