

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

**POSOUZENÍ CHOVÁNÍ  
HYDRAULICKÉ CENTRÁLY**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BC. PETR KUKAL

5 – TŽP – 2020



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kukul** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **459569**  
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
 Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**  
 Studijní program: **Strojní inženýrství**  
 Studijní obor: **Technika životního prostředí**

### II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Posouzení chování hydraulické centrály**

Název diplomové práce anglicky:

**Performance Assessment of a Hydraulic Central Unit**

Pokyny pro vypracování:

Na základě matematické simulace (Fluent) zhodnoťte vliv změny průtoku na proudové a tlakové chování hydraulické centrály. Diskutujte problematiku hydraulického napojení okruhu zdroje tepla a spotřebitelských okruhů (tlakový rozdělovač, beztlaký rozdělovač, termohydraulický rozdělovač, hydraulický věnec a hydraulická centrála).

Seznam doporučené literatury:

Bašta, J.: Hydraulika a řízení otopných soustav. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2003. ? 252 s., 209 obr., ISBN 80-01-02808-9.  
 Bašta, J.: Regulace v technice prostředí staveb. Česká technika nakladatelství ČVUT. Praha 2014, 194s., ISBN 978-80-01-05455-0.  
 Bašta, J., Kabele, K.: Otopné soustavy teplovodní sešit projektanta. Třetí přepracované vydání. STP 2008, ISBN 978-80-02-02064-6, 96 s.  
 Bašta, J.: Matematická simulace termohydraulického rozdělovače. Konference vytápění Třeboň 2015, s. 60-71. Třeboň. 2015. ISBN 978-80-02-02589-4.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D., ústav techniky prostředí FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **31.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce:

prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

**30.4.2020**

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

## **Souhrn**

Diplomová práce se zabývá problematikou propojení spotřebitelských okruhů a okruhů zdroje tepla v oblasti vytápění. Byla navržena a vymodelována hydraulická centrála, na kterou je napojen plynový kotel, ohřívač teplé vody, otopná soustava s otopnými tělesy a podlahové vytápění. Následně byly pomocí programu Fluent simulovány tři různé provozní stavy. První z nich byl provoz za jmenovitých podmínek, druhý řešil situaci při vypnutém vytápění a zapnutém ohřevu teplé vody a třetí stav řešil opět vytápění, tentokrát však za běžných podmínek. U všech tří provozních stavů byl posuzován teplotní a rychlostní profil. V závěru byl zhodnocen celkový provoz centrály a porovnání některých výsledků s termohydraulickým rozdělovačem.

## **Summary**

The diploma thesis deals with the issue of connecting consumer circuits with the boiler circuit in the field of heating. A hydraulic central unit was designed and modelled, to which a gas boiler, a hot water heater, heating system with radiators and underfloor heating are connected. Subsequently, three different operating states were simulated using the Fluent program. The first of them was operation under nominal conditions, the second dealt with the situation when the heating was switched off and hot water heating was switched on, and the third situation dealt with heating again, but this time under normal conditions. The temperature and speed profile were assessed for all three operating conditions. In the end, the overall operation of the plant was evaluated and a comparison of some results with a hydraulic separator.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „Posouzení chování hydraulické centrály“ vypracoval samostatně, pod vedením prof. Ing. Jiřího Bašty, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 31.7.2020

Bc. Petr Kukul

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu své diplomové práce prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D., za ochotnou pomoc, vstřícný přístup, cenné rady a podklady, které mi pomohly při vypracování této diplomové práce. Děkuji také Ing. Petru Zelenskému, Ph.D., za ochotnou pomoc, vstřícný přístup a cenné rady při počítačové simulaci.

## Obsah

Obsah .....	6
Soupis použitého značení.....	8
Úvod.....	9
1 Propojení okruhu zdroje tepla a spotřebitelských okruhů .....	11
1.1 Tlakový rozdělovač .....	11
1.2 Beztlaký rozdělovač .....	12
1.3 Termohydraulický rozdělovač .....	13
1.4 Hydraulický věnec .....	14
1.5 Hydraulická centrála .....	16
2 CFD simulace .....	18
2.1 Princip CFD .....	18
2.2 Základní rovnice popisující proudění.....	19
2.3 Modely turbulence založené na $\mu T$ .....	21
2.3.1 Nularovnicový model .....	21
2.3.2 Jednorovnicový model.....	21
2.3.3 Dvourovnicový modely .....	21
2.4 Proudění v blízkosti stěny .....	22
2.5 Vnitřní vrstva .....	22
2.5.1 Vazká podvrstva .....	24
2.5.2 Logaritmická vrstva .....	25
2.6 Modely proudění v blízkosti stěn v Ansys Fluent.....	26
2.7 Geometrický model.....	27
2.8 Numerická síť a typy buněk.....	28

3	Návrh hydraulické centrály .....	31
3.1	Parametry centrály .....	31
3.2	Rozměry centrály .....	33
3.3	Tvorba modelu v SpaceClaim .....	34
3.4	Tvorba modelu v programu Fluent Meshing .....	35
4	Posouzení chování hydraulické centrály .....	38
4.1	Postup práce v programu Fluent .....	38
4.2	První provozní stav – jmenovité podmínky .....	40
4.2.1	Okrajové podmínky .....	40
4.2.2	Vyhodnocení prvního stavu .....	40
4.3	Druhý provozní stav – ohřev teplé vody .....	51
4.3.1	Okrajové podmínky .....	51
4.3.2	Vyhodnocení stavu 2 .....	52
4.4	Třetí provozní stav – reálné podmínky .....	57
4.4.1	Okrajové podmínky .....	57
4.4.2	Vyhodnocení třetího stavu .....	58
4.5	Zhodnocení správnosti výpočtů .....	65
5	Závěr .....	67
	Seznam použité literatury .....	74

## Soupis použitého značení

$u$	[m/s]	rychlost
$x$	[m]	souřadnice polohy
$y$	[m]	souřadnice polohy
$z$	[m]	souřadnice polohy
$\tau$	[s]	čas
$p$	[Pa]	tlak
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematická viskozita
$u'$	[m/s]	velikost fluktuace rychlosti
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení
$\beta$	[1/K]	součinitel teplotní roztažnosti
$T$	[K]	teplota
$\mu$	[Pa·s]	dynamická viskozita
$\tau_T$	[Pa]	turbulentní napětí
$\mu_T$	[Pa·s]	turbulentní dynamická viskozita
$k$	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	kinetická energie turbulence
$\delta_{ij}$	[-]	Kroneckerovo delta
$l_m$	[m]	směšovací délka
$l$	[m]	délkové měřítko turbulence
$\nu_T$	[m <sup>2</sup> /s]	turbulentní kinematická viskozita
$\varepsilon$	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	rychlost disipace kinetické energie
$\tau_w$	[Pa]	smykové napětí u stěny
$y^+$	[-]	bezrozměrná odlehlost od stěny
$u^+$	[-]	bezrozměrná rychlost
$u_\tau$	[m/s]	třecí rychlost
$\kappa$	[-]	Von Kármánova konstanta
$Q$	[W]	výkon
$\dot{m}$	[kg/s]	hmotnostní průtok
$c_p$	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita
$t$	[°C]	teplota



## Úvod

Propojení zdroje tepla se spotřebitelskými okruhy můžeme provádět několika různými způsoby. Využívá se beztlakého a tlakového rozdělovače, hydraulického věnce a nejrozšířenějším typem je nyní termohydraulický rozdělovač (THR). Termohydraulický rozdělovač velmi dobře funguje za jmenovitých podmínek. Ty však nastávají jen velmi malou část otopného období, některé roky nenastávají vůbec. Správně navržený THR zabraňuje vzájemnému tlakovému ovlivňování primárního okruhu a sekundárních okruhů. Za běžných podmínek ovšem nastává problém s teplotou zpátečky kotlového okruhu. Spotřebitelské okruhy jsou využity pouze na částečný výkon a dochází k oteplování zpátečky kotlového okruhu, které není žádoucí u kondenzačních kotlů a tepelných čerpadel.

Firma Zortström uvedla na trh nový typ rozdělovače, který nazvala hydraulická centrála (HC). Jedná se o nádobu válcovitého tvaru, která je předělena několika přepážkami (1 až 6), jež ji stratifikují na několik teplotních vrstev. Přepážky však nejsou hydraulicky uzavřeny, a tak může docházet k průtokům, resp. přepouštění mezi jednotlivými vrstvami. Vývody od jednotlivých zařízení jsou vyvedeny paprscitě po obvodu HC do příslušných vrstev odpovídajících požadované teplotě zařízení, na které je připojena. Hydraulická centrála nabízí velký rozsah výkonů od 20 kW do 70 MW. Lze ji použít jak pro vytápění, tak pro chlazení. Je možné ji instalovat vertikálně i horizontálně. Oproti THR nabízí úsporu místa, protože v porovnání se sběračem a rozdělovačem, na který je THR napojen, se jedná o relativně malou nádobu. Problémem je ovšem její návrh. Rakouská firma, která má hydraulickou centrálu patentovanou, ji projektuje sama. Není tedy možné, jako v případě termohydraulického rozdělovače, aby ji projektant naprojektoval sám a vybral z katalogu. Projektant musí zadat seznam zdrojů tepla a spotřebičů, jejich tepelné výkony, hmotnostní průtoky a teplotní spády. Na základě těchto informací firma Zortström vše naprojektuje a dodá. [1] [2]

Prvním cílem této diplomové práce je zmapovat možnosti propojení zdroje tepla a spotřebitelských okruhů. Dalším, principiálně hlavním cílem diplomové práce je navrhnout a následně vytvořit model centrály, na kterém budou pomocí CFD programu simulovány tři různé provozní stavy. Následně budou zhodnocena teplotní a rychlostní pole v centrále.

Návrh centrály je problematický, protože výrobce HC, se kterým se pokoušel spojit vedoucí mé diplomové práce, nechce poskytovat údaje o geometrických rozměrech ani o návrhu centrály. Je tedy nutné vycházet z funkce ostatních, již známých možností propojení spotřebitelských okruhů a okruhu zdroje tepla a snažit se navrhnout centrálu co možná nejbližší reálným instalacím.

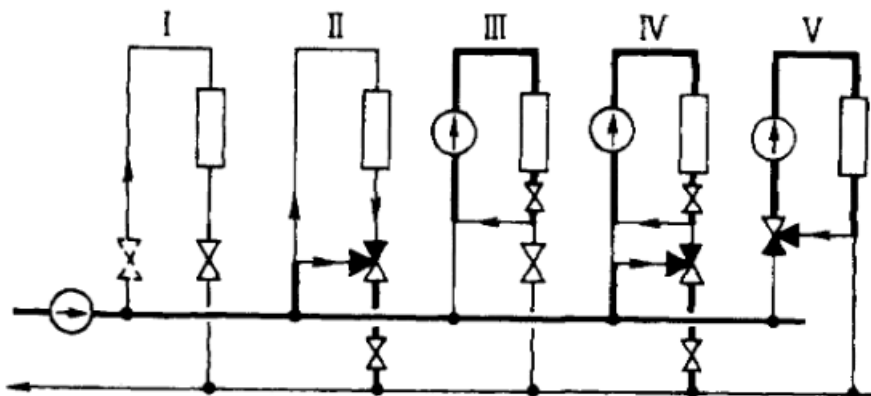
## 1 Propojení okruhu zdroje tepla a spotřebitelských okruhů

Otopné soustavy se navrhují na jmenovité parametry, zásadní roli zde hraje venkovní výpočtová teplota (např. pro Prahu  $-12\text{ °C}$ ); této teploty a nižších je však dosaženo pouze několik dní v roce, resp. několik dní v otopném období. Průměrná denní teplota v otopném období (pro Prahu  $4,3\text{ °C}$ ) se od venkovní výpočtové značně liší. Otopná soustava je tedy navržena pro extrémní případy. Většinu otopného období tak soustava pracuje pouze na částečný tepelný výkon. Regulace výkonu zdroje tepla a jednotlivých zařízení otopné soustavy (otopná tělesa, zásobníky TV, podlahová otopná plocha atd.) probíhá buď kvalitativně použitím směšovacích armatur k dosažení nižší teploty přívodní vody, nebo kvantitativně změnou otáček oběhových čerpadel, škrcením, případně rozdělováním v přívodní větvi nebo směšováním ve vratné větvi, a tedy zmenšením, nebo úplným přerušením průtoku. Otopná soustava se navrhuje tak, aby byl hmotnostní průtok primárního (kotlového) okruhu a sekundárních (spotřebitelských) okruhů ve většině případů totožný (mimo THR). Zregulováním jednotlivých komponent spotřebitelského okruhu vzniká rozdíl mezi průtoky kotlovým okruhem a okruhy spotřebitelskými. Propojení kotlového okruhu a okruhů spotřebitelských by tedy mělo být navrženo tak, aby bylo možné vyrovnat rozdíly v průtoku kotlového okruhu a okruzích spotřebitelských, resp. mezi přívodem a zpátečkou.

### 1.1 Tlakový rozdělovač

Tlakový rozdělovač je konstruován tak, že jsou od sebe odděleny sběrač a rozdělovač. Sekundární okruhy se při regulačních zásazích navzájem významně ovlivňují, přestože mají svá čerpadla nastavena na jmenovité parametry. I přes správný návrh oběhových čerpadel a regulačních a nastavovacích armatur docházelo při vypnutí jednoho z čerpadel, ať už v kotlovém, nebo v jednom ze spotřebitelských okruhů, k výrazným změnám tlaků a průtoku v ostatních okruzích. Velkou změnou v pohledu na tlakové rozdělovače a jejich problematický návrh i samotné chování, byl příchod frekvenčně řízených oběhových čerpadel. Ta si díky autoadaptivní funkci sama určí nejvýhodnější charakteristiku podle zjištěných tlakových diferencí a průtoků tak, aby bezpečně zásobila otopnou soustavu či její části (zóny). Důležité je si uvědomit, že v případě čerpadel s regulací otáček  $\Delta p-c$  a  $\Delta p-v$ , která udržují v soustavě konstantní, resp. variabilní tlak, jejichž použití je po směrnici o ekodesignu prakticky nutností, protože téměř žádná 3otáčková čerpadla nejsou schopna dodržet limity této směrnice, se jedná o měření tlakové difference na sání

a výtlačku čerpadla. Čerpadla tedy monitorují tlakové poměry v jejich okolí, o tlakových diferencích ve zbytku soustavy ovšem „nevědí“. Proto není jejich použití s tlakovým rozdělovačem samospásné a je třeba používat ještě např. regulátory tlakové difference na stoupačkách. Oproti tomu čerpadla s autoadaptivní funkcí, která jsou vhodná k použití společně s tlakovým rozdělovačem, mohou měřit tlakovou diferencí v nejvzdálenějším bodě otopné soustavy, a tím si mohou otáčky nastavit adekvátně potřebám soustavy. Tím se velmi sníží výše zmíněné nežádoucí projevy tlakového rozdělovače. Tlakový rozdělovač, který byl mnohdy kvůli svým charakteristickým projevům při regulaci napojených spotřebitelských okruhů zavržen, se nyní díky inteligentním oběhovým čerpadlům vrací zpátky mezi jednu z variant spolehlivého propojení mezi primárním okruhem a okruhy spotřebitelskými. [3]

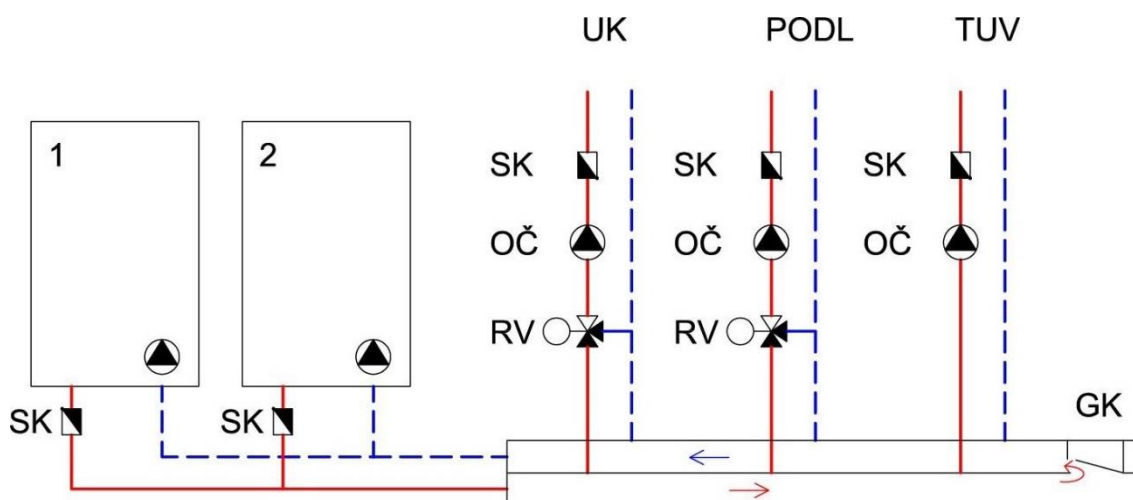


Obr. 1.1 Zapojení spotřebitelských okruhů na tlakový rozdělovač [4]

## 1.2 Beztlaký rozdělovač

Konstrukce tlakového a beztlakého rozdělovače je na první pohled velmi podobná, ovšem s tím velmi podstatným rozdílem, že u beztlakého rozdělovače jsou sběrač a rozdělovač vzájemně propojeny. Propojeny jsou na svých koncích potrubím, kde může být umístěna vyvažovací armatura, např. vyvažovací ventil, zpětný ventil, klapka, přepouštěcí ventil nebo regulátor tlakové difference. V případě, že v propojovacím potrubí není žádná vyvažovací armatura, musí být průměr propojovacího potrubí (zkratu) alespoň správně napočítán. Použitím tlakového rozdělovače se velmi významně zlepšuje tlakové a průtokové ovlivňování jednotlivých spotřebitelských okruhů při jejich regulaci. V případě změny otáček některých čerpadel spotřebitelského okruhu nebo škrcením některých armatur se přebytečný tlak a průtok bez problému přepustí přes spojku

rozdělovače a sběrače. Přepuštění přebytku na rozdělovači do sběrače vede ke zvyšování teploty vratné vody ke zdroji tepla. To může být problém zejména u plynových kondenzačních kotlů nebo u tepelných čerpadel. Naopak výhodné u klasických kotlů, kdy se zabráňuje nízkoteplotní korozi. Beztlaký rozdělovač také není možné použít v centrálním zásobování teplem, kde se na teplotu zpátečky klade velký důraz. [3]

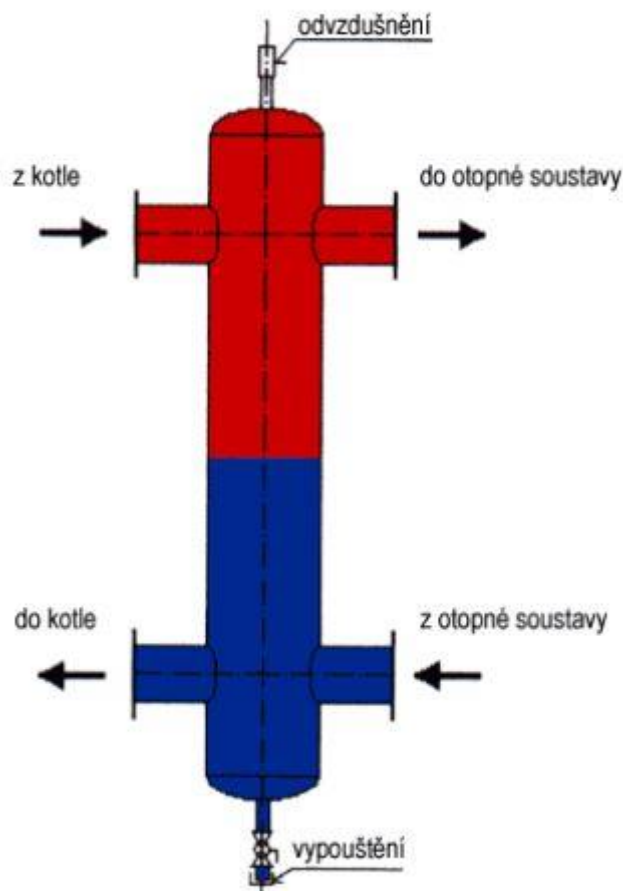


Obr. 1.2 Zapojení spotřebitelských okruhů na beztlaký rozdělovač [1]

### 1.3 Termohydraulický rozdělovač

V praxi též velmi často a zcela chybně nazýván anuloid. Jde v podstatě pouze o předimenzovaný zkrat kotlového okruhu, který v porovnání se zkratem kotlového okruhu vykazuje minimální tlakovou ztrátu. Lze si jej představit jako nádobu válcovitého tvaru s napojením kotlového okruhu na jedné straně a spotřebitelských okruhů přes tlakový rozdělovač na straně druhé. Termohydraulický rozdělovač je navrhován na maximální rychlost do 0,15 m/s při maximálním průtoku průřezem těla rozdělovače. To je ve srovnání s rychlostmi v otopné soustavě, které se pohybují v rozmezí 0,5 až 1 m/s, podstatně menší hodnota; rychlost proudění se tedy v THR značně zmenší. V případě použití termohydraulického rozdělovače dosahujeme plného hydraulického propojení, a vyloučíme tím tlakové i objemové ovlivňování mezi primárním a spotřebitelským okruhem. Nevýhodou termohydraulického rozdělovače je zvyšování teploty zpátečky proudící ke kotli po většinu provozu otopné soustavy. Zvyšování teploty kotlové zpátečky není žádoucí u plynových kondenzačních kotlů a tepelných čerpadel. THR nachází využití hlavně u soustav s více kotli nebo více spotřebitelskými

okruhy, kde kompenzuje rozdíly mezi průtoky jednotlivých spotřebitelských okruhů a tlakově odděluje primární a sekundární stranu. [3]

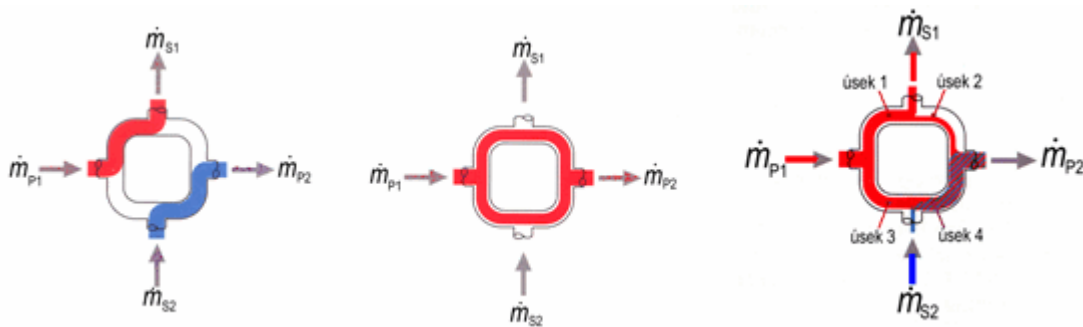


Obr. 1.3 Termohydraulický rozdělovač

#### 1.4 Hydraulický věnec

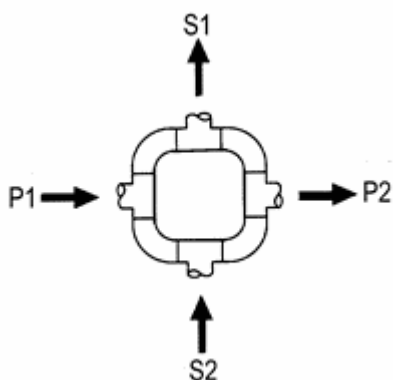
Hydraulický věnec je v podstatě pouze spojení osmi tvarových kusů, čtyř 90° oblouků a čtyř T-kusů konstantního průměru. Tlakové ztráty místními odpory jsou v případě hydraulického věnce pro praxi téměř zanedbatelné. Vnitřní průměr se volí stejný, jako je průměr připojovacího potrubí zdroje tepla. Hydraulický věnec umožňuje propojení dvou hydraulických systémů, aniž by se navzájem příliš ovlivňovaly. Přestože hydraulický věnec (HV) poskytuje mnoho možností použití, používá se k propojení primárního (kotlového okruhu) a sekundárního (spotřebitelského okruhu) a především k sériovému napojení zdrojů tepla. Principiálně musí platit, že množství vody do HV přivedené se rovná množství vody z HV odvedené. V nejjednodušším možné případě, kdy se průtok vody primárního okruhu rovná množství vody do okruhu sekundárního, nedochází ke

směšování vody ve věnci. Primární přívodní voda proudí nejkratší možnou cestou k výstupu pro sekundární větev. Stejně tak voda ze sekundárního okruhu proudí přímo do výstupu ke kotlovému okruhu. [3]



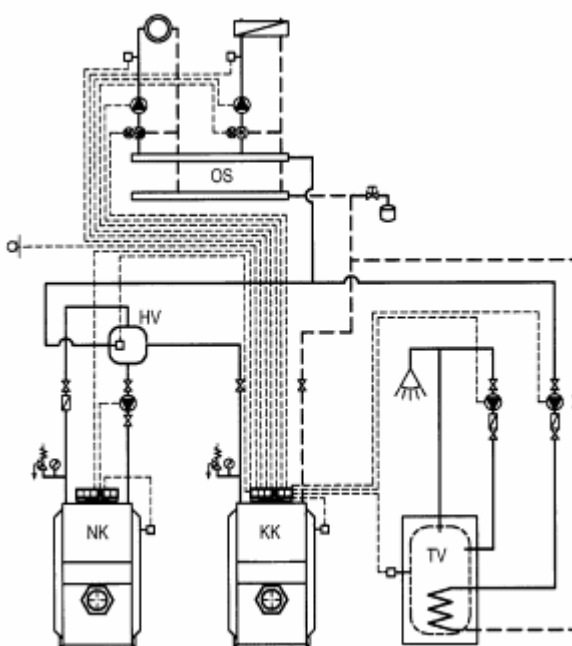
Obr. 1.4 Hydraulický věnc [5]

Na obr. 1.4 můžeme vidět 3 stavy, dva z nich jsou extrémní případy a třetí, poslední, je běžný provozní stav. Na prvním obrázku můžeme vidět jmenovité podmínky, kdy se průtok primárním a sekundárním okruhem sobě rovnají. Tento stav, jak již bylo zmíněno výše, příliš často nenastává. Na obrázku uprostřed můžeme vidět stav, kdy 100 % vody proudí věncem z přívodu primárního okruhu přímo do zpátečky. Takový stav může nastat, když je nulová potřeba tepla na straně spotřebitelského okruhu a všechny ventily u otopných těles jsou zavřené. Třetí stav je stavem běžného provozu, kdy se oba proudy vody směšují dle využití spotřebitelského okruhu.



Obr. 1.5 Hydraulický věnc [5]

Zajímavým využitím hydraulického věnce je sériové hydraulické zapojení dvou zdrojů tepla, např. kondenzačního kotle a kotle nízkoteplotního. Hydraulický věnec je zapojen na kondenzační kotel a na protilehlé straně do otopné soustavy. Na HV je zapojen rovněž nízkoteplotní kotel. Za běžných podmínek pracuje pouze kondenzační kotel, proud vody se ve věnci pouze rozdělí a zase se spojí a pokračuje do spotřebitelského okruhu. Za takových podmínek je nízkoteplotní kotel zcela odpojen. V případě, že je zapotřebí většího výkonu, proudí přehřátá voda z kondenzačního kotle nejkratší cestou do kotle nízkoteplotního, kde se ohřeje na požadovanou teplotu, a opět přes hydraulický věnec pokračuje do spotřebitelského okruhu.



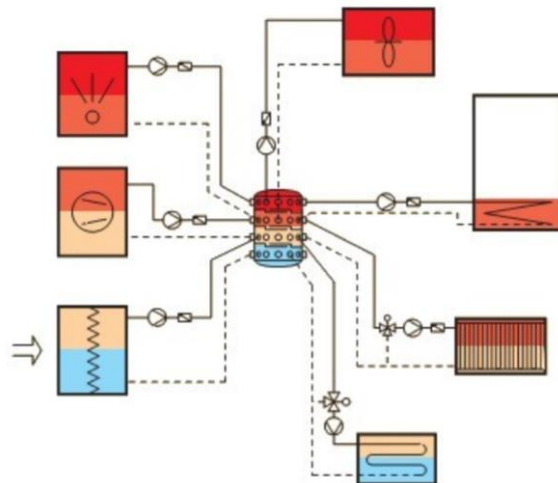
Obr. 1.6 Zapojení hydraulického věnce do kaskády [5]

### 1.5 Hydraulická centrála

Hydraulická centrála je zařízení válcovitého tvaru, ve kterém jsou neuzavřené přepážky, které umožňují stratifikovat vodu na jednotlivé teplotní úrovně. Kvůli neúplnému uzavření přepážek mezi sebou jednotlivé vrstvy nadále tlakově a proudově komunikují. Teplotních vrstev může být od jedné do šesti. Hydraulická centrála může být využita jak pro systémy vytápění, tak chlazení, přičemž může být umístěna jak ve vertikální, tak v horizontální poloze. Výhodou jsou také její menší rozměry v porovnání například s THR a tlakovým rozdělovačem. Připojení na okruhy primární a sekundární je



provedeno po obvodu hydraulické centrály do jednotlivých teplotních vrstev dle toho, jakou jmenovitou teplotu daný okruh potřebuje, nebo jaká je teplota zpátečky z daného okruhu. Každá jednotlivá vrstva tak plní roli rozdělovače i sběrače. Umožňuje to zapojení několika zdrojů tepla s různými teplotními potenciály a zároveň několik spotřebitelských okruhů, které vyžadují různé jmenovité teplotní parametry. Vzájemné hydraulické ovlivňování je dle výrobce zanedbatelné. Problémem hydraulické centrály je její projektování, které nelze realizovat svépomocí, jako např. u termohydraulického rozdělovače, kde si projektant napočítá rozměr THR a vybere se z katalogu příslušná velikost. V případě hydraulické centrály je nutné všechny potřebné parametry otopné soustavy a zdroje tepla zadat rakouské firmě Zortström, která má hydraulickou centrálu patentovanou, ta celou centrálu navrhne, vyrobí a dodá s montáží do otopné soustavy. Hydraulická centrála je předmětem zkoumání pomocí CFD simulací v další části diplomové práce. [2] [3]



*Obr. 1.7 Hydraulická centrála [2]*

## 2 CFD simulace

### 2.1 Princip CFD

CFD neboli Computational Fluid Dynamics, v překladu počítačová mechanika tekutin, je dnes již běžně využívaná výpočetní metoda, používaná od automobilového průmyslu až po techniku prostředí. Je využívána k simulaci fyzikálních dějů probíhajících v proudících tekutinách. Pro zjištění chování proudění můžeme využívat experimentálních metod, jejichž použití je však mnohdy časově i finančně náročné nebo technicky špatně proveditelné. V takových případech je nutné použití CFD simulací, které využívají numerických metod k popisu proudění v tekutinách. V ideálním případě je vhodné obě metody, jak simulační, tak experimentální, kombinovat. Samozřejmě i CFD simulace mohou být někdy velmi zdoluhavé a u příliš složitých problematik i neřešitelné. Čím složitější úlohu řešíme, tím delší bude její výpočetní doba i samotné modelování celé sítě, jejíž úpravy se provádějí na základě výsledků simulací. Iteračními kroky postupujeme ke zdokonalování sítě, dokud úloha nebude vyřešena s uspokojivými výsledky. CFD simulace jsou založeny na numerickém řešení soustavy diferenciálních parciálních rovnic, které popisují proudění v tekutinách. Model tekutiny je tvořen soustavou lineárních algebraických rovnic (LAR). Numerické řešení těchto rovnic popisuje v čase a prostoru například rychlost, tlak nebo teplotu, ale i další veličiny. Běžně je proudění popsáno soustavou parciálních diferenciálních rovnic (PDR), které vyjadřují principy zachování energie, hmoty (rovnice kontinuity) a hybnosti (Navierovy-Stokesovy rovnice).

Pro převedení systému parciálních diferenciálních rovnic na systém lineárních algebraických rovnic se v CFD používá metoda konečných objemů. Metoda konečných objemů je založena na rozdělení celé zkoumané oblasti na velký počet malých kontrolních objemů, tzv. buněk, které tvoří výpočtovou síť. Nejprve se systém PDR formálně integruje přes všechny kontrolní objemy. Výsledkem integrace jsou spojitě integrální funkce, které v jednotlivých kontrolních objemech vyjadřují principy zachování veličin. Zjednodušeně řečeno: co do kontrolního objemu vešlo, musí z něj také vyjít. Následuje náhrada těchto spojitých funkcí diskretními hodnotami ve zvolených bodech; těmito body jsou nejčastěji středy konečných objemů. Tímto krokem se integrální rovnice přenosu parametrů proudění převedou na lineární algebraické rovnice. Řešení soustavy těchto LAR se získá iteračním postupem. Situace se značně komplikuje u turbulentního

proudění, kdy se okamžité hodnoty veličiny s časem mění prakticky náhodně a skokově. Pro řešení turbulentního proudění se používá Reynoldsův přístup, který spočívá v rozdělení okamžité hodnoty dané veličiny na hodnotu časově střední a hodnotu flukтуаční. Pomocí rozkladu této hodnoty a následného průměrování dochází k transformaci Navierových-Stokesových rovnic na rovnice Reynoldsy. [6] [7]

## 2.2 Základní rovnice popisující proudění

Rovnice kontinuity po Reynoldsově rozkladu a průměrování

$$\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Navierovy-Stokesovy rovnice

$$\frac{\partial u_x}{\partial \tau} + \frac{\partial (u_x u_x)}{\partial x} + \frac{\partial (u_x u_y)}{\partial y} + \frac{\partial (u_x u_z)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \quad (2a)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial \tau} + \frac{\partial (u_y u_x)}{\partial x} + \frac{\partial (u_y u_y)}{\partial y} + \frac{\partial (u_y u_z)}{\partial z} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \quad (2b)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial \tau} + \frac{\partial (u_z u_x)}{\partial x} + \frac{\partial (u_z u_y)}{\partial y} + \frac{\partial (u_z u_z)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (2c)$$

Pomocí Reynoldsova rozkladu a průměrování jsou převedeny Navierovy-Stokesovy rovnice na Reynoldsy rovnice (RANS)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{u}_x \bar{u}_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{u}_x \bar{u}_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{u}_x \bar{u}_z)}{\partial z} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial z^2} \right) - \left[ \frac{\partial (\overline{u'_x u'_x})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{u'_x u'_y})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{u'_x u'_z})}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (3a)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{u}_y \bar{u}_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{u}_y \bar{u}_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{u}_y \bar{u}_z)}{\partial z} = \\ & -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial z^2} \right) - \left[ \frac{\partial (\overline{u'_y u'_x})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{u'_y u'_y})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{u'_y u'_z})}{\partial z} \right] + g\beta \overline{\Delta T} \end{aligned} \quad (3b)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{u}_z \bar{u}_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{u}_z \bar{u}_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{u}_z \bar{u}_z)}{\partial z} = \\
& = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_z}{\partial z^2} \right) - \left[ \frac{\partial (\bar{u}'_z \bar{u}'_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{u}'_z \bar{u}'_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{u}'_z \bar{u}'_z)}{\partial z} \right] \quad (3c)
\end{aligned}$$

Reynoldsovy rovnice oproti N-S rovnicím ovšem obsahují v 3D prostoru o dalších 6 neznámých členů více; tyto členy nazýváme turbulentní Reynoldsova napětí tvořící Reynoldsův tenzor napětí

$$\vec{r} = \begin{bmatrix} \overline{\rho u'_x u'_x} & \overline{\rho u'_x u'_y} & \overline{\rho u'_x u'_z} \\ \overline{\rho u'_y u'_x} & \overline{\rho u'_y u'_y} & \overline{\rho u'_y u'_z} \\ \overline{\rho u'_z u'_x} & \overline{\rho u'_z u'_y} & \overline{\rho u'_z u'_z} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Reynoldsovy rovnice tvoří společně s parciálními diferenciálními rovnicemi neuzavřenou soustavu, a jsou tudíž neřešitelné. Pro řešitelnost této soustavy se využívá modelu turbulence, který umožňuje stanovit přídatná Reynoldsova napětí pomocí vzájemného vztahu mezi flukтуаčními a časově středními složkami daných veličin. Složky Reynoldsova tenzoru napětí můžeme nahradit pomocí Boussinesquovy hypotézy. Boussinesquova hypotéza říká, že existuje analogie mezi smykovým napětím v oblasti laminárního proudění a smykovým napětím v oblasti turbulentního proudění, a tedy že rovnici [8] [7]

$$\tau = \mu \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial y}, \quad (5)$$

kteřá platí v laminárním proudění, použijeme analogicky i v turbulentním proudění, za předpokladu, že  $\mu_T$  turbulentní (vírová) viskozita je vlastností proudění na rozdíl od dynamické viskozity  $\mu$ , která je vlastností tekutiny. Turbulentní viskozita je velmi závislá na míře turbulence. [8]

$$\tau_T = \mu_T \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial y} = -\overline{\rho u'_x u'_y} \quad (6)$$

Tím se vlastně zbavíme dvou neznámých  $u'_x, u'_y$  a máme pouze jednu neznámou veličinu  $\mu_T$  turbulentní viskozitu, kterou musíme modelovat pomocí měřítek turbulence. Obecně zapisujeme rozšířenou Boussinesquovu hypotézu ve tvaru

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \cdot k_T \cdot \delta_{ij} \quad (7)$$

kde  $\delta_{ij}$  je Kroneckerova delta a platí pro ni;  $\delta_{ij} = 1$  pro  $i = j$ ,  $\delta_{ij} = 0$  pro  $i \neq j$

$$k_T = \frac{1}{2} \left( \overline{u'^2_x} + \overline{u'^2_y} + \overline{u'^2_z} \right) \quad (8)$$

$k_T$  je kinetická energie turbulence.

### 2.3 Modely turbulence založené na $\mu_T$

Modely turbulence založené na turbulentní viskozitě  $\mu_T$  dělíme do tří kategorií, kterými jsou nularovnicový model, jednorovnicový model a dvourovnicový model.

#### 2.3.1 Nularovnicový model

Model Prandtlovy směšovací délky. Nularovnicový model neobsahuje žádnou diferenciální transportní rovnici. Model obsahuje pouze jednoduchou závislost na střední hodnotě rychlosti a směšovací délce. Nepostihuje transport turbulence, protože se předpokládá, že produkce kinetické energie turbulence je rovna disipaci  $\varepsilon$ . [7]

$$\mu_T = f(\bar{u}, l_m) \quad (9)$$

#### 2.3.2 Jednorovnicový model

Obsahuje jednu transportní diferenciální rovnici pro rychlostní měřítko turbulentního pohybu  $k$ . [7]

$$\mu_T = f(k, l) \quad (10)$$

#### 2.3.3 Dvourovnicový modely

Dvourovnicové modely obsahují dvě transportní diferenciální rovnice. Nejpoužívanějším modelem je model  $k - \varepsilon$ . Turbulentní viskozita je tedy určena pomocí dvou transportních rovnic pro  $k_T$  a  $\varepsilon$ . Parametry modelů turbulence jsou zjišťovány empiricky, proto existuje několik variant modelů  $k-\varepsilon$ . [7]

$$\nu_T = \frac{k_T^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

$$\mu_T = \nu_T \cdot \rho \quad (12)$$

## 2.4 Proudění v blízkosti stěny

V blízkosti stěn těles se během proudění nachází mezní vrstva. Mezní vrstva je relativně tenká vrstva v blízkosti povrchu tělesa, kde je výrazný příčný gradient podélné rychlosti. Tloušťka mezní vrstvy je ovlivněna rychlostí proudění. S rostoucí rychlostí proudění se mezní vrstva ztenčuje a vzdáleností od náběhové hrany tělesa se mezní vrstva zvětšuje. V mezní vrstvě při laminárním proudění je statický tlak u povrchu tělesa stejný jako na hranici mezní vrstvy i nad ní. Naopak u turbulentního proudění je statický tlak ovlivňován fluktuacemi rychlostí. [8]

Mezní vrstvu v turbulentním proudění rozdělujeme do dvou základních skupin. Vnitřní mezní vrstva a vnější mezní vrstva. Vnitřní mezní vrstva tvoří 10 až 15 % celé mezní vrstvy a je poměrně nezávislá na vnějším obtékání. Dále ji můžeme rozdělit na tři části, kterými jsou vazká podvrstva, přechodová vrstva a logaritmická vrstva. Turbulentní proudění ve vnitřní mezní vrstvě se vyznačuje malou příčnou rychlostí a malým příčným tlakovým gradientem. [9] [10]

Proudění v turbulentní mezní vrstvě je popsáno Prandtlůvými rovnicemi.

$$\overline{u_x} \frac{\partial \overline{u_x}}{\partial x} + \overline{u_y} \frac{\partial \overline{u_x}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 \overline{u_x}}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial (\overline{u'_x u'_y})}{\partial y} \quad (13)$$

$$\frac{\partial \overline{p}}{\partial y} + \rho \frac{\partial (\overline{u'_y u'_y})}{\partial y} = 0 \quad (14)$$

## 2.5 Vnitřní vrstva

Ve vnitřní vrstvě jsou vzhledem k blízkosti stěny tak malé střední rychlosti pohybu, že je konvektivní mechanismus přenosu hybnosti proti turbulentnímu a difuznímu mechanismu zanedbatelný neboli vliv setrvačných sil je zanedbatelný oproti účinku turbulentního a smykového napětí. Vypustíme-li z první rovnice zanedbatelné členy, dostáváme rovnici ve tvaru: [9]

$$\nu \left( \frac{\partial^2 \overline{u_x}}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial (\overline{u'_x u'_y})}{\partial y} = 0 \quad (15)$$

Po vynásobení hustotou a integraci ve tvaru:

$$\frac{\partial(\mu \frac{\partial u_x}{\partial y} - \rho \cdot \overline{u'_x u'_y})}{\partial y} = 0 \quad (16)$$

získáváme vztah, ze kterého plyne, že:

$$\mu \frac{\partial u_x}{\partial y} - \rho \cdot \overline{u'_x u'_y} = \text{konst.} \quad (17)$$

Z tohoto vztahu plyne, že celkové smykové napětí zůstává v různé vzdálenosti  $y$  od povrchu konstantní. Konstantu na pravé straně značíme  $\tau_w$ ; nazývá se smykové napětí na stěně. Proudění ve vnitřní vrstvě je silně ovlivněno stěnou, má podobný charakter pro různé tekutiny, různé geometrie obtékaného povrchu a různé podmínky vnějšího obtékání. Kvůli těmto různým podmínkám tedy existuje ve vnitřní vrstvě rychlostní profil v obecném tvaru  $\overline{u_x} = f(y)$ , který je vhodné vyjádřit v bezrozměrných souřadnicích. Střední rychlost je závislá na vzdálenosti od stěny  $y$ , smykovém napětí  $\tau_w$ , a vlastnostech tekutiny  $\rho$  a  $\mu$ . [8]

$$\overline{u_x} = f(y, \tau_w, \rho, \mu) \quad (18)$$

Pokud vydělíme smykové napětí na stěně hustotou a celý vztah odmocníme, dostáváme veličinu, kterou nazýváme třecí rychlost. Nejedná se však o rychlost, název spíše souvisí s fyzikálním rozměrem této veličiny. Třecí rychlost odpovídá smykovému napětí na stěně, kde je však rychlost proudění nulová. [9]

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (19)$$

Vydělením celé předchozí závislosti hustotou získáváme funkční závislost

$$\overline{u_x} = f(y, v, u_\tau^2), \quad (20)$$

kde je rychlostní profil určený pouze kinematickými veličinami.

Rychlostní profil převedeme do bezrozměrného tvaru  $u^+ = f(y^+)$ , kde

$$u^+ = \frac{\overline{u_x}}{u_\tau} \quad (21)$$

je bezrozměrná rychlost. [11]

$$y^+ = \frac{y}{\frac{\nu}{u_\tau}} = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (22)$$

je bezrozměrná kolmá vzdálenost od stěny.

$u_\tau$  je třecí rychlost, která je dána velikostí smykového napětí na stěně, a zůstává tedy konstantní pro celý příčný profil v mezní vrstvě. Jak již bylo zmíněno výše,  $\overline{u_x}$  je funkcí kinematických veličin. [11]

Charakter proudění, a tedy i rychlostní profil  $u^+ = f(y^+)$ , se výrazně liší ve dvou oblastech vnitřní vrstvy, a to je vazká podvrstva a logaritmická vrstva.

### 2.5.1 Vazká podvrstva

Jak už název napovídá, ve vazké vrstvě převažuje vazký přenos hybnosti. Přestože proudění ve vazké podvrstvě nemá laminární charakter, turbulentní přenos hybnosti, a tedy i turbulentní smykové napětí jsou tak malé, že je zanedbáváme. Experimentálně bylo prokázáno, že existují podélné fluktuace  $u'_x$ , ale i příčné fluktuace rychlosti  $u'_y$  a jsou tak malé (pro  $y^+ < 3$  prakticky nulové), že smykové turbulentní napětí  $\overline{\rho u'_x u'_y} \approx 0$ . [9]

Potom tedy z rovnice (17) vypadáva smykové turbulentní napětí a zůstává pouze vazké smykové napětí.

$$\mu \frac{\partial \overline{u_x}}{\partial y} = \tau_w \quad (23)$$

Z tohoto vztahu plyne, že se vazké smykové napětí rovná smykovému napětí na stěně. V rovnici (23) nahradíme rychlost a vzdálenost od stěny příslušnými bezrozměrnými veličinami a dostáváme rovnici ve tvaru

$$\mu \frac{\partial \overline{u_x}}{\partial y} = \rho \cdot u_\tau^2 \cdot \frac{\partial u^+}{\partial y^+} = \tau_w. \quad (24)$$

Její úpravou a následnou integrací dostáváme zásadní vztah.

$$u^+ = y^+ \quad (25)$$

Z této rovnice vyplývá, že rychlostní profil ve vazké podvrstvě má lineární charakter. Rovnice (25) platí pouze do  $y^+ = 5$ , což je hranice vazké podvrstvy.



### 2.5.2 Logaritmická vrstva

V logaritmické vrstvě převládá turbulentní přenos hybnosti, je tedy podstatné turbulentní smykové napětí, naopak přenos hybnosti vazkými silami, a tedy i vazké napětí, je zanedbatelné. Zároveň je experimentálně prokázáno, že velikost smykového napětí se s měnící se vzdáleností od stěny nemění. Zanedbáme-li tedy vazké smykové napětí, zůstává pouze turbulentní člen. [9]

$$-\rho \cdot \overline{u'_x u'_y} = \tau_w \quad (26)$$

Dále použijeme vztah pro Prandtlův model směšovací délky

$$\rho \cdot |\overline{u'_x u'_y}| = \rho \cdot l_{mix}^2 \left( \frac{\partial \overline{u_x}}{\partial y} \right)^2 = \rho \cdot \kappa \cdot \left( \frac{\partial \overline{u_x}}{\partial y} \right)^2, \quad (27)$$

kde  $l_{mix} = \kappa \cdot y$ ,  $\kappa$  je Kalamarova konstanta a její typická hodnota je 0,41.

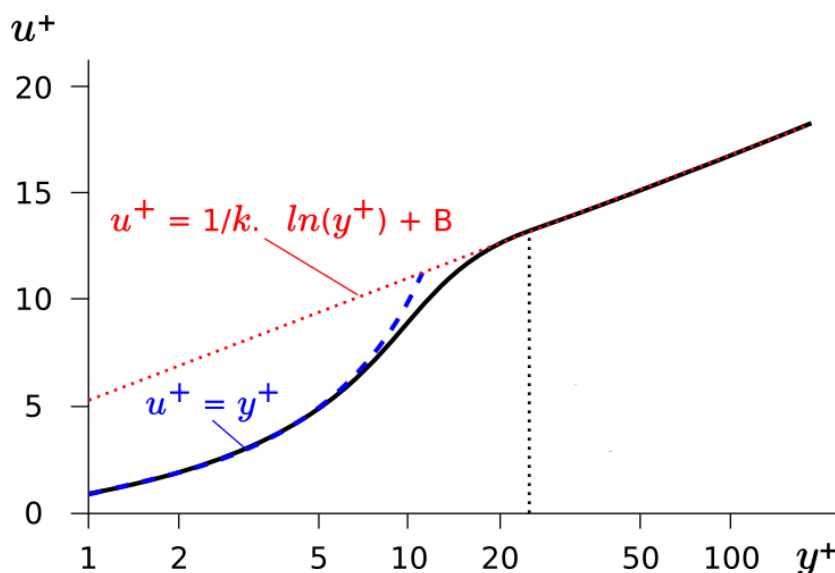
Kombinací rovnic (26) a (27) a následnou úpravou dostáváme vztah

$$\frac{\partial \overline{u_x}}{\partial y} = \frac{u_\tau}{\kappa \cdot y}, \quad (28)$$

jehož integrací a následnými úpravami dostáváme vztah

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C. \quad (29)$$

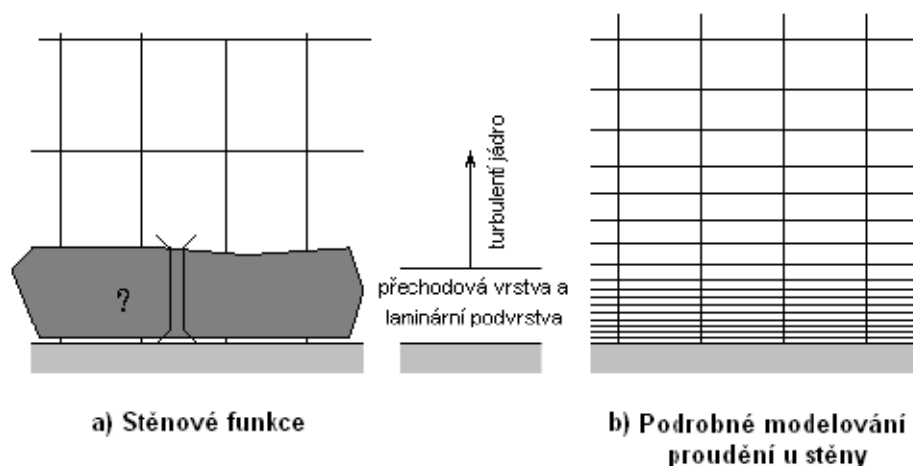
Tento vztah vyjadřující bezrozměrný rychlostní profil nazýváme logaritmický zákon. Typická hodnota pro konstantu  $C$  je 5,2. Logaritmický zákon je platný pro  $y^+ < 30 \wedge y^+ > 300$ . [9]



Obr. 2.1 Závislost bezrozměrné rychlosti na bezrozměrné vzdálenosti od stěny [12]

## 2.6 Modely proudění v blízkosti stěn v Ansys Fluent

Teoretický základ v předešlé podkapitole 2.5 je zásadní pro pochopení proudění v blízkosti stěny. Samozřejmě v počítačových simulacích pro snazší a rychlejší výpočet využíváme určité zjednodušení oproti reálné situaci. Pro modelování proudění v blízkosti stěny se v programu Ansys Fluent používají dvě základní metody. První možností jsou stěnové funkce (wall functions), což jsou semi-empirické vztahy, které nahradí složitý výpočet v přechodové a vazké podvrstvě. Stěnové funkce představují soubor semi-empirických vztahů, které v podstatě propojují řešené proměnné v buňce v blízkosti stěny s korespondující hodnotou na stěně. U stěnových funkcí nejsou řešeny oblasti ovlivněné molekulární viskozitou. Výpočetní síť je proto u stěny relativně hrubá. Stěnové funkce jsou ovšem použitelné pouze v případě proudění s velkým Reynoldsovým číslem; v těchto případech je výpočet díky použití relativně hrubých buněk zjednodušen, a přesto přináší poměrně přesné výsledky. Naopak užití stěnových funkcí u proudění s relativně malým Reynoldsovým číslem není vhodné. Dále není vhodné používat stěnové funkce v případě příliš velkého vlivu stěny, silného tlakového gradientu vedoucího k odtržení vrstvy, působení velkých objemových sil, nebo trojrozměrného proudění v blízkosti stěny. [13] [14]



Obr. 2.2 Výpočet proudění v blízkosti stěny [15]

Druhou možností pro modelování proudění v blízkosti stěny je detailní modelování proudění u stěny (near-wall modeling) nebo jinak označované jako dvouvrstvý model. Název dvouvrstvý model je používán proto, že v tomto modelu je celá část rozdělena na dvě části. Na část, ve které se projevuje vliv viskozity, a na část plně turbulentní; obě „vrstvy“ jsou definovány pomocí turbulentního Reynoldsova čísla. Při použití dvouvrstvého modelu je síť výrazně jemnější než v případě stěnových funkcí, což s sebou samozřejmě nese nepříjemnost v podobě dlouhého a složitého výpočtu. Doporučuje se maximální růst buněk od stěny 1,2x velikost předchozí buňky a zároveň, aby velikost poslední buňky v mezní vrstvě byla alespoň na 50 % velikosti první objemové buňky. To s sebou samozřejmě nese (zvláště u velmi malých buněk na stěně) zvětšení mezní vrstvy, a tedy i skokový nárůst počtu buněk s již zmíněným prodloužením času výpočtu. [13] [14]

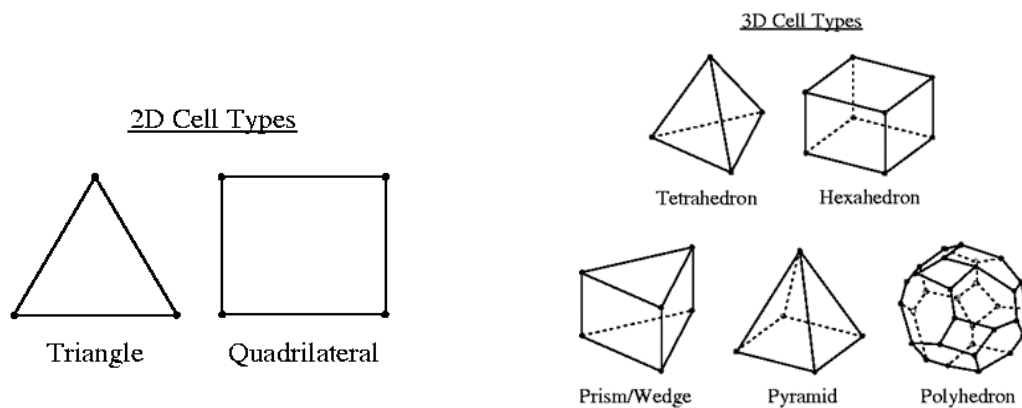
## 2.7 Geometrický model

Tvorba geometrického modelu nepředstavuje v dnešní době větší problém, zejména hovoříme-li o programu Fluent. Ten je kompatibilní se softwary pro konstruování (CAD), kde je tvorba geometrie snadnou záležitostí. Hotový geometrický model pak díky zmíněné kompatibilitě snadno importujeme do programu SpaceClaim, který Fluent využívá k finální úpravě geometrického modelu před samotným síťováním. Program SpaceClaim má některé shodné funkce s běžným CAD programem, takže je možné v něm i částečně modelovat geometrii, ale primárně je určen k přípravě daného objektu na síťování ve Fluent Meshingu. Provádí se úpravy jako vyčištění geometrie od zbytečných hran, které nemají vliv na proudění, ale pouze by ztěžovaly síťování daného objektu,

spojování hran a rozdělení objektu do skupin, ve kterých předpokládáme, že bude mít numerická síť podobné vlastnosti. Čím lépe si model v této fázi připravíme, tím snáze se nám s ním bude v dalších fázích pracovat. Tvorba numerické sítě se provádí v programu Fluent, v Meshing modu.

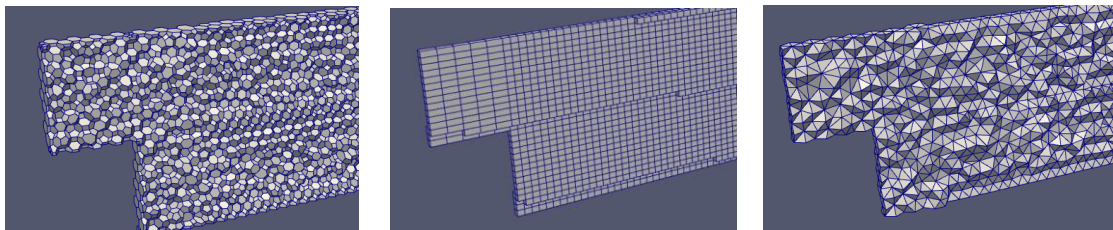
## 2.8 Numerická síť a typy buněk

V současné době se pro modelování 2D sítě používají 2 typy buněk, kterými jsou obdélníkové buňky a trojúhelníkové buňky. Pro modelování 3D sítě se využívají polyhedrální, tetrahedrální, hexahedrální, pyramidové a klínové buňky nebo jejich kombinace. [13]

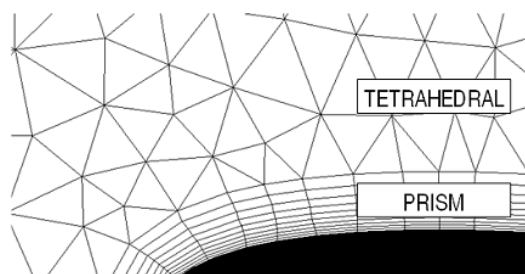


Obr. 2.3 Typy buněk [16]

Kromě těchto typů buněk se používají ještě prismatické buňky v blízkosti stěny, kde vytvářejí vrstvy ortogonálních obdélníkových buněk. Ty bývají hustší než objemová síť. Čím hustší síť je, tím přesnější výsledky nám simulace dává. [13]



Obr. 2.4 Typy numerických sítí [17]



Obr. 2.5 Napojení tetrahedrálních buněk na prismatické buňky [18]

Samozřejmě záleží i na ostatních specifikách sítě. Mezi ně patří například Aspect Ratio neboli poměr stran.

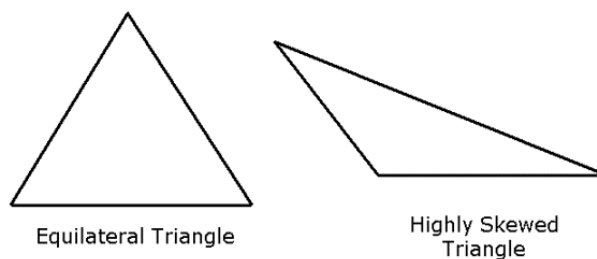
$$\text{Aspect Ratio} = \frac{\text{nejkratší strana buňky}}{\text{nejdelší strana buňky}}$$



Obr 2.6 Aspect ratio [13]

Ideální případ je rovnostranná buňka. Čísla parametru kvality Aspect Ratio se pohybují od 0 do 1, přičemž ideální je 1. Dalším důležitým parametrem kvality sítě je Skewness neboli sešikmení. [13]

$$\text{Skewness} = \frac{\text{optimální velikost buňky} - \text{skutečná velikost buňky}}{\text{optimální velikost buňky}}$$



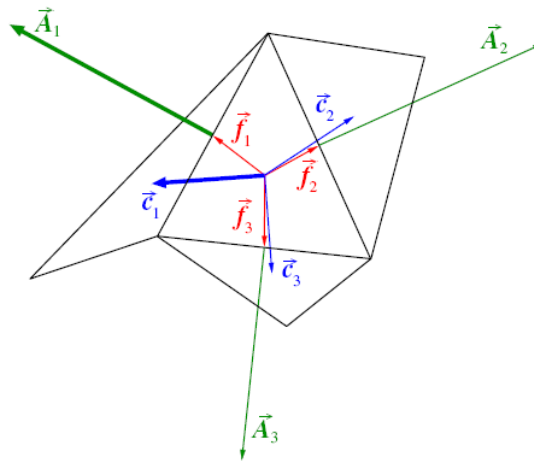
Obr. 2.7 Skewness [13]

Ideální velikost buňky je definována jako velikost rovnostranné buňky se stejným obvodem, jako má skutečná buňka. Hodnoty Skewness se pohybují od 0 do 1, přičemž

čím nižší číslo, tím kvalitnější síť. Ve 2D by všechny buňky měly mít Skewness alespoň 0,5 a nižší, přičemž kvalitní síť mají hodnotu Skewness alespoň 0,1. Ve 3D by všechny buňky měly mít Skewness 0,5 a vyšší. Kvalitní 3D síť mají Skewness alespoň 0,4. Mezi další podstatné parametry patří Orthogonal Quality, který vyjadřuje deformovanost dané buňky. Spočítá se pomocí vektorů mířících z těžiště buňky do těžišť okolních buněk, vektorů mířících z těžiště do těžišť stěn dané buňky a normálových vektorů každé stěny dané buňky. Rozsah Orthogonal Quality je od 0 do 1, přičemž ideální hodnota je 1 a přijatelná hodnota Orthogonal Quality je 0,15 a vyšší. Ansys Fluent Meshing používá Inverse Orthogonal Quality. [13]

$$\text{Inverse Orthogonal Quality} = 1 - \text{Orthogonal Quality}$$

Z čehož plyne, že ideální hodnota pro Inverse Orthogonal Quality je naopak 0.



Obr. 2.8 Vektory pro výpočet orthogonal quality [16]

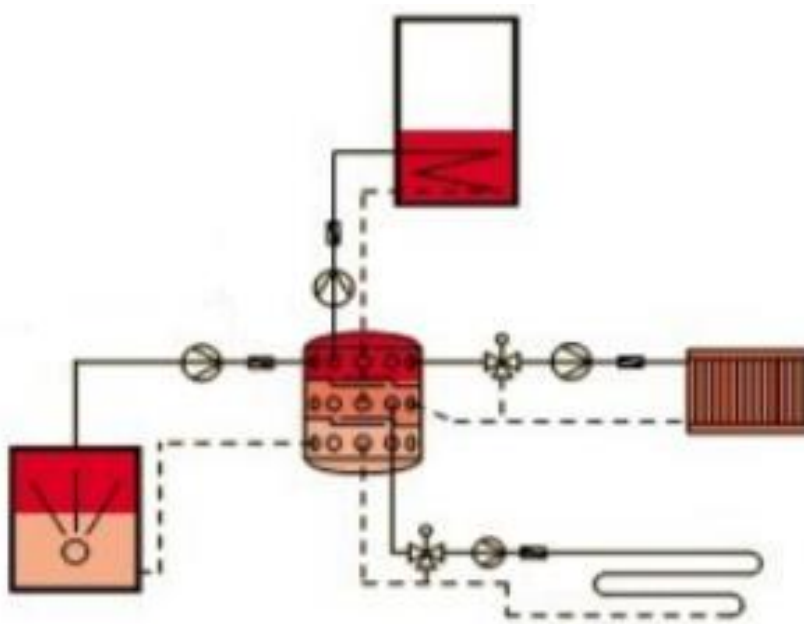
Fluent Meshing nabízí automatickou opravu všech těchto parametrů, ovšem v případě, že jedna z hodnot pro výše uvedené parametry vychází příliš špatně, je nebezpečí, že opravou tohoto parametru „rozbijeme“ síť a ostatní parametry budou vycházet o to hůře, protože buňky budou ještě více deformované, než byly původně. Proto v některých případech je lepší předělat síť „ručně“ nebo vytvořit úplně novou síť.

### 3 Návrh hydraulické centrály

Hydraulická centrála je vyráběna pouze rakouskou firmou Zortström, která neposkytuje žádné informace o určení rozměrů nebo o samotném technickém návrhu centrály. Návrh centrály a samotnou výrobu provádí firma sama na základě popisu otopné soustavy.

#### 3.1 Parametry centrály

Návrh hydraulické centrály pro účely posouzení rychlostních, teplotních a tlakových poměrů matematickou simulací je tedy poměrně problematický. Po konzultaci s vedoucím mé diplomové práce jsem navrhl na základě dostupných podkladů od společnosti Zortström a zkušeností v oblasti vytápění prof. Bašty hydraulickou centrálu, která má tři teplotní vrstvy. Jsou k ní zapojeny: soustava otopných těles o celkovém výkonu 38 kW, podlahové vytápění o celkovém výkonu 42 kW, ohřívač teplé vody o celkovém výkonu 120 kW a plynový kotel o celkovém výkonu 280 kW.



Obr. 3.1 Schéma zapojení hydraulické centrály

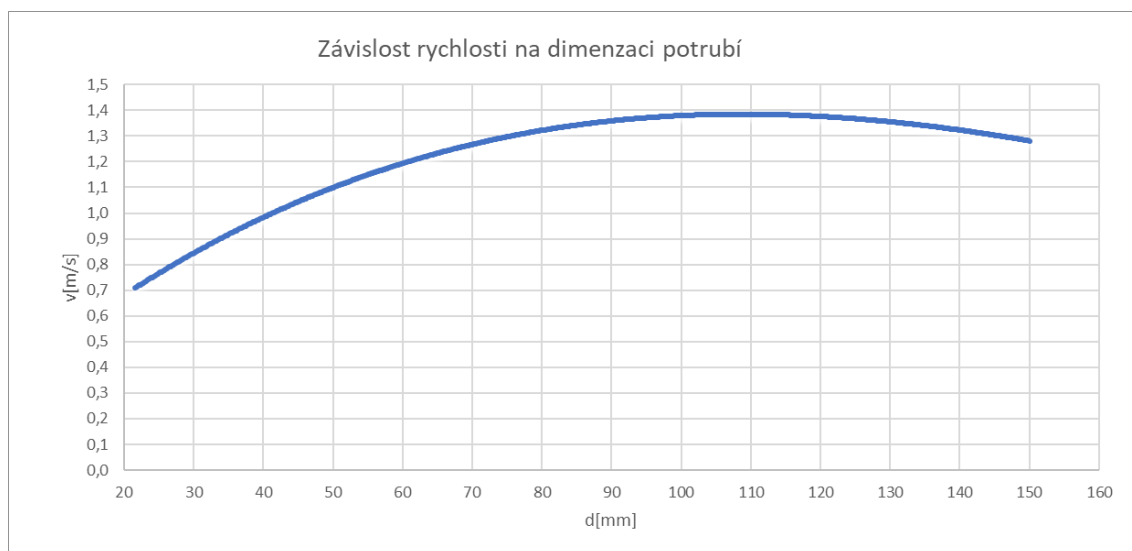
Otopná soustava obsahující otopná tělesa pracuje se jmenovitým teplotním spádem 65/55 °C, podlahové vytápění se jmenovitým teplotním spádem 45/35 °C, ohřívač teplé vody se jmenovitým teplotním spádem 70/55 °C a plynový kotel pracuje se jmenovitým teplotním spádem 70/35°C. Horní nejteplejší vrstva by měla mít dle mého návrhu teplotu 70 °C a napojeny by na ní měly být jako přívod teplé vody kotel a jako odběry ohřívač teplé vody a soustava otopných těles. Prostřední vrstva by měla mít teplotu 55 °C a jako přívod jsou do ní napojeny zpátečky soustavy otopných těles

a ohřivače teplé vody. Zpátečka, ústící do prostřední teplotní vrstvy, poskytuje přírodní vodu do okruhu podlahového vytápění. V poslední, dolní, nejchladnější vrstvě, která by měla mít teplotu 35 °C, je jako přírodní potrubí zpátečka podlahového vytápění a jako odvodní potrubí je zpátečka kotlového okruhu. Hmotnostní průtok kotlového okruhu je napočítán dle kalorimetrické rovnice:

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t \quad (30)$$

Dosažením příslušných hodnot do výše zmíněné rovnice vyjádřím hmotnostní průtok, přičemž měrnou tepelnou kapacitu vody jsem volil jako konstantní hodnotu rovnu 4187 J/kgK. Hmotnostní průtok kotlovým okruhem pak vyšel 1,91 kg/s. Z této hodnoty hmotnostního průtoku byl vypočten průtok objemový, a to vydělením hmotnostního průtoku hustotou vody, kterou jsem též volil jako konstantní hodnotu rovnu 1000 kg/m<sup>3</sup>.

Objemový průtok pro tyto zadané parametry vychází 0,00191 m<sup>3</sup>/s. Z objemového průtoku jsem, po poradě se svým vedoucím o vhodných vstupních rychlostech, navrhl rozměry přípojovacích potrubí. Uvažoval jsem při tom normované rozměry ocelového potrubí, přičemž jsem vycházel z tabulky od výrobce o předpokládaných světlostech přípojovacích potrubí. Z ní jsem sestavil graf, který je totožný s předpokladem, že čím vyšší je dimenze potrubí, tím vyšší rychlosti si v potrubí můžeme dovolit.



Graf 3.1 Závislost rychlosti na dimenzi potrubí

Primární (kotlový) okruh a sekundární okruhy (okruhy otopných těles a podlahového vytápění) mají stejný hmotnostní průtok 1,91 kg/s. Okruh otopných těles 0,91 kg/s



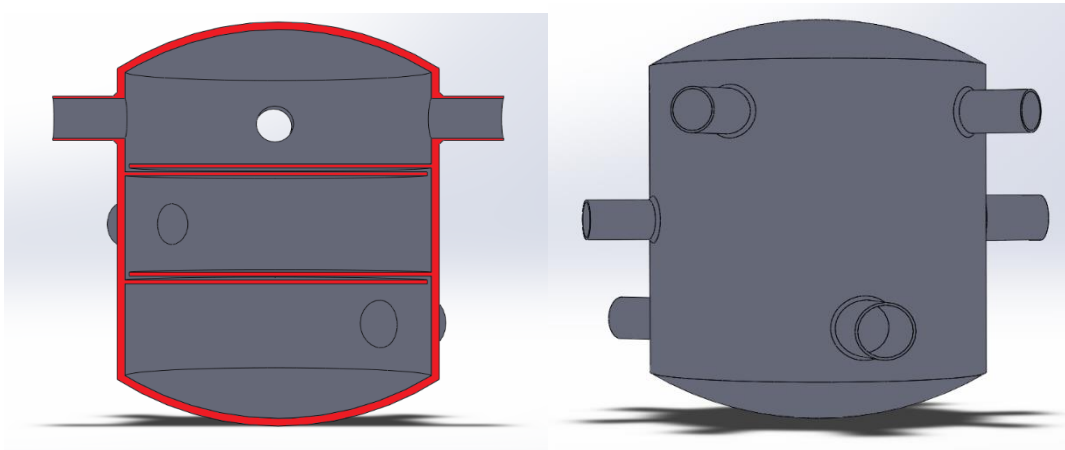
a okruh podlahového vytápění 1,00 kg/s. Okruh pro ohřev teplé vody má také stejný objemový průtok jako kotlový okruh a to 1,91kg/s.

Tab. 3.1 Parametry hydraulické centrály

	Ohřivač teplé vody	Otopná soustava	Kotel	Podlahové vytápění
Teplotní spád [°C]	70/55	65/55	70/35	45/35
Výkon [kW]	120	38	280	42
Hmotnostní průtok[kg/s]	1,91	0,91	1,91	1,00
Navrhovaná rychlost[m/s]	0,8	0,6	0,8	0,6
Vypočtený průměr potrubí[m]	0,0551	0,0439	0,0551	0,0461
Jmenovitá světlost DN [mm]	50	40	50	40
Vnitřní průměr trubky[m]	0,0545	0,0418	0,0545	0,0418
Skutečná rychlost[m/s]	0,819	0,661	0,819	0,731

### 3.2 Rozměry centrály

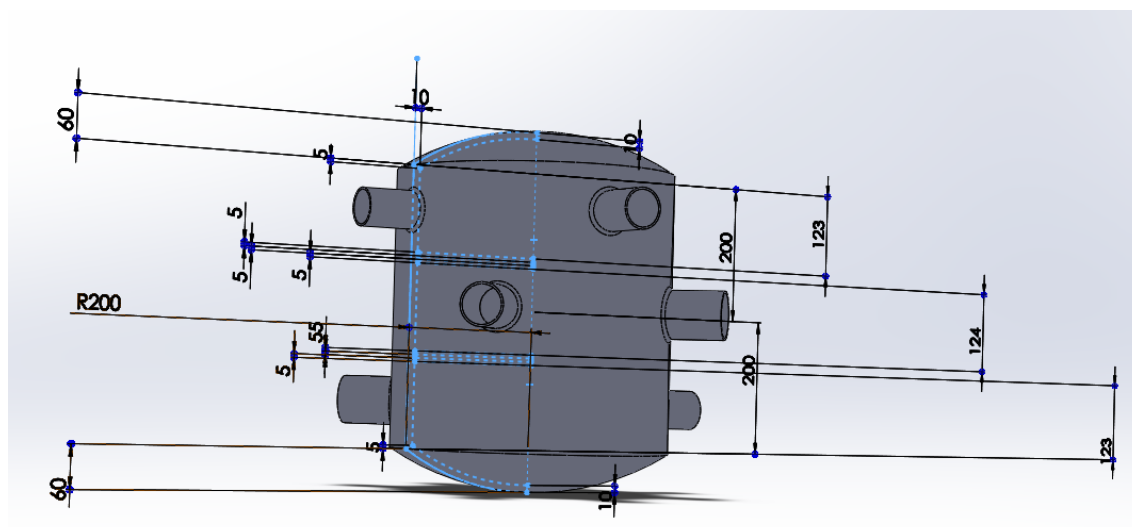
Světlosti přípojovacích potrubí, které vycházejí z objemového průtoku a doporučených rychlostí, jsou tedy pro kotlový okruh 54,5 mm (DN50), pro okruh ohřevu teplé vody také 54,5 mm (DN50), pro okruh otopných těles 41,8 mm (DN40) a pro okruh podlahového vytápění také 41,8 mm (DN40). Přípojovací potrubí jsou uvažována až po příruby. Pro účely naší simulace byla přípojovací potrubí v místě připojení do hydraulické centrály zaoblena. Hydraulická centrála je vysoká 520 mm a její průměr je 400 mm. Na obou koncích je zaoblena. Jednotlivé teplotní vrstvy jsou stratifikovány dvěma plechy 5 mm



Obr. 3.2 Model hydraulické centrály

tlustými a průtočná mezera mezi nimi je široká také 5 mm. Na jednom konci každého stratifikačního plechu je vystřížen pruh široký 5 mm, kterým se bude voda přepouštět

z jedné teplotní vrstvy do druhé, tak aby prošla jakýmsi „esíčkovým labyrintem“. Na obr. 3.2 můžeme vidět řez hydraulickou centrálou, kde jsou dobře patrné prutočné mezery.

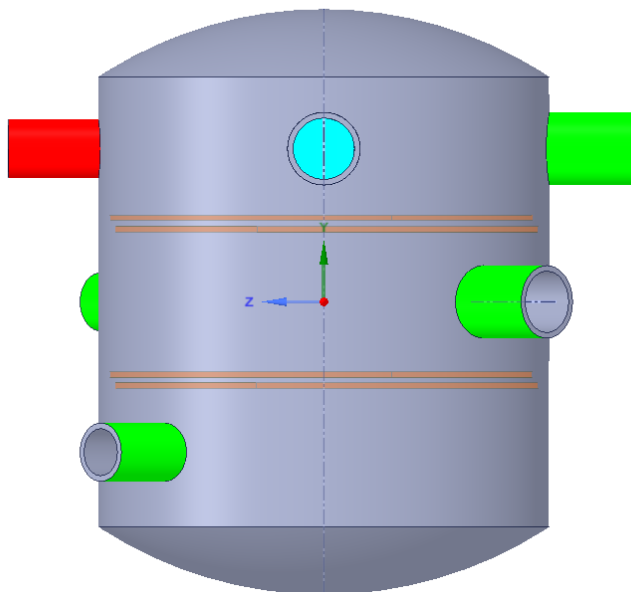


*Obr. 3.3 Rozměry hydraulické centrály*

Tvorba modelu hydraulické centrály začíná v některém z 3D modelovacích programů. Může být použit i samotný program SpaceClaim, který ale není uživatelsky tak příjemný, jako 3D modelovací program přímo k tomu určený. Pro svou práci jsem si zvolil program SolidWorks. V tomto programu jsem pomocí rozměrů vypočtených v předešlých krocích vymodeloval 3D model hydraulické centrály.

### 3.3 Tvorba modelu v SpaceClaim

Hotový 3D model byl převeden do programu SpaceClaim, kde byl dále upravován tak, aby bylo možné s ním v programu Fluent co nejsnadněji pracovat. Protože jsem se rozhodl, že hydraulickou centrálu budu uvažovat ideálně izolovanou, bylo potřeba v této fázi tvorby modelu oddělit vnitřní příčky od zbytku tělesa. Vzhledem k tomu, že nebudu uvažovat žádný přestup tepla z centrály do okolí, není potřeba síťovat vnější ocelový plášť. Aby bylo možné ho v další fázi vyloučit ze síťování, je nutné ho v této fázi oddělit od vnitřních příček, ve kterých budu přestup tepla mezi jednotlivými vrstvami uvažovat. Dále bylo v programu SpaceClaim odstraněno několik přebytečných hran, zejména těch vnějších, které nemohou simulaci nijak ovlivnit, ale mohou zkomplikovat následné zasíťování tělesa, to znamená zvýšit počet buněk, a tím čas následných výpočtů protáhnout.

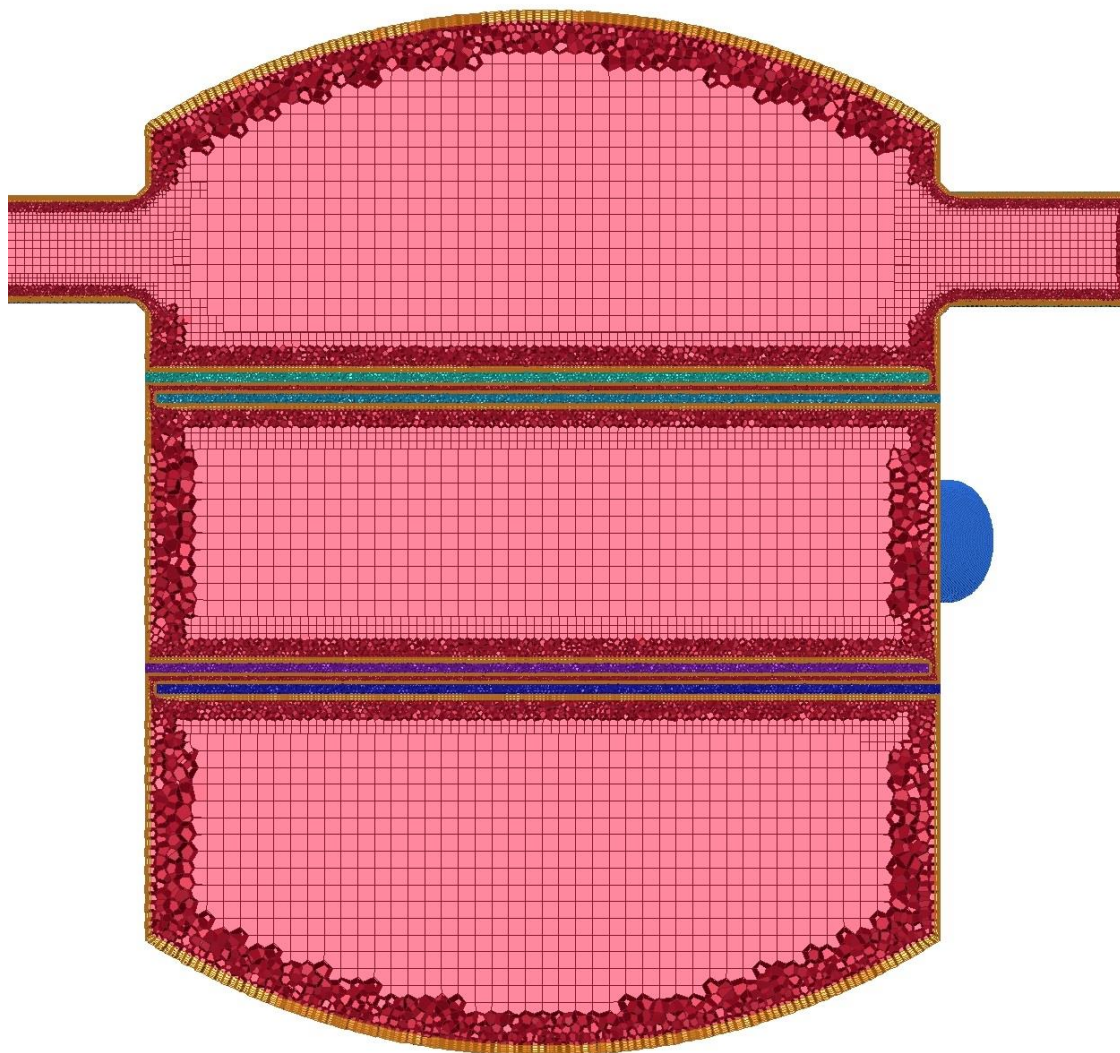


*Obr. 3.4 Model centrály v programu SpaceClaim*

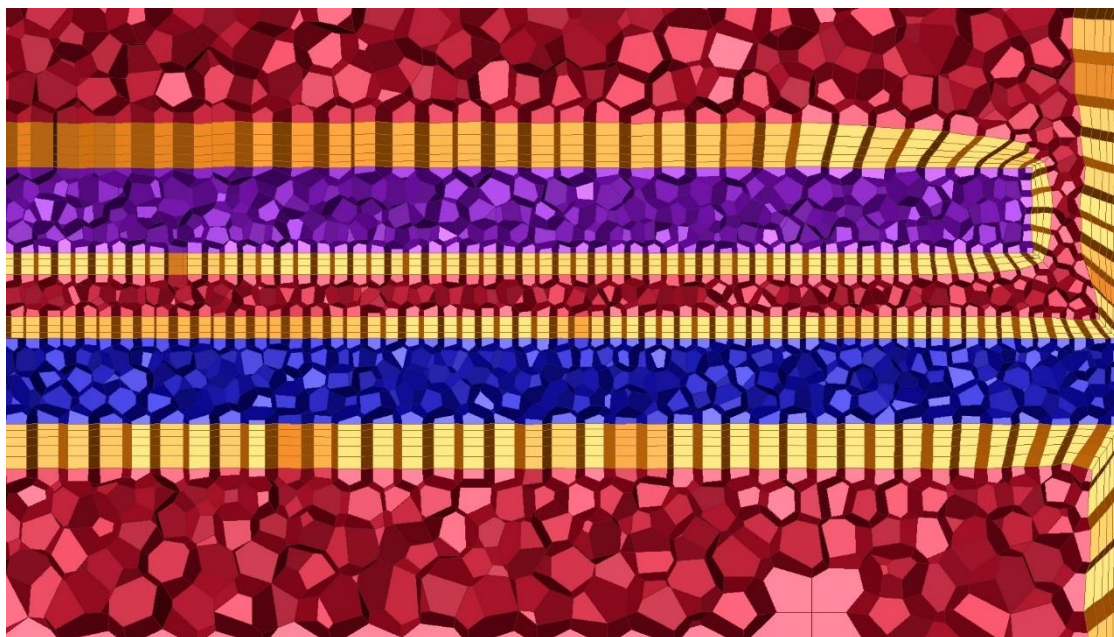
### 3.4 Tvorba modelu v programu Fluent Meshing

Po všech předešlých úpravách jsem převedl upravený model do programu Fluent v nastavení Meshing mode, který je určen pro tvorbu sítí. Nejprve se vymodeluje hrubá síť, kde jsem volil spíše větší buňky. Protože v této fázi nezáleží na velikosti buněk, můžu zvolit pouze jednu velikost buněk a hrubá síť se rychleji vymodeluje. Dle zásad modelování, že v pevném materiálu mají být minimálně 3 buňky a v tekutině minimálně 5 buněk, jsem navrhl jednotlivé velikosti buněk pro různé části centrály. Zapouzdřil jsem jednotlivé vývody hydraulické centrály. Jako typ buněk volím polyhedrální a v mezních vrstvách prismatické buňky. Vypnul jsem oblasti, které nebyly předmětem výpočtu, tedy vnější plášť centrály. Poté jsem nastavil okrajové podmínky, vlastnosti tekutiny a zapnul první simulaci zatím bez zapnutí energetické rovnice. Po první simulaci jsem ověřil hodnoty  $y^+$ , které bohužel vycházely vyšší než 5, což je hraniční hodnota pro použití dvouvrstvého modelu proudění. Jak se ukázalo, byly rychlosti v centrále vyšší, než jsem předpokládal, a proudění je velmi neuspořádané. Musel jsem tedy prismatické buňky u většiny stěn výrazně zmenšit, čímž se mi při doporučeném růstu buněk od stěny 1,2 a doporučení mého školitele zachovat poslední prismatickou buňku aspoň o velikosti poloviční polyhedrální buňky, výrazně zvětšila prismatická vrstva. Zvětšení prismatické vrstvy bylo velmi problematické zvláště v mezerách, kterými se přepouštěla voda z jedné vrstvy do druhé, takže prismatické i polyhedrální buňky se v této oblasti značně

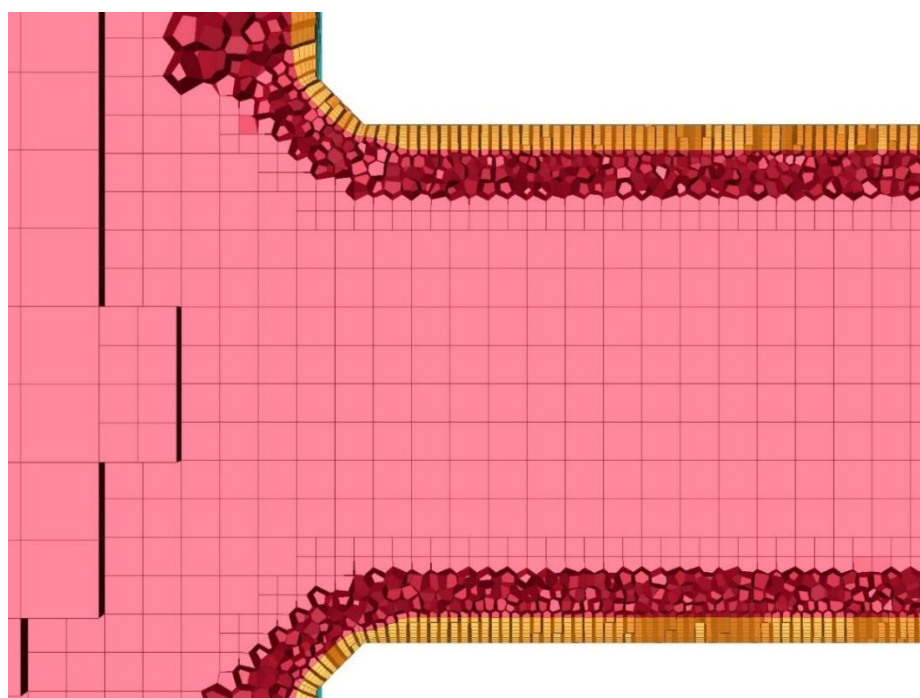
deformovaly. Po kontrole sítě jsem zjistil, že síť už není takové kvality, jako byla před touto úpravou, přesto se všechny parametry sítě vešly do hodnot, které byly doporučené v Ansys Fluent Guide. Dalším problémem byl skokový nárůst buněk až na 16 miliónů, což s sebou samozřejmě nese obtížnou práci se sítí a velmi dlouhé výpočtové časy.



*Obr. 3.5 3D síť*



*Obr. 3.6 3D síť – průtokové mezery*



*Obr. 3.7 3D síť-vývody*

## 4 Posouzení chování hydraulické centrály

### 4.1 Postup práce v programu Fluent

Pro samotnou práci v programu Fluent se program musí nejprve vypnout a otevřít znovu, tentokrát však s vypnutou funkcí meshing mode. Po zapnutí programu jsem nahrál síť vytvořenou v předešlých krocích. Následně jsem nastavil tekutinu, v mém případě vodu, a její parametry. Parametry vody byly nastaveny pomocí závislosti piecewise-linear.

Dále je nutné nastavit okrajové podmínky a způsob, jakým bude program počítat, jako je typ numerického řešiče, časová závislost, model turbulence nebo model proudění v blízkosti funkce. Poté je potřeba nastavit metody výpočtu, jako je například metoda současného řešení pole rychlostí a tlaků nebo metoda výpočtu tlaku. Před samotným výpočtem se nastaví podrelaxační faktory nebo můžeme nechat přednastavené hodnoty. Podrelaxační faktor udává, do jaké míry bude do výpočtu nové hodnoty v nové iteraci zapojena hodnota z předešlé iterace. Má vliv na rychlost a stabilitu výpočtu. Čím je hodnota podrelaxačního faktoru vyšší, tím méně využívá předešlý výsledek, a výpočet se stává méně stabilní. Na druhou stranu se zrychluje vývoj výpočtu. Nakonec provedeme inicializaci a nastavíme počet iterací, které chceme provést. Při prvním spuštění výpočtu nové úlohy jsem vždy zapínal nejdříve simulaci bez uvažování energie, tzn. bez přenosu tepla, když se rezidua ustálila, přidal jsem do výpočtu i rovnici energie.

Tab. 4.1 Vstupy a výstupy z HC

Provozní stav		1	2	3
Hmotnostní průtok z kotle do HC	kg/s	1,91	1,91	1,91
Hmotnostní průtok z OS do HC	kg/s	0,91	0	0,36
Hmotnostní průtok z PV do HC	kg/s	1,00	0	0,50
Hmotnostní průtok z OTV do HC	kg/s	0,00	1,91	0
Teplota z kotle do HC	°C	70	70	70
Teplota z OS do HC	°C	55	-	55
Teplota z PV do HC	°C	35	-	35
Teplota z OTV do HC	°C	55	55	-
Specifická metoda turbulence	-	Intenzita a hydraulický průměr		
Intenzita turbulence	%	5	5	5

Tab. 4.2 Parametry tekutiny – část 1

Teplota	°C	35	40	45	50	55
Hustota	kg/m <sup>3</sup>	994,003	992,142	990,071	987,805	985,359
Měrná tepelná kapacita	J/K.kg	4175	4175	4176	4178	4179
Tepelná vodivost	W/m.K	0,624	0,633	0,64	0,647	0,652
Dynamická viskozita	kg/m.s	0,0007216	0,000654	0,0005974	0,0005477	0,0005048
Druh závislosti	-	Piecewise – linear				

Tab. 4.3 Parametry tekutiny – část 2

Teplota	°C	60	65	70	75
Hustota	kg/m <sup>3</sup>	982,748	979,987	977,091	974,075
Měrná tepelná kapacita	J/K.kg	4181	4184	4187	4190
Tepelná vodivost	W/m.K	0,658	0,663	0,668	0,671
Dynamická viskozita	kg/m.s	0,0004674	0,0004355	0,0004048	0,0003813
Druh závislosti	-	Piecewise – linear			

Tab. 4.4 Nastavení metod řešení

Time	Steady
Model turbulence	k-epsilon
k-epsilon model	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Pressure-Velocity Coupling	Coupled
Pressure	PRESTO!

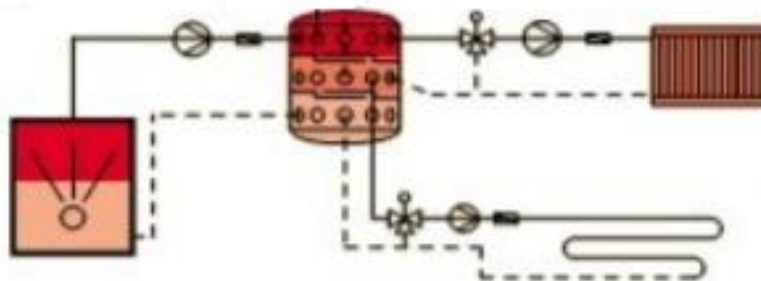
Pro posouzení chování hydraulické centrály byly vybrány tři rozdílné stavy. Jako první byl zvolen jmenovitý provoz centrály, kdy je stejně velký objemový průtok v primárním a sekundárních okruzích. Druhým stavem je úplné vypnutí otopné soustavy a přechod na ohřev teplé vody za předpokladu, že i v tomto případě je objemový průtok obou okruhů, jak primárního, tak sekundárního, totožný. Třetí stav se nejvíce blíží reálné situaci, kdy je sice vypnut ohřev teplé vody, v provozu však zůstává soustava otopných těles a podlahového vytápění, ale pracující pouze na částečné výkony.

## 4.2 První provozní stav – jmenovité podmínky

Prvním zkoumaným stavem byl stav za jmenovitých podmínek. Na tomto stavu se testovala kvalita numerické sítě, tudíž ze všech tří zkoumaných stavů vycházejí nejpřesnější výsledky, protože v dalším průběhu nebyla síť již upravována z důvodů časové náročnosti takových úprav.

### 4.2.1 Okrajové podmínky

Okrajovými podmínkami za jmenovitého provozu byla teplota vody ohřátá v kotli na 70 °C o hmotnostním průtoku 1,91 kg/s. Dalšími parametry byla teplota vody vracející se z otopných těles, která činila 55 °C o hmotnostním průtoku 0,91 kg/s a teplota vody zpátečky podlahového okruhu, která byla nastavena na 35 °C o hmotnostním průtoku 1 kg/s. Všechny hmotnostní průtoky byly nastavovány pomocí průměrů výtokových a vtokových hrdel a příslušné rychlosti, u které bylo měněno znaménko v závislosti na tom, zda se jedná o vtok do centrály, nebo výtok. Pouze u jednoho výstupu nebyla nastavena rychlost, ale pouze pressure-outlet, aby nebyla úloha přeuročena.



Obr. 4.1 Zapojení úlohy č.1

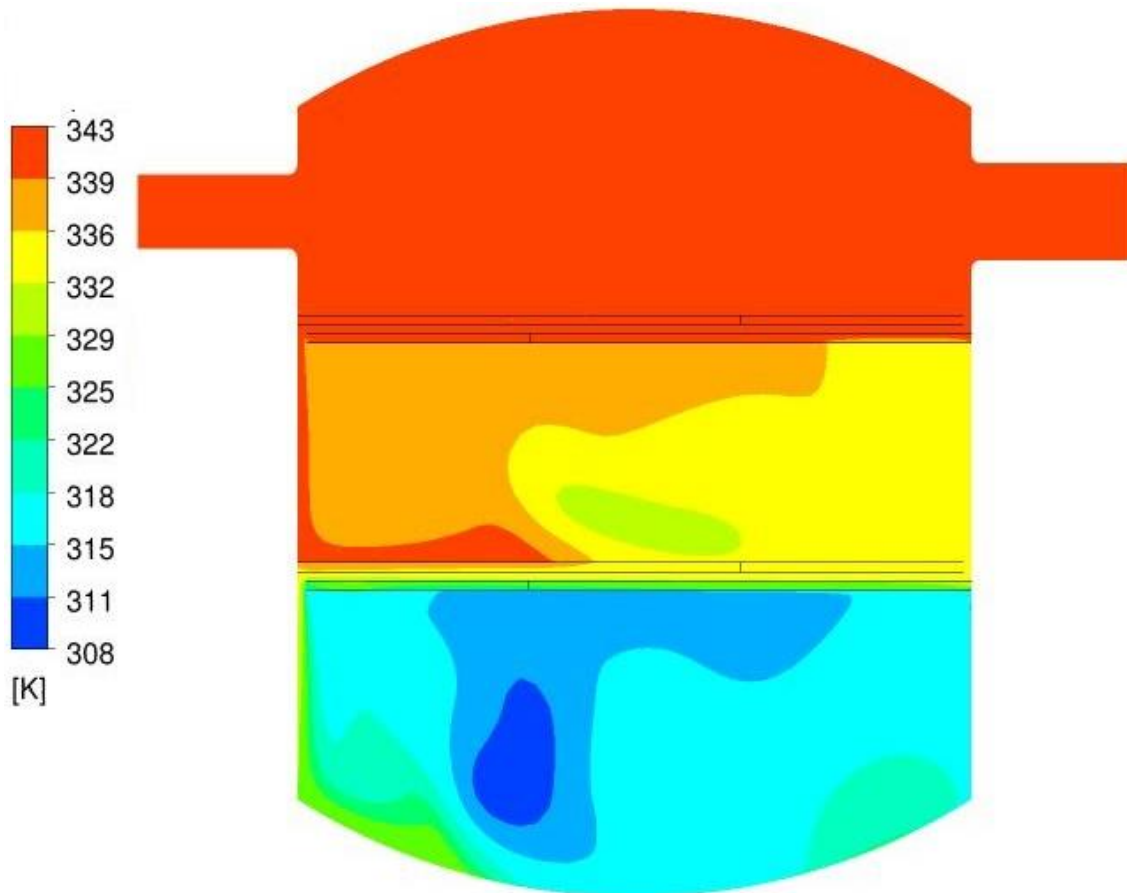
### 4.2.2 Vyhodnocení prvního stavu

Z nastavení okrajových podmínek je tedy jasně patrné, že v nejvyšší vrstvě, tzn. tam, kde má voda 70 °C, převyšuje množství vody přiváděné z kotle množství vody, které je odváděno do otopné soustavy. Je tedy jasné, že poměrně velké množství vody bude přes úzkou štěrbinu (5 mm) protlačeno do nižších vrstev (pater) hydraulické centrály. V prostřední vrstvě, kde by byl odběr a příjem vody prakticky vyrovnán (rozdíly v průtocích jsou malé), by byl stav vyvážený. Problémem je voda, která přebývá v horní



části centrály a zároveň chybí v části dolní, vlastně musí prostoupit všemi štěrbinami až do dolní části.

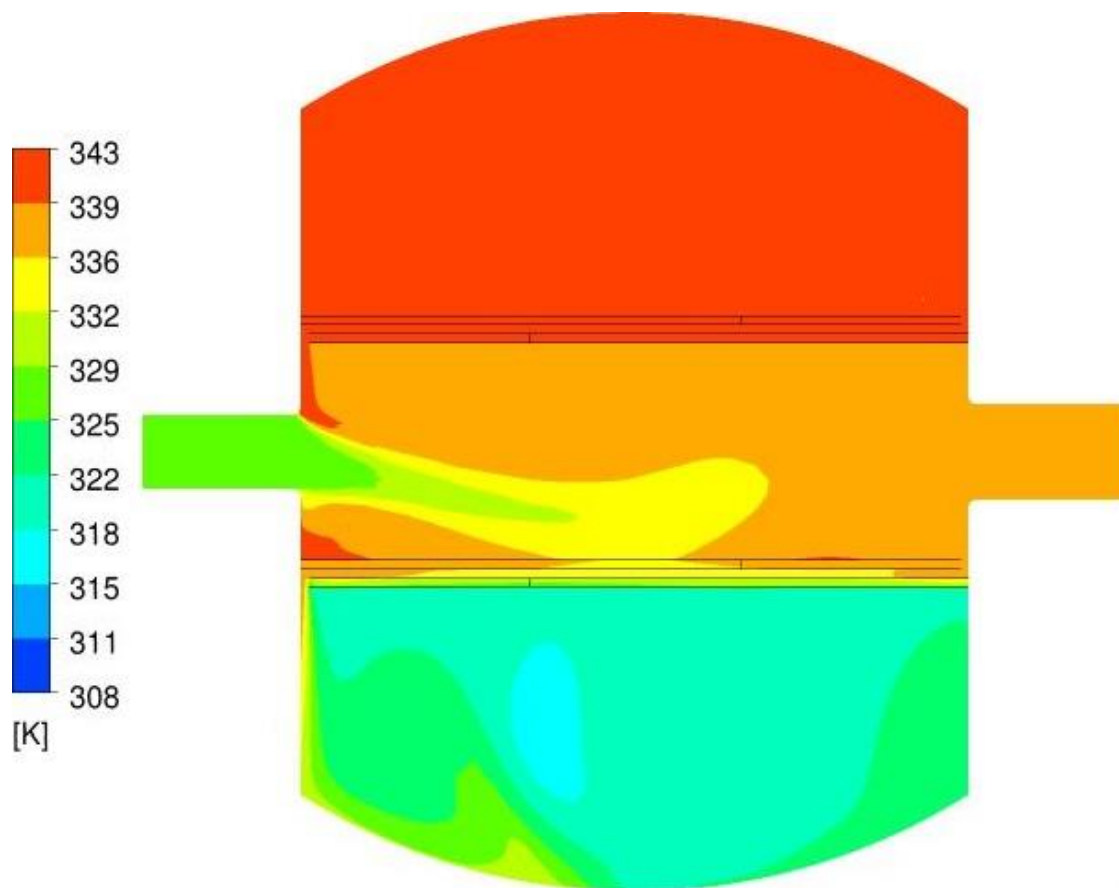
Protože centrála je válcovitého tvaru, je pro plné zjištění stavu věci nutné zhodnotit průběhy teplot ve 4 různých řezech. Z obrázků je dobře patrné, že teplotu v horní vrstvě se dle předpokladů daří držet na požadovaných 70 °C. Centrála vykazuje určitou teplotní stratifikaci, ale bohužel se nedaří dosahovat požadovaných teplot na výstupech z nižších vrstev.



*Obr. 4.2 Teplotní profil řez a)*

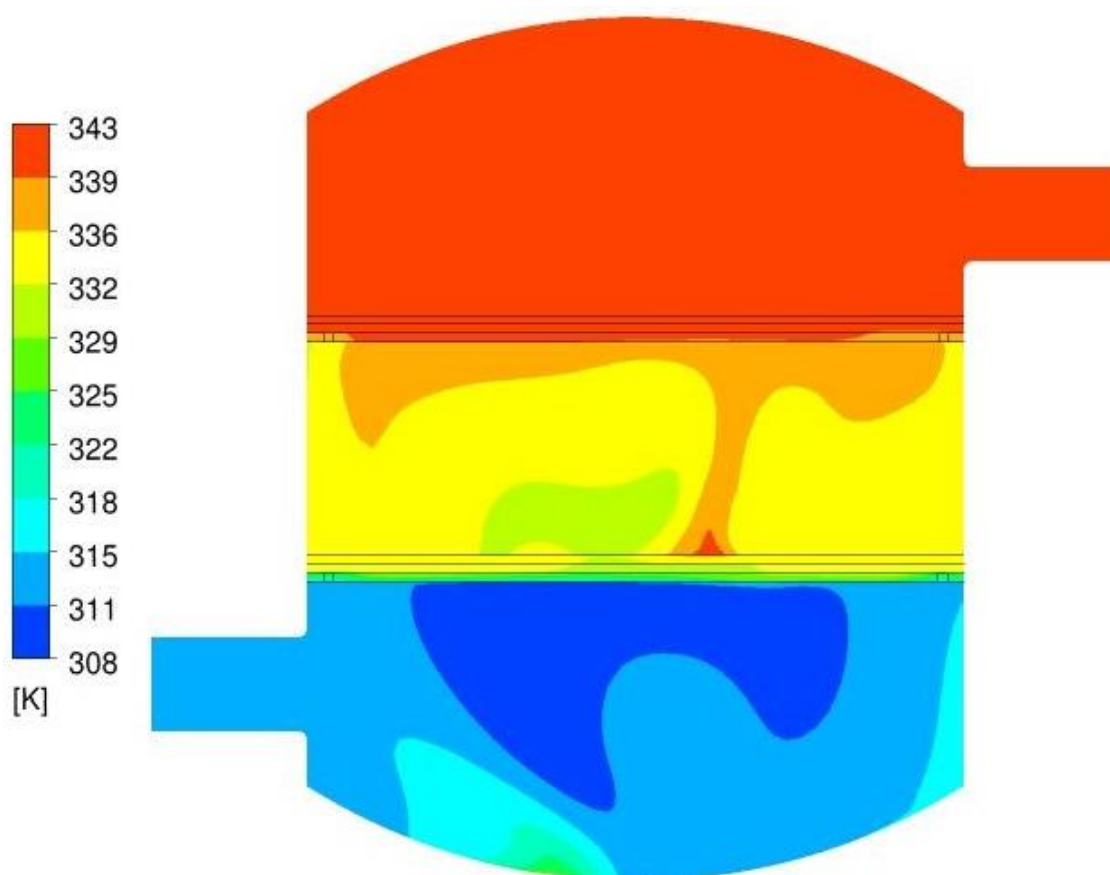
Na obr. 4.2 vidíme v horní části vlevo přívod vody z kotle a vpravo odvod do otopné soustavy. Dobře patrná je teplotní stratifikace, kde pozorujeme zřetelný rozdíl teplot mezi jednotlivými vrstevami. Teploty v jednotlivých vrstvách se ovšem pohybují v poměrně velkém rozptylu, kromě horní vrstvy, kde je jednotná teplota 70 °C. V prostřední vrstvě se teplotní škála pohybuje od 59 do 70 °C. Teploty ve spodní vrstvě se pohybují od 35 až po 55 °C, jež vykazuje voda přicházející po stěně z prostřední vrstvy. V tomto řezu je

dobře vidět přilnutí proudů teplejší vody, a to jak v prostřední vrstvě, tak ve vrstvě spodní. Dále můžeme konstatovat, že přenos tepla přes ocelové přepážky nemá téměř žádný vliv na teploty v jednotlivých vrstvách. To je z hlediska použití HC velmi důležitý poznatek.



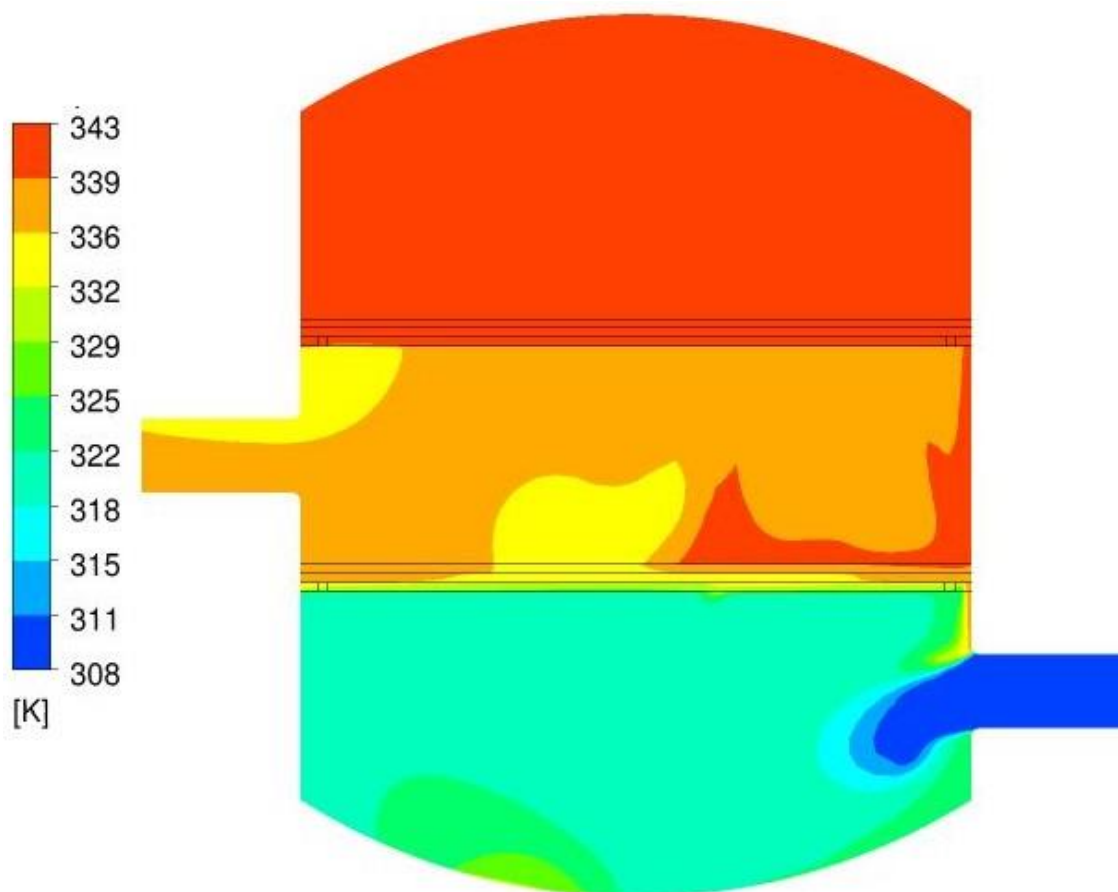
*Obr. 4.3 Teplotní profil řez b)*

Na obr. 4.3 vidíme v prostřední části přívod zpátečky z okruhu otopných těles a na druhé straně zpátečku od ohřevu teplé vody, která je ale během této simulace, kdy není uvažován ohřev teplé vody, zaslepena a brána tedy jako stěna. Ochlazená voda z otopných těles silně ovlivňuje profil proudění v příslušné vrstvě. Děje se tak patrně zřejmě díky vyrovnanosti hmotnostních průtoků vtoků a výtoků v dané vrstvě. Jediný další „přívod“ je štěrbinou z horní vrstvy, který ovšem nedosahuje takových rychlostí jako zpátečka otopné soustavy. Opět pozorujeme přilnutí teplých proudů z horních vrstev ke stěnám nádoby a v prostřední vrstvě pozorujeme i odtrhnutí teplého proudu z horní vrstvy studeným přívodem.



*Obr. 4.4 Teplotní profil řez c)*

Na obr. 4.4 vidíme v horní části na pravé straně zaslepený vývod pro ohřev teplé vody, který je v této simulaci uvažován jako stěna, a v dolní části na levé straně zpátečku kotlového okruhu, jejíž teplota je pro nás jedním z nejsledovanějších parametrů. Požadovaná hodnota této teploty byla projektovaných 35 °C, kterých ovšem nedosahuje. V některých částech centrály je sice teplota 35 °C (nejtmavší modrá barva v dolní části). Ovšem po smíchání s teplejší vodou, která přitéká z prostřední vrstvy, je teplota na kotlové zpátečce kolem 42 °C. Na obr. 4.4 je také dobře patrná vířivost v prostřední vrstvě: Vidíme jak se proud teplé vody z horní vrstvy, který přilnul ke stěně, na dně otáčí a začíná v nádobě vertikálně rotovat.

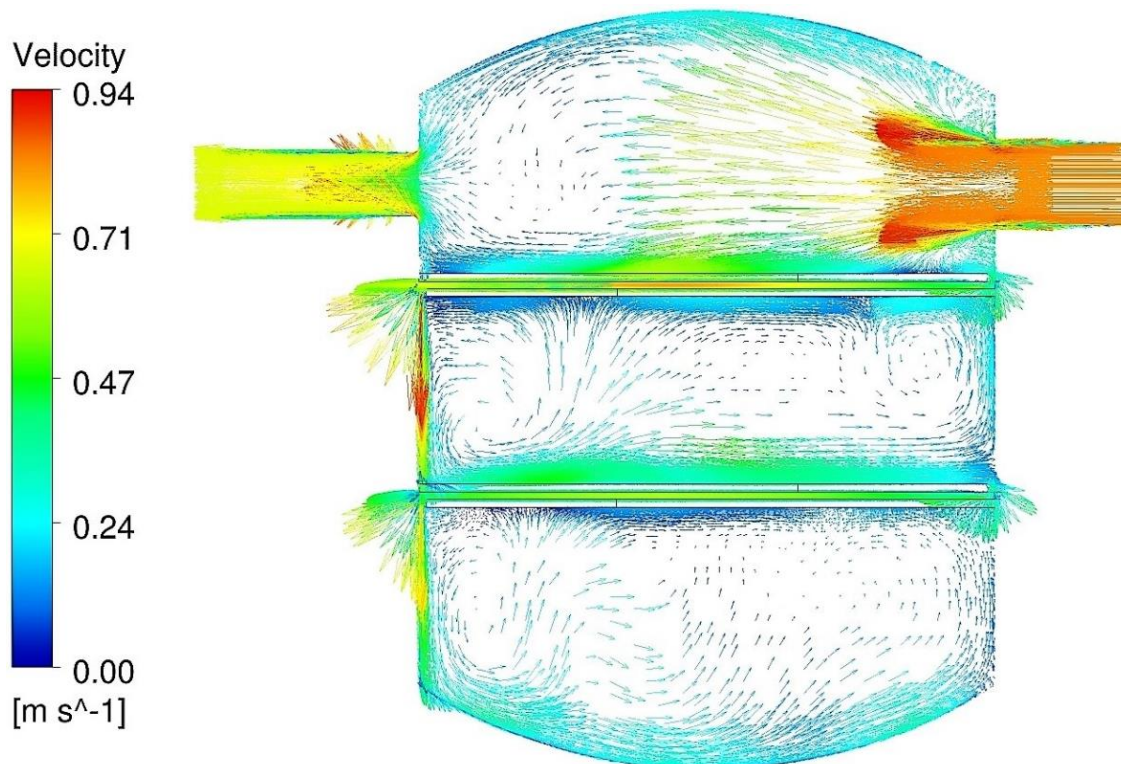


*Obr. 4.5 Teplotní profil řez d)*

Na obr. 4.5 vidíme v prostřední vrstvě odvod do podlahové otopné plochy a v dolní vrstvě přívod z podlahové otopné plochy. Můžeme si všimnout, že přívod vody z podlahové otopné plochy neovlivňuje profil proudění v dolní vrstvě tak razantně jako na obr. 4.3 přívod vody z otopných těles. To může být způsobeno tím, že dolní vrstva má vzhledem k zaoblení spodního dna o něco větší objem než vrstva prostředí, protože paradoxně větší hmotnostní průtok i větší rychlost proudění je u podlahové otopné plochy. Odvod z hydraulické centrály v prostřední vrstvě je teplotně stratifikován: v horní části vývodu je nižší teplota (63 °C) než v dolní části vývodu (66 °C), teplota tedy není u vývodu ustálená, což ukazuje na vířivost v celé vrstvě.

Obecně se dá říci, že při tomto návrhu ani za jmenovitých podmínek nedosahujeme požadovaných teplot, zvláště pak často sledované teploty zpátečky kotle, která je důležitá u plynových kondenzačních kotlů a tepelných čerpadel. Lze tedy říci, že za jmenovitých

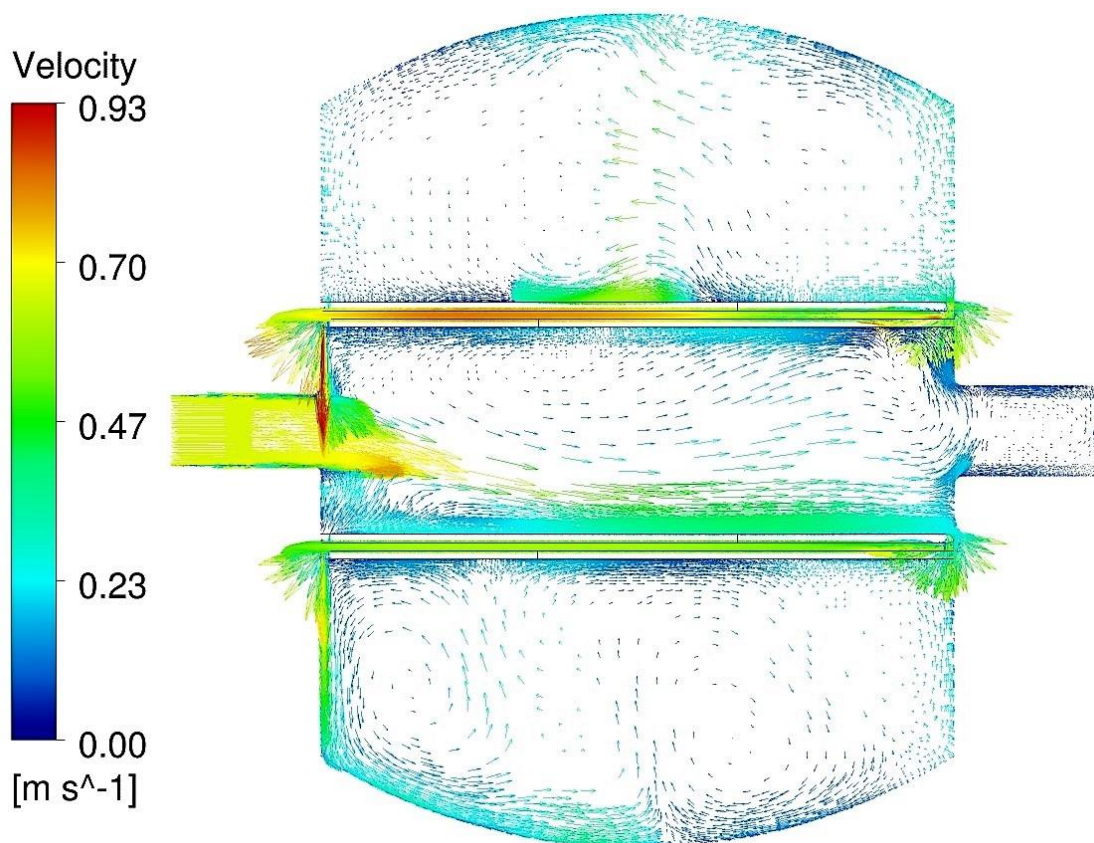
podmínek HC dosahuje v tomto ohledu horších výsledků než termohydraulický rozdělovač, kterému se alespoň za jmenovitých podmínek daří držet teplotu zpátečky ke zdroji tepla na nízké hodnotě.



Obr. 4.6 Rychlostí profil řez a)

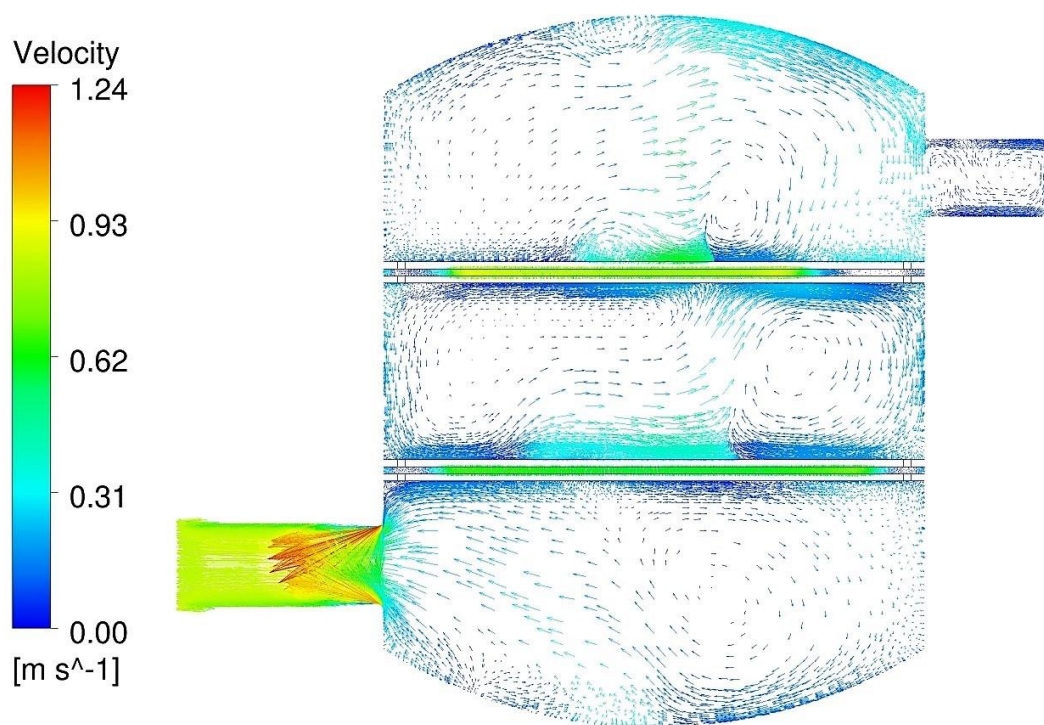
Na obr. 4.6 vidíme poměrně konstantní směr proudění v horní vrstvě. Děje se tak proto, že vývody jsou naproti sobě. Jak už bylo popsáno výše, přívod vody přesahuje odvod vody, z toho důvodu vzniká víření na straně odvodu. V prostřední a spodní vrstvě, kde odvod a přívod vody nejsou naproti sobě, vzniká větší množství vírů a oblast významně neuspořádaného proudění. O klidné stratifikované vrstvě s určitou požadovanou teplotou vody tak nelze vůbec hovořit. Rychlost proudění uvnitř jednotlivých vrstev se pohybuje kolem 0,35 m/s, na stěnách nádoby rychlost stoupá, děje se tak z důvodu dílčího přilnutí proudů směřujících z průtokových štěrbin na stěnu. Nejvyšší rychlosti jsou v průtočných mezerách, kde rychlost v horní průtočné mezeře dosahuje 0,8 m/s a v dolní průtočné mezeře je již o něco nižší, a to kolem 0,7 m/s. Vysoká rychlost v úzké mezeře s sebou nese velké tlakové ztráty při průtoku mezerou. Zde přichází v úvahu právě rozšíření mezery mezi jednotlivými stratifikačními plechy či jejich perforaci množstvím otvorů.

Bohužel projektovanou vzdálenost stratifikačních plechů nám výrobce neprozradil, a tak jsem se držel doporučení vedoucího práce. Právě tato problematika by byla vhodná k dalšímu zamyšlení a rozvíjení tématu, jak by optimalizace vzdálenosti stratifikačních plechů či jejich perforace ovlivnila celkové fungování HC.



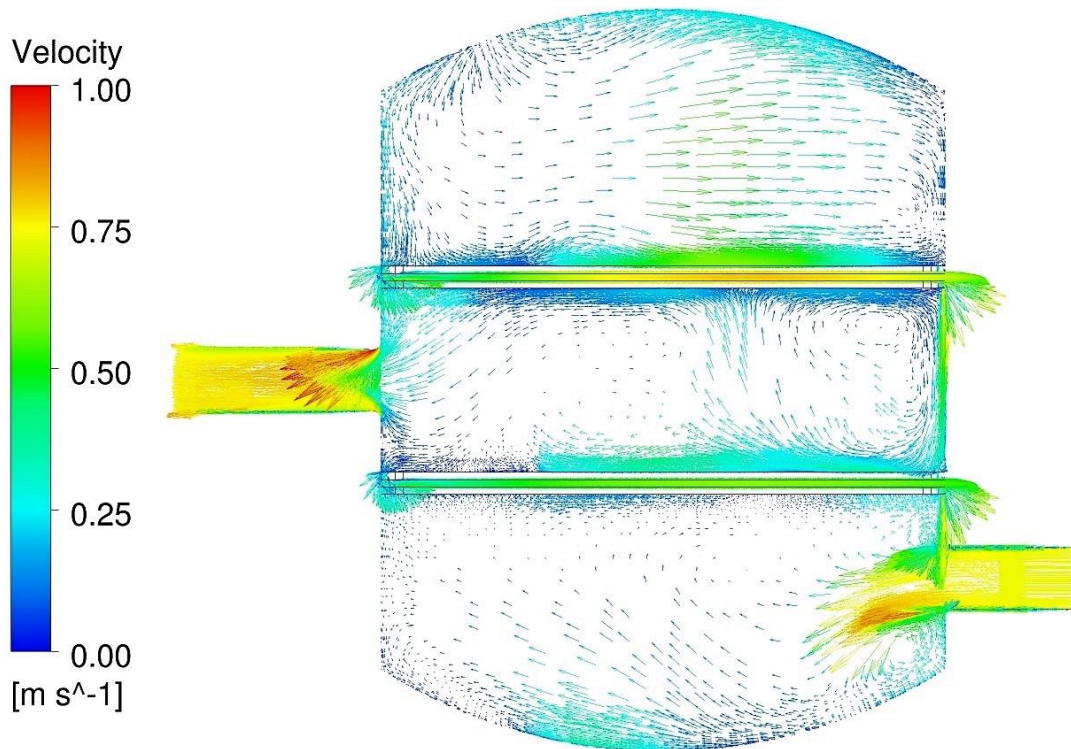
*Obr. 4.7 Rychlostí profil řez b)*

Na obr. 4.7 vidíme ještě větší rychlosti v horní průtočné mezeře, než na obr. 4.6. Stále můžeme vidět poměrně nevířivý profil v horní části, uprostřed je v tomto úhlu pohledu taktéž nevířivý profil, protože řez je veden v rovině proudění. V dolní části je naopak velmi vířivé prostředí. Rychlost vody proudící z horní průtočné mezery dosahuje hodnoty 0,93 m/s, což je větší rychlost než jakákoliv rychlost na přívodním potrubí. Dále je vidět, jak právě tento proud má vliv na přívod vody z otopné soustavy, sráží ho směrem dolů a zrychluje jeho tok.



*Obr. 4.8 Rychlostí profil řez c)*

Na obr. 4.8 jsou na rozdíl od předešlých řezů vidět víry již i v horní vrstvě centrály. Za zmínku stojí velké rychlosti v odtokovém hrdle v dolní části hydraulické centrály, které dosahují až 1,24 m/s v blízkosti stěn vývodu.

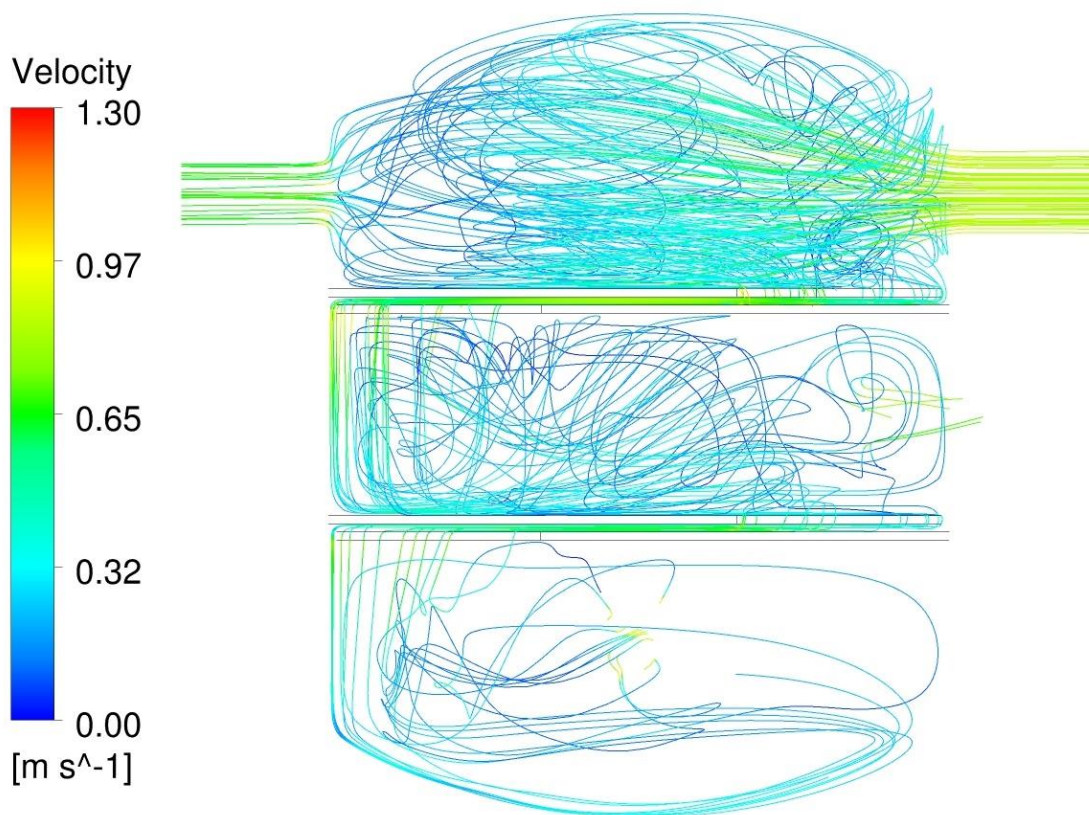


*Obr. 4.9 Rychlostí profil řez d)*

Na obr. 4.9 opět vidíme velké rychlosti ve výstupní a v dolní části i na přívodním hrdle, dosahující až 1 m/s v blízkosti stěn vývodů. Na tomto řezu jsou vidět víry v prostřední části hydraulické centrály a proudění s poměrně konstantním průběhem v její horní části.



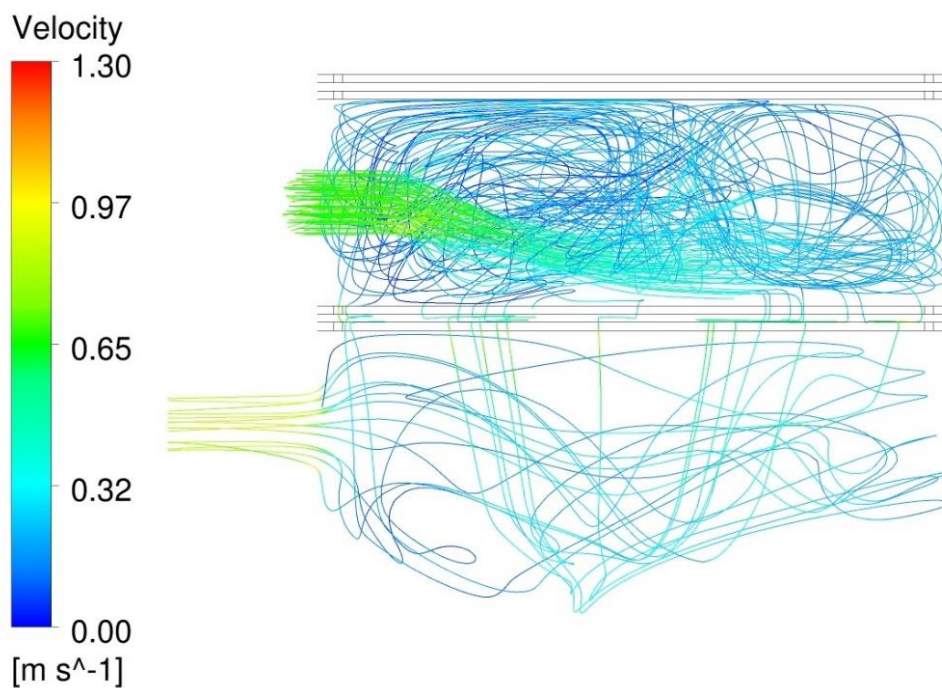
Obecně se dá říci, že proudění ve všech částech centrály je hodně vířivé, v horní části centrály je díky vhodnému rozmístění přívodu a odvodu směr proudění poměrně konstantní, víry se vyskytují pouze u víka nádoby. U vývodů se díky zúžení do menšího průměru vyskytují vysoké rychlosti, místy přesahující 1 m/s. V průtočných mezerách se vyskytují velké rychlosti díky průtoku velkého množství vody přes úzkou štěrbinu. Tím vznikají v těchto místech velké tlakové ztráty, které by za optimálních podmínek měly udržovat teplotní stratifikaci jednotlivých vrstev vody v HC. Na druhou stranu však ne tak veliké, aby způsobovaly vzájemné negativní ovlivňování spotřebitelských okruhů, napojených do jednotlivých vrstev, mezi sebou.



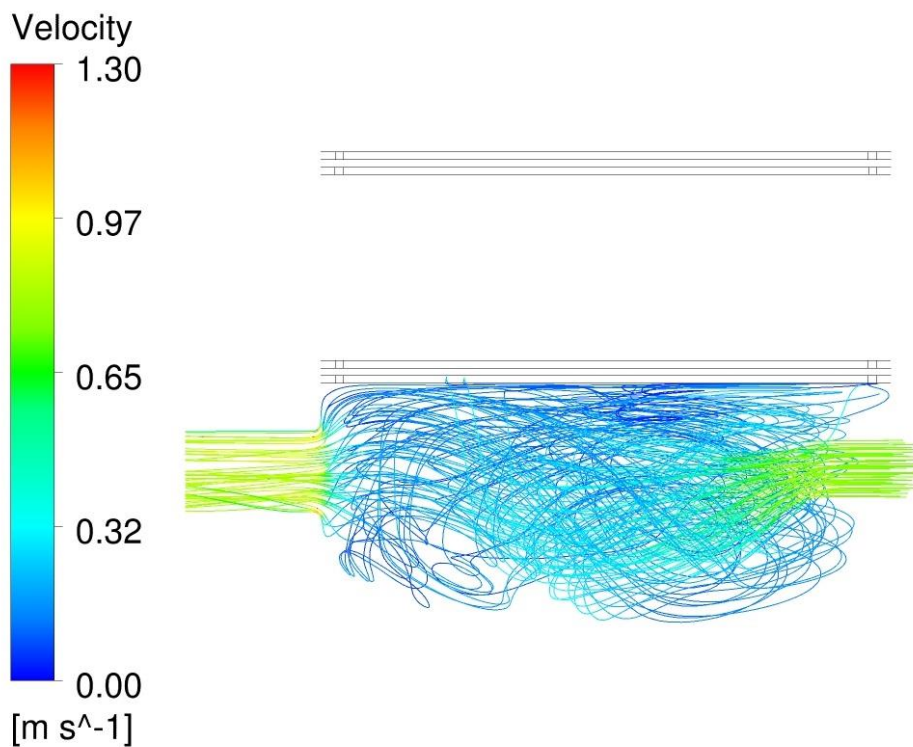
*Obr. 4.10 Tok částic z kotle*

Obr. 4.10 ukazuje částice proudící z kotlového okruhu. Můžeme jej tedy interpretovat, jako popis trajektorií. Na obrázku je dobře vidět, že zhruba polovina částic z kotle proudí naproti do okruhu otopných těles, druhá půlka proudí štěrbinou do prostřední vrstvy a zbytek dolů a nakonec do zpátečky kotlového okruhu. Což znamená, že i za jmenovitého stavu je část vody z přívodu kotlového okruhu vedena zpátky do zpátečky kotle, což je

nežádoucí jev. To se za jmenovitých podmínek však děje i u termohydraulického rozdělovače, který je co do konstrukce nejvíce podobný hydraulické centrále.



*Obr. 4.11 Tok částic z otopných těles*



*Obr. 4.12 Tok částic z podlahové plochy*

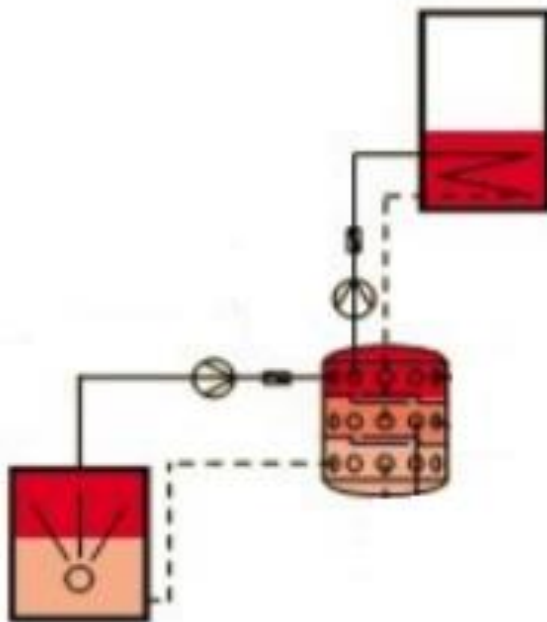
Zbylé dva obrázky jen demonstrují, že voda není ani z prostřední vrstvy, ani z dolní vrstvy přečerpávána do vrstvy nad ní. Což je v tomto případě pozitivní zjištění. Ze všech tří obrázků je dobře vidět výše deklarovaná vířivost a neuspořádanost proudění v jednotlivých vrstvách hydraulické centrály.

### 4.3 Druhý provozní stav – ohřev teplé vody

Druhým provozním stavem je ohřev teplé vody, kdy jsou ostatní aplikace pro vytápění vypnuté. Vývody pro vytápění se v této simulaci chovají jako stěny.

#### 4.3.1 Okrajové podmínky

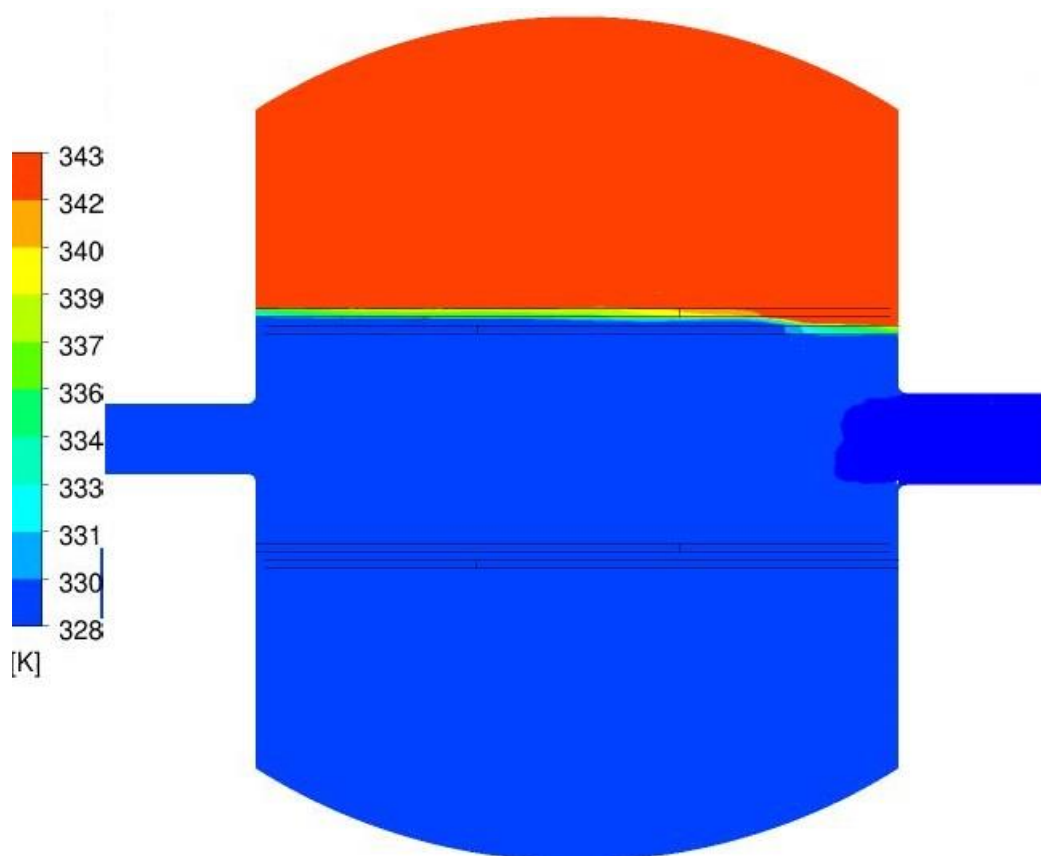
Okrajovými podmínkami za jmenovitého provozu byla teplota vody ohřáta v kotli na  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  o hmotnostním průtoku  $1,91\text{ kg/s}$ . Dalšími parametry byla teplota vody, která předala teplo výměníku pro ohřev teplé vody, tato vracející se voda proudící do prostřední části nádoby má teplotu  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  o hmotnostním průtoku  $1,91\text{ kg/s}$ . Všechny hmotnostní průtoky byly nastavovány pomocí průměrů výtokových a vtokových hrdel a příslušné rychlosti, u které bylo měněno znaménko v závislosti na tom, zda se jedná o vtok do centrály, nebo výtok. Pouze u jednoho výstupu nebyla nastavena rychlost, ale pouze pressure-outlet, aby nebyla úloha přeuročena.



Obr. 4.12 Schéma zapojení úlohy č. 2

### 4.3.2 Vyhodnocení stavu 2

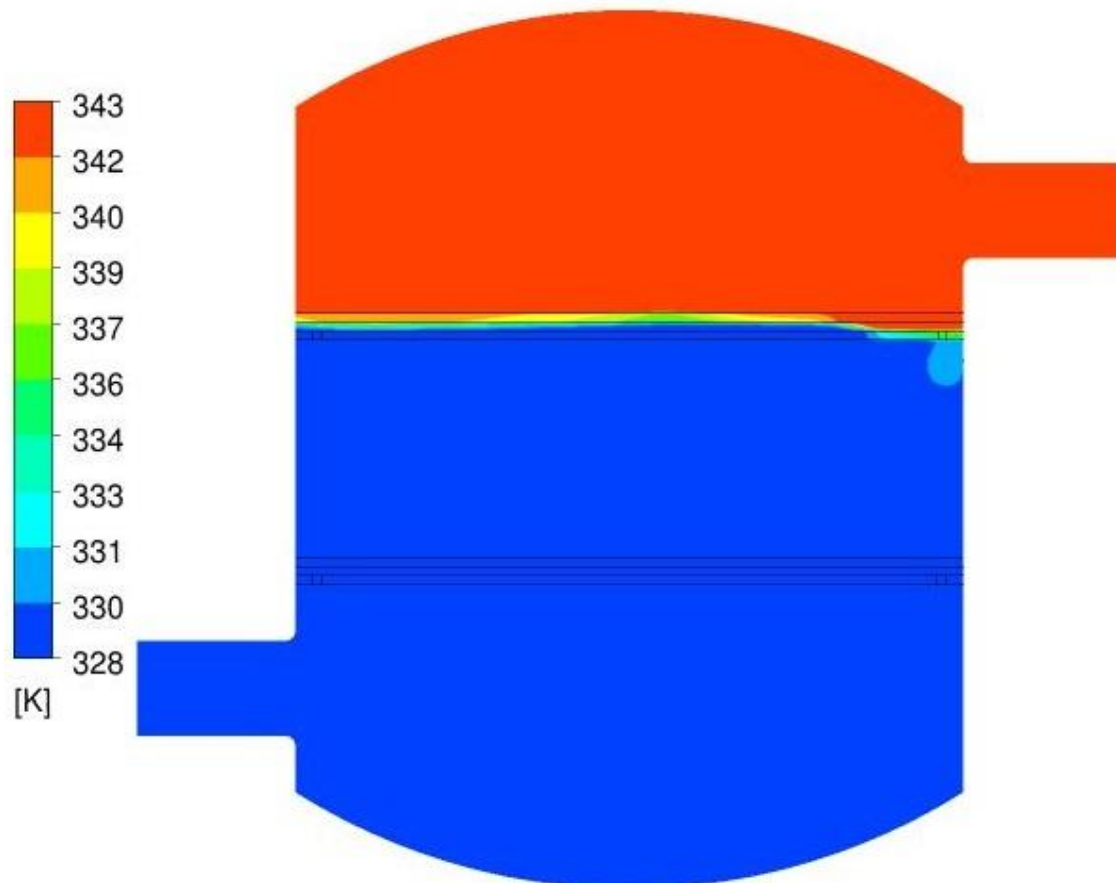
Z nastavení okrajových podmínek je tedy jasně patrné, že v nejvyšší vrstvě, tzn. tam, kde má voda 70 °C, se hmotnostní průtok vody přiváděné z kotle rovná hmotnostnímu průtoku vody odváděné do výměníku. Nemělo by tedy docházet k téměř žádnému průtoku průtočnou mezerou mezi horní a prostřední vrstvou centrály. V prostřední vrstvě je pouze jeden přívod (zpátečka od výměníku pro ohřev teplé vody) a žádný odvod, to znamená, že veškerý hmotnostní průtok (1,91 kg/s) bude protlačen do spodní vrstvy, odkud následně odtéká do zpátečky kotlového okruhu. V prostřední vrstvě i ve spodní vrstvě bude tedy stejná teplota, a to 55 °C. Vzhledem k množství vody, která protéká průtočnou šterbinou mezi horní a prostřední vrstvou, se dá předpokládat, že v této části bude velká rychlost proudění vody nesoucí s sebou i velké tlakové ztráty.



Obr. 4.13 Teplotní profil řez b)

Protože v tomto případě jsou řezy centrály v teplotním poli prakticky totožné, není potřeba přikládat všechny 4 pohledy. Z obrázků je dobře patrné, že teplotu v horní vrstvě

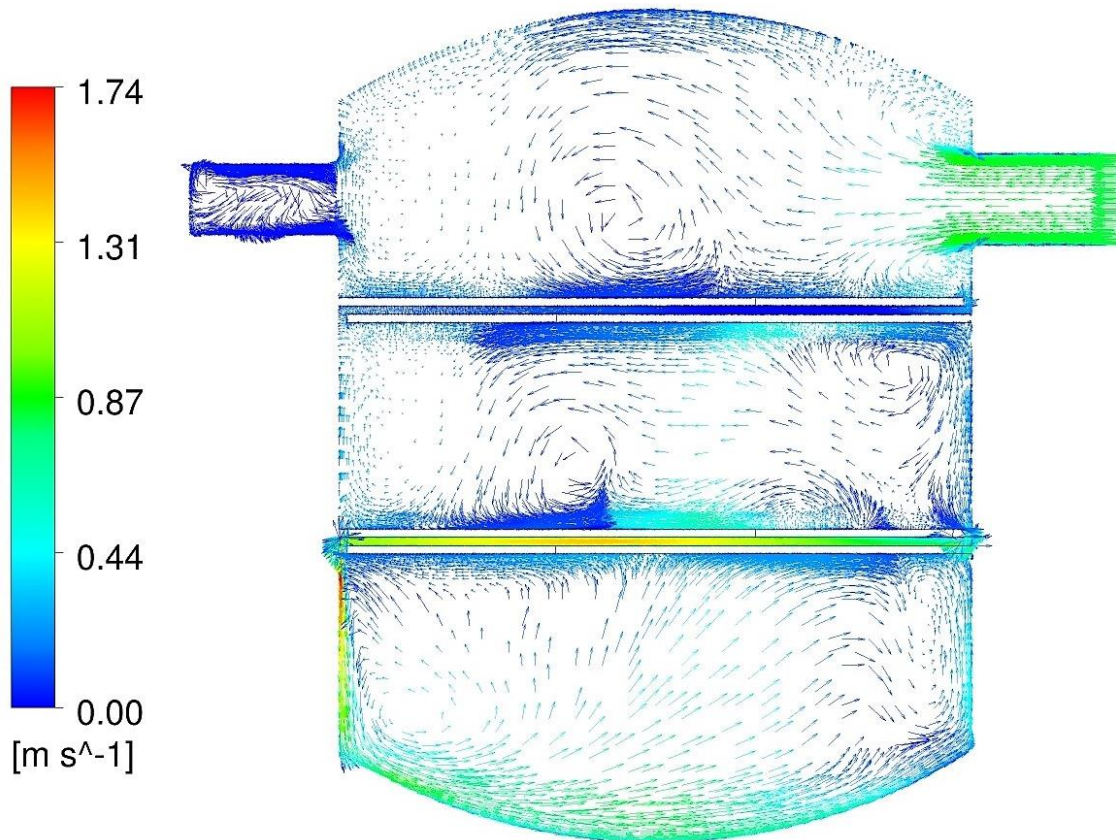
se dle předpokladů daří držet na požadovaných 70 °C, a vidíme i poměrně jasný předěl teplot mezi horní a prostřední vrstvou. Přestup tepla přes ocelové přepážky nemá na teplotní profil uvnitř jednotlivých vrstev velký vliv.



*Obr. 4.14 Teplotní profil řez c)*

Na obr. 4.13 vidíme přívod ochlazené vody z výměníku ohřívače, můžeme si všimnout, že teplota vody na přívodu je přece jen o něco málo nižší (1 až 2 °C) než teplota vody ve zbytku nádoby, teplota se však ustálí poměrně rychle. Na obr. 4.14 je vidět, že pod vývodem vedoucím k výměníku přece jen v malé míře dochází k přenosu tepla přes ocelové přepážky až do prostřední vrstvy. V porovnání s objemem nádoby ale nemá tento přenos tepla významnější vliv na výsledné teploty ve vrstvě. V tomto případě tedy příčka mezi horní a prostřední vrstvou dobře plní svůj účel, protože perfektně stratifikuje teploty mezi zmíněnými vrstvami.

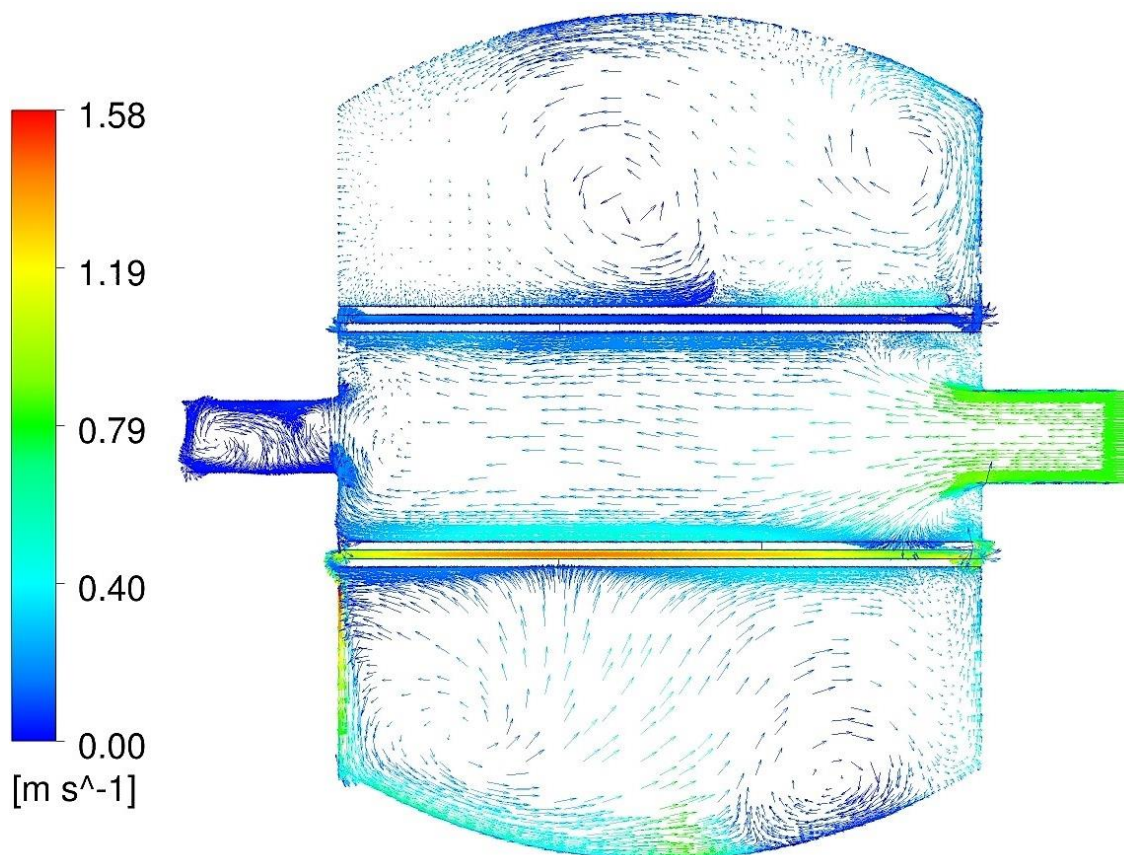
Naopak dolní příčka je v tomto případě nadbytečná, protože teploty v obou vrstvách jsou stejné a příčka mezi nimi tedy pouze zvyšuje tlakovou ztrátu hydraulické centrály.



Obr. 4.15 Rychlostní profil řez a)

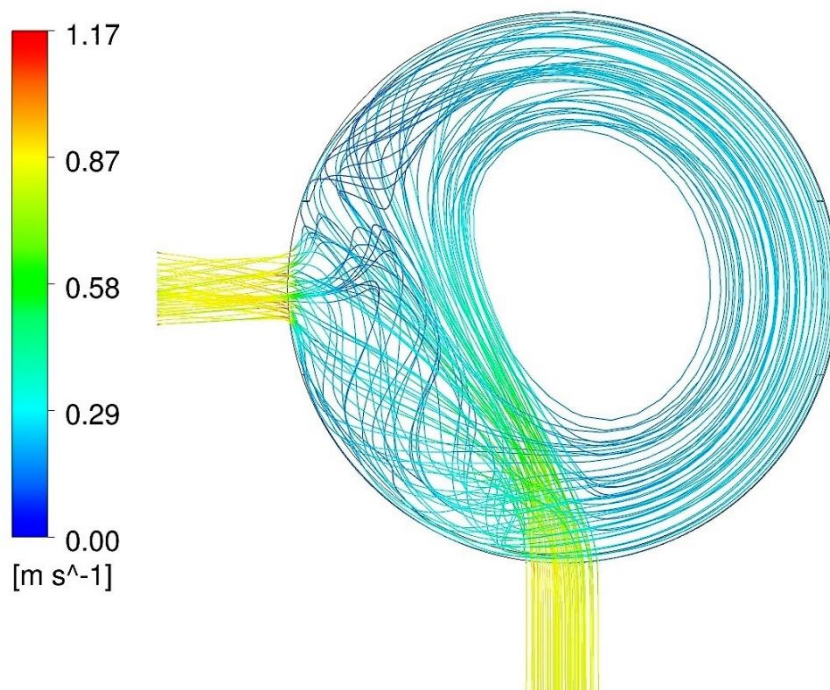
Na obr. 4.15 vidíme v horní části centrály na pravé straně přívod vody z kotle. Naproti tomuto přívodu je zaslepený vývod do otopné soustavy. Jak je vidět, není toto rozložení v tomto stavu příliš výhodné: Tím, že přívod a vývod nejsou proti sobě, vznikají víry. Lze se domnívat, že pokud by byly naproti sobě, proudila by všechna tekutina, nebo alespoň její větší část, přímo do protilehlého vývodu, neboť hmotnostní průtoky přívodu a odvodu se v tomto případě rovnají. Dále je patrné, že nevzniká žádné proudění, resp. zcela nepatrné, průtočnou mezerou mezi horní a prostřední vrstvou. Všechny objemový průtok z kotle tedy proudí do odvodu pro ohřev teplé vody. Naopak v prostřední vrstvě je pouze přívod vody z výměníku teplé vody a chybí zde úplně odvod, to znamená, že všechna voda je přepouštěna přes průtočnou mezeru mezi prostřední a spodní vrstvou. To je doprovázeno vysokou rychlostí, a tedy i velkými tlakovými ztrátami v úzké mezeře. Tato

rychlost dosahuje až 1,5 m/s. V prostřední vrstvě tím vzniká řada vírů a velmi neuspořádané proudění.

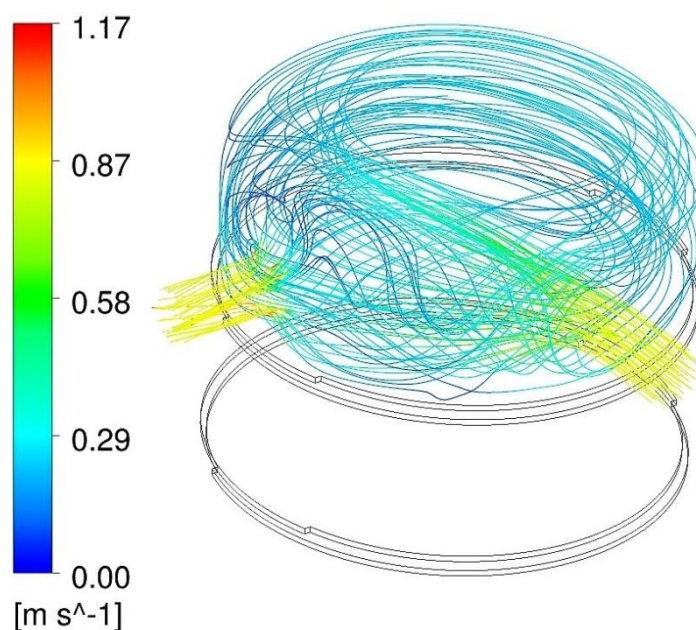


*Obr. 4.16 Rychlostní profil řez b)*

Na obr. 4.16 jsou dobře patrné víry v horní části centrály. Stejně jako v horní vrstvě jsou i v prostřední vrstvě nevhodně umístěny vývody. Přívod ochlazené vody z výměníku je naproti vývodu, který je zaslepen, navíc je zde přívod i nevhodně umístěn, vzhledem k pozici průtočné štěrbin, která se nachází na stejné straně jako přívod. To má za následek, že přichodzí voda se musí vrátit napříč celým průměrem centrály po odražení od protilehlé stěny, navíc proti směru proudění přiváděné vody.



Obr. 4.17 Pohled ze shora na proudění v horní vrstvě



Obr. 4.18 Pohyb částic vycházejících z přívodu kotle

Na obr. 4.17 a obr. 4.18 je dobře vidět, jak voda přitékající z kotle nejprve obkrouží celou centrálu a následně zamíří do vývodu pro ohřev teplé vody. Rychlost tohoto proudu vody kroužící centrálou se pohybuje kolem  $0,4 \text{ m/s}$ . Na obr. 4.18 vidíme, že žádná voda neprotéká průtočnou mezerou a všechna je odvedena do výměníku.



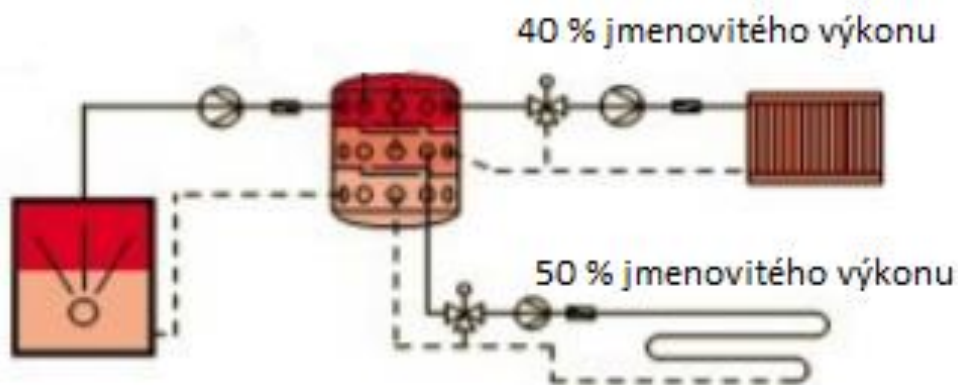
Souhrnně se dá říct, že druhá úloha, kdy je vypnuto vytápění a zapnut ohřev teplé vody, což je v praxi poměrně častá situace (přednostní příprava TV), nemá vhodně rozmístěné vývody. Voda i v horní části, kde jsou průtoky přívodů a odvodů vyrovnané, vytváří víry. Naopak v prostřední části, kde není žádný vývod, pouze přívod, je tedy voda protlačovaná ve velkém množství průtočnou mezerou za velkých tlakových ztrát. Velmi dobrá je v tomto provozním stavu teplotní stratifikace mezi horní a prostřední vrstvou, kde přepážka mezi těmito vrstvami perfektně plní svůj účel a voda se napříč těmito vrstvami nemíchá ani teplotně nijak neovlivňuje. Samozřejmě je k diskuzi, zda by docházelo k promíchávání vody v případě absence přepážky. Termohydraulický rozdělovač přepážky neobsahuje a také se za vyrovnaných průtoků voda nesměšuje díky vytvořené vodní zátce mezi vrstvami. Tam je ovšem rozdíl v tom, že přívod a odvod jsou naproti sobě, což v této aplikaci není. Vznikem víru by tedy k promíchání vody teplé a ochlazené docházet mohlo.

#### **4.4 Třetí provozní stav – reálné podmínky**

Třetí provozní stav je nejreálnější ze všech simulovaných stavů. Jedná se o stav, kdy je vypnut ohřev teplé vody a soustava otopných těles a podlahová otopná plocha je v provozu pouze na částečný výkon za plného výkonu kotle, resp. za jmenovitého průtoku vody kotlem.

##### **4.4.1 Okrajové podmínky**

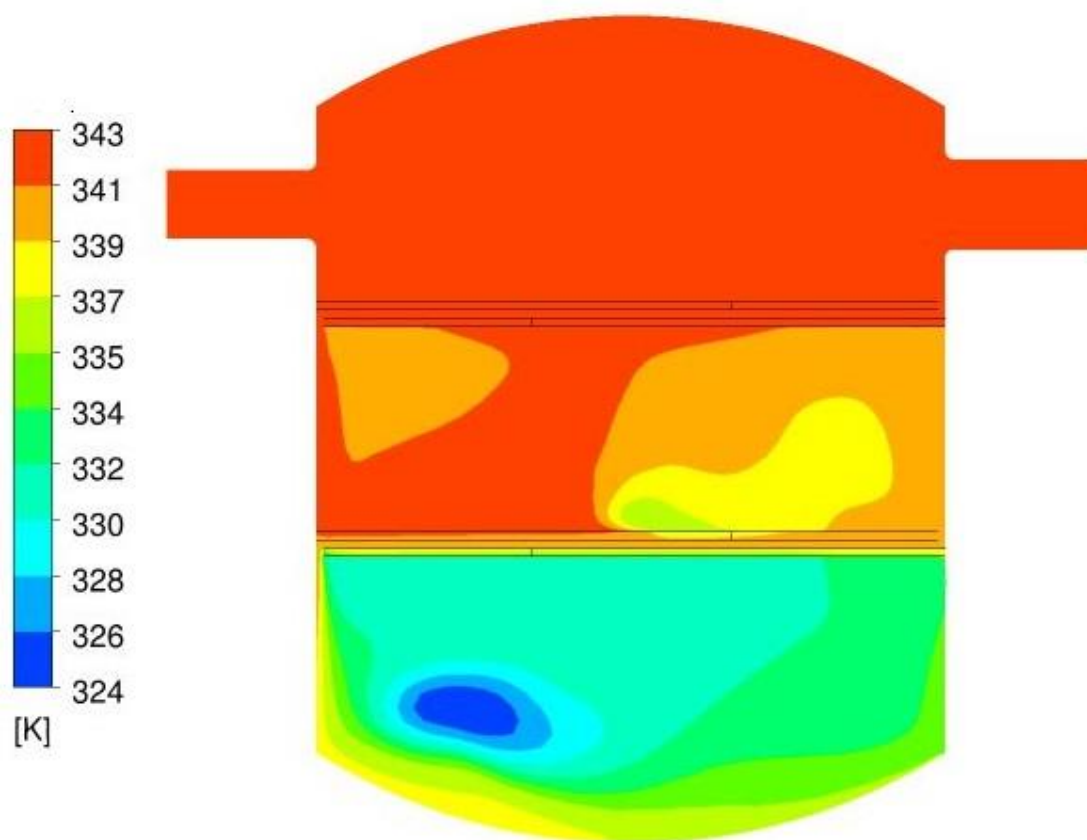
V horní vrstvě je opět přívod teplé vody z kotle o hmotnostním průtoku 1,91 kg/s a teplotě 70 °C. Odvod vody v této vrstvě je do soustavy otopných těles, hmotnostní průtok tohoto vývodu je 0,36 kg/s. Otopná soustava pracuje na 40 % jmenovitého výkonu. V prostřední vrstvě je přívod vody o teplotě 55 °C z otopné soustavy a odvod vody do podlahové otopné plochy o hmotnostním průtoku 0,5 kg/s. Podlahové vytápění pracuje na 50 % jmenovitého výkonu. V dolní vrstvě je pouze přívod z podlahové otopné plochy o teplotě 35 °C a výše uvedeném hmotnostním průtoku. Všechny hmotnostní průtoky byly nastavovány pomocí průměrů výtokových a vtokových hrdel a příslušné rychlosti, u které bylo měněno znaménko v závislosti na tom, zda se jedná o vtok do centrály, nebo výtok z hydraulické centrály. Pouze u jednoho výstupu nebyla nastavena rychlost, ale pouze pressure-outlet, aby nebyla úloha přeuročena.



Obr. 4.19 Zapojení úlohy č.3

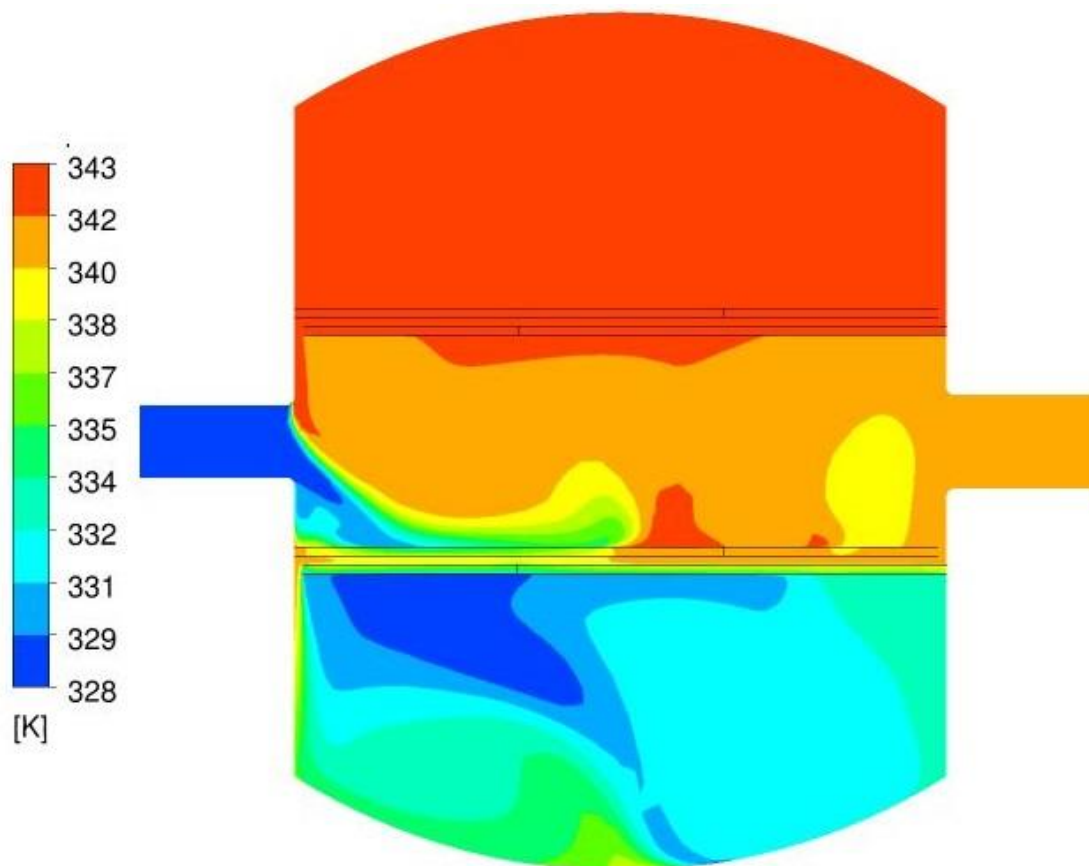
#### 4.4.2 Vyhodnocení třetího stavu

Z okrajových podmínek vidíme, že hmotnostní průtok kotlovým okruhem je více než dvakrát větší než hmotnostní průtok otopnou podlahovou plochou a soustavou otopných těles v součtu. Předpokládám tedy, že přebytečná voda z horní vrstvy bude protlačena přes průtočnou mezeru nejen do vrstvy prostřední, ale tím, že i v této vrstvě bude přebytek vody, bude voda z horního patra nádoby protlačena až do spodního patra. Což by negativně působilo jak na teplotu vody proudící do podlahového vytápění, tak na zpátečku kotlového okruhu, který by vlastně nasával část vody ze své přívodní větve, kterýžto jev je velmi nežádoucí. Vzhledem k poměrně velkému množství vody, které bude protlačeno jak přes horní průtočnou mezeru, tak přes spodní průtočnou mezeru, se dají očekávat vysoké rychlosti v těchto místech doprovázené velkými tlakovými ztrátami.



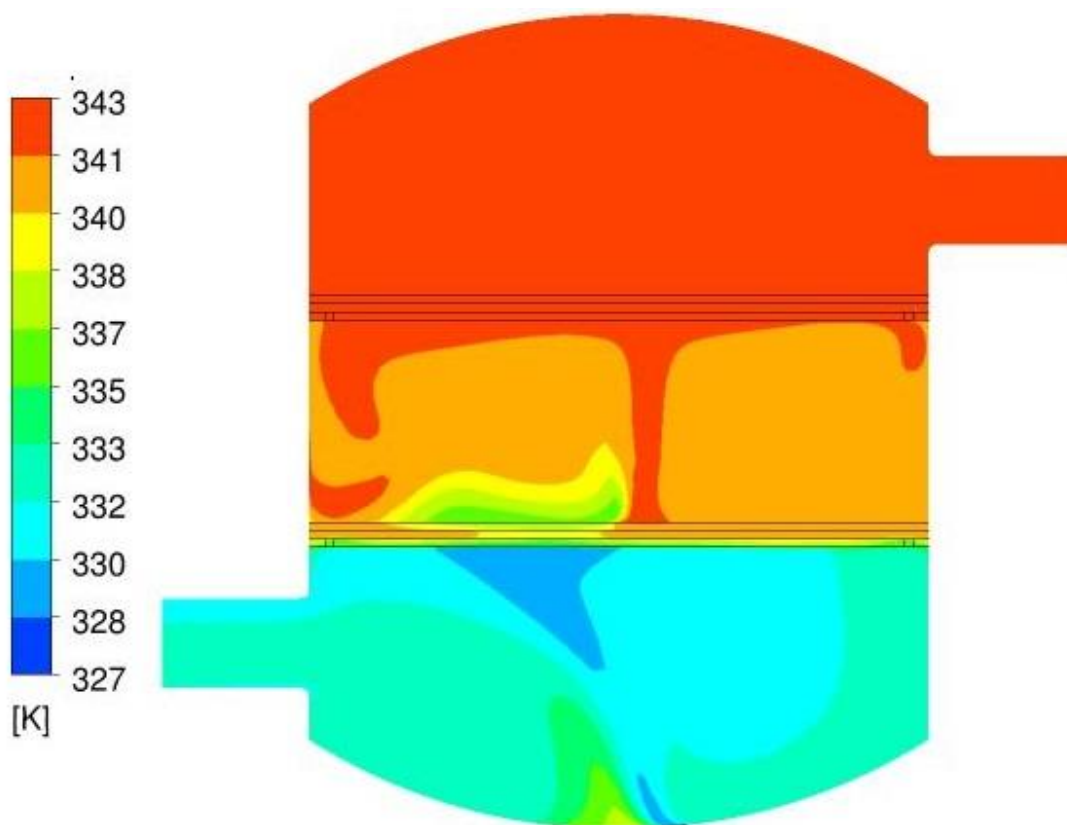
Obr. 4.20 Teplotní profil řez a)

Na obr. 4.20 je dobře vidět, že nedošlo k úplnému teplotnímu rozdělení – stratifikaci mezi prostřední a horní vrstvou, což je bezpochyby způsobeno velkým množstvím vody protékající z horní vrstvy průtočnou mezerou. Zde musím upozornit, že oranžovou a červenou barvu na obrázku dělí pouze 2 °C. Hmotnostní průtok o teplotě 70 °C, který protéká z horní vrstvy, je 1,55 kg/s, zatímco hmotnostní průtok vody z otopné soustavy vtékající do stejné vrstvy je pouze 0,36 kg/s. To znamená, že průtok šterbinou je skoro 5krát větší. Výsledkem je, že výsledná průměrná teplota vody v prostřední vrstvě je podstatně vyšší než 55 °C, které by byly vhodné pro podlahové vytápění. Směšovací uzel podlahového vytápění by měl problém s regulačním rozsahem a bylo by nutné do směšovacího uzlu doplnit pevný zkrat. Nejnižší teplota v této vrstvě dle obr. 4.20 je 62 °C, kterážto je i tak vyšší než projektovaná teplota na výstupu z hydraulické centrály. Ve spodní vrstvě pozorujeme přilnutí teplejšího proudu vody z průtočné mezery ke stěně nádoby. Nejnižší teplota zde dosahuje hodnot kolem 50 °C, která má blíže k projektované teplotě ve vrstvě prostřední. Průměrná teplota ve spodní vrstvě je však podstatně vyšší než 50 °C (pohybuje se kolem 60 °C).

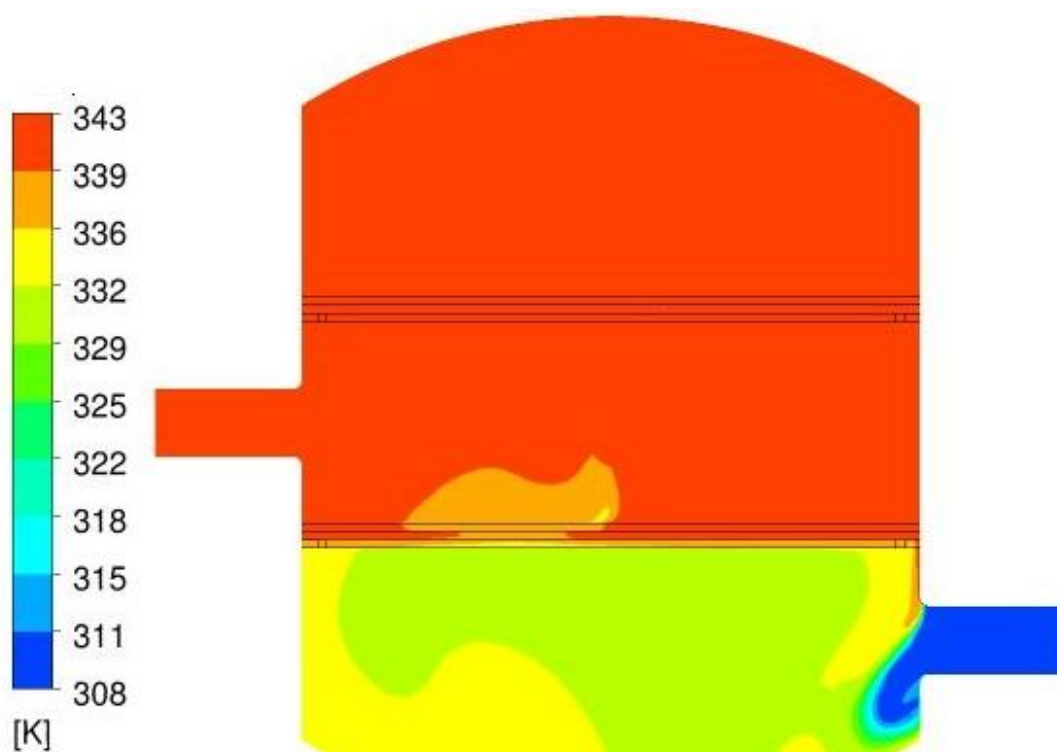


*Obr. 4.21 Teplotní profil řez b)*

Na obr. 4.21 se nám může jevit, že hydraulická centrála má v prostřední vrstvě zcela odlišné teplotní rozložení, než je vidět na předešlém obrázku. To je třeba vyvrátit, přestože v prostřední vrstvě převažuje oranžová barva, na rozdíl od obr. 4.20, kde v prostřední vrstvě měla převahu barva červená. Nutno si ale uvědomit, že oranžová barva na tomto obrázku reprezentuje teplotu 69 °C, což je teplota nižší o pouhý jeden stupeň od teploty v horní vrstvě. V prostřední vrstvě vidíme přívod ochlazené vody z otopné soustavy. Tento proud je okamžitě odkloněn dolů proudem teplejší vody proudící po stěně z průtočné mezery a velmi rychle oteplen. Děje se tak z důvodu několikanásobně většího hmotnostního průtoku štěrbinou než daným přívodem, ač se to tak nemusí dle obr. 4.21 jevit. Na tomto řezu, v dolní vrstvě, je nejnižší teplota vody 55 °C, která by v ideálním případě měla být v prostřední vrstvě, a průměrná teplota se pohybuje kolem 59 °C, což je teplota velmi vysoká pro kotlovou zpátečku.

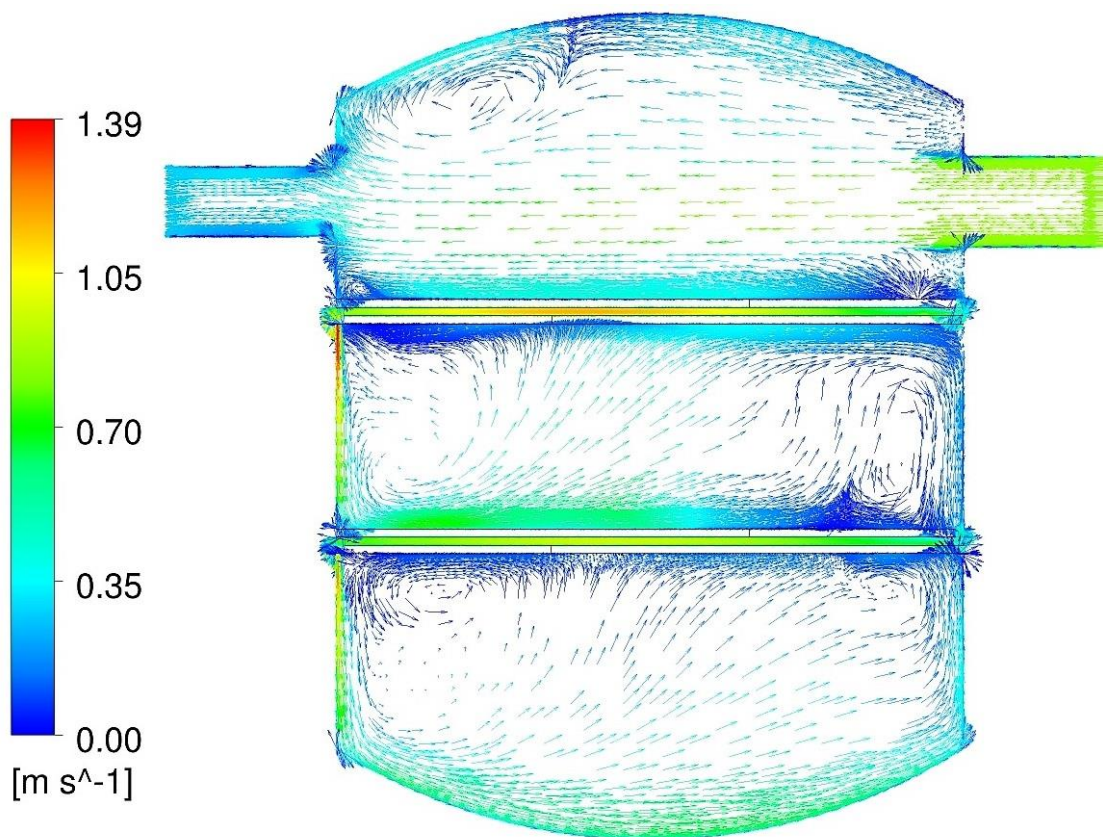


Obr. 4.22 Teplotní profil řez c)

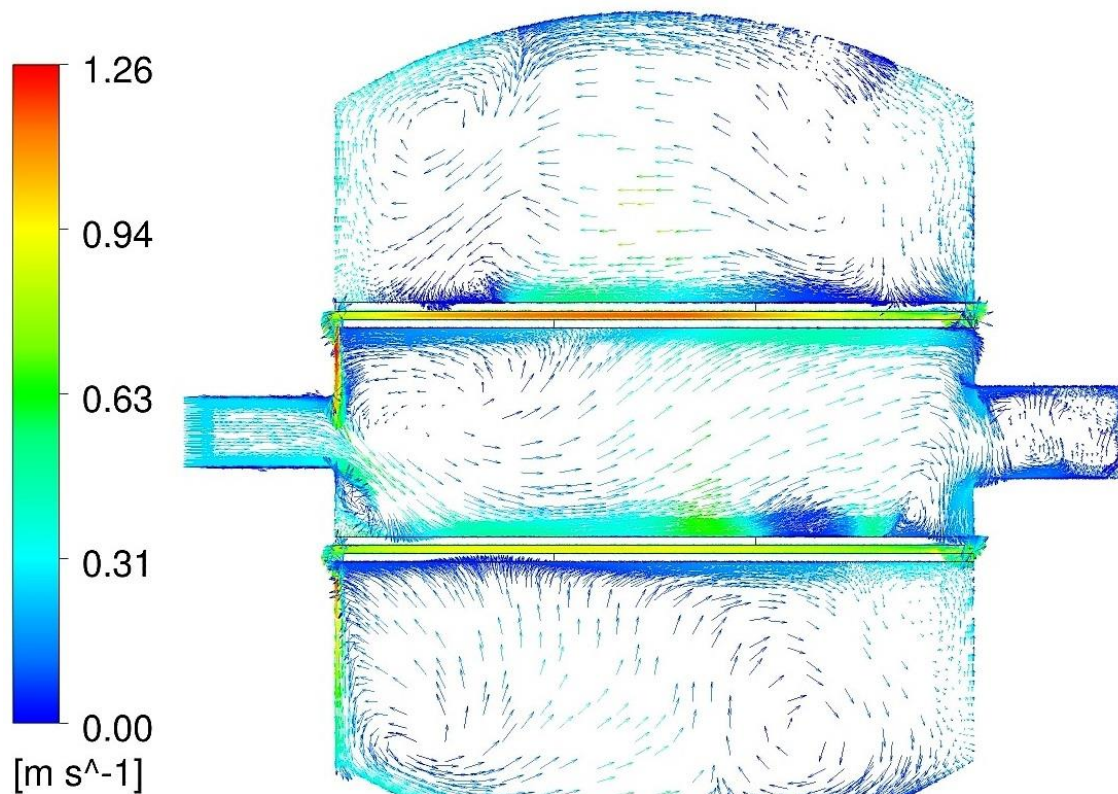


Obr. 4.23 Teplotní profil d)

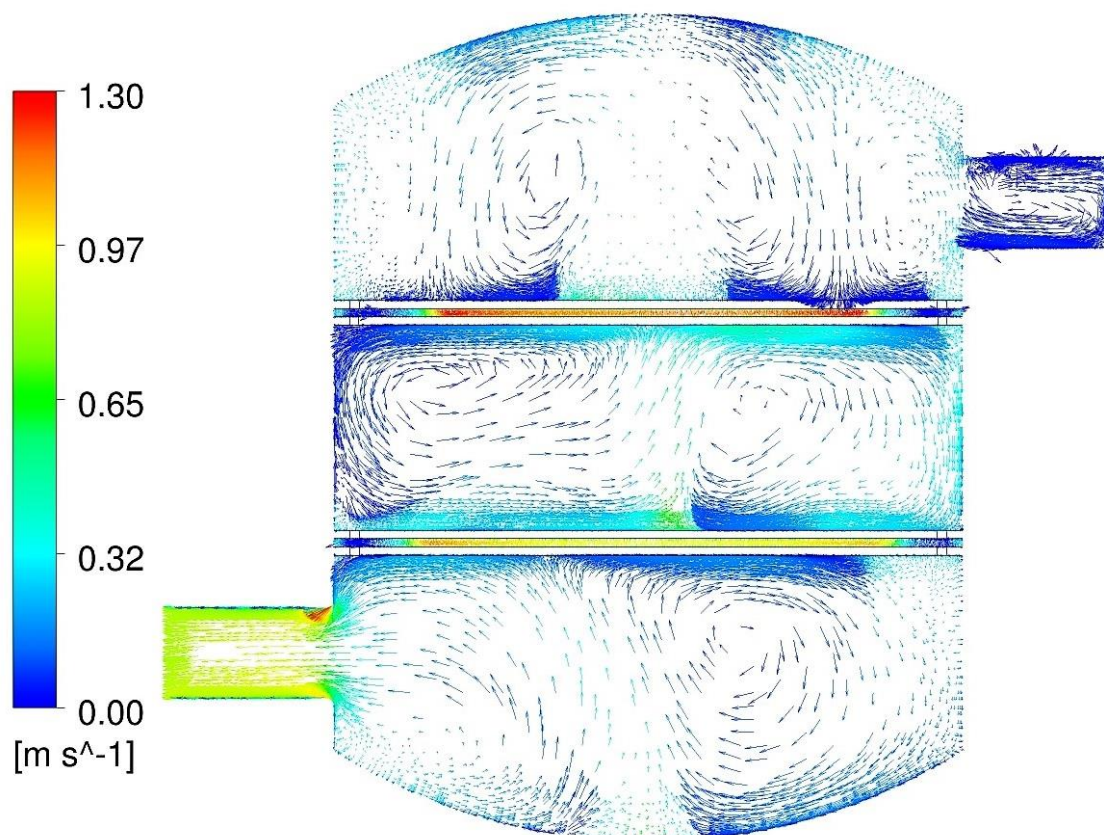
Na obr. 4.22 a 4.23 vidíme velmi podobné teplotní rozložení jako na dvou předešlých řezech. Obecně můžeme říct, že rozdíl mezi prostřední a horní vrstvou činí průměrně 3 °C, což je rozdíl poměrně malý a je ke zvážení, zda v tomto případě hraje příčka mezi vrstvami nějakou roli. Je možné, že by takovýto rozdíl teplot v těchto oblastech nastal i v případě, že by byla nádoba nepřepažená. Samozřejmě je to způsobené několikanásobným průtokem šterbinou oproti malému průtoku vody přívodem z otopné soustavy. Při snížení výkonu otopné soustavy na 40 % výkonu a teploty podlahové otopné plochy na 50 % výkonu, což je celkový pokles výkonu na sekundární straně na 45 % výkonu jmenovitého, je většina vody z kotle vedena nádobou do své zpátečky, stejně jak se to děje u termohydraulického rozdělovače. Určitý rozdíl by mohl být v teplotní diferenci jednotlivých vrstev, v tomto případě pouze vrstvy spodní a zbytku centrály.



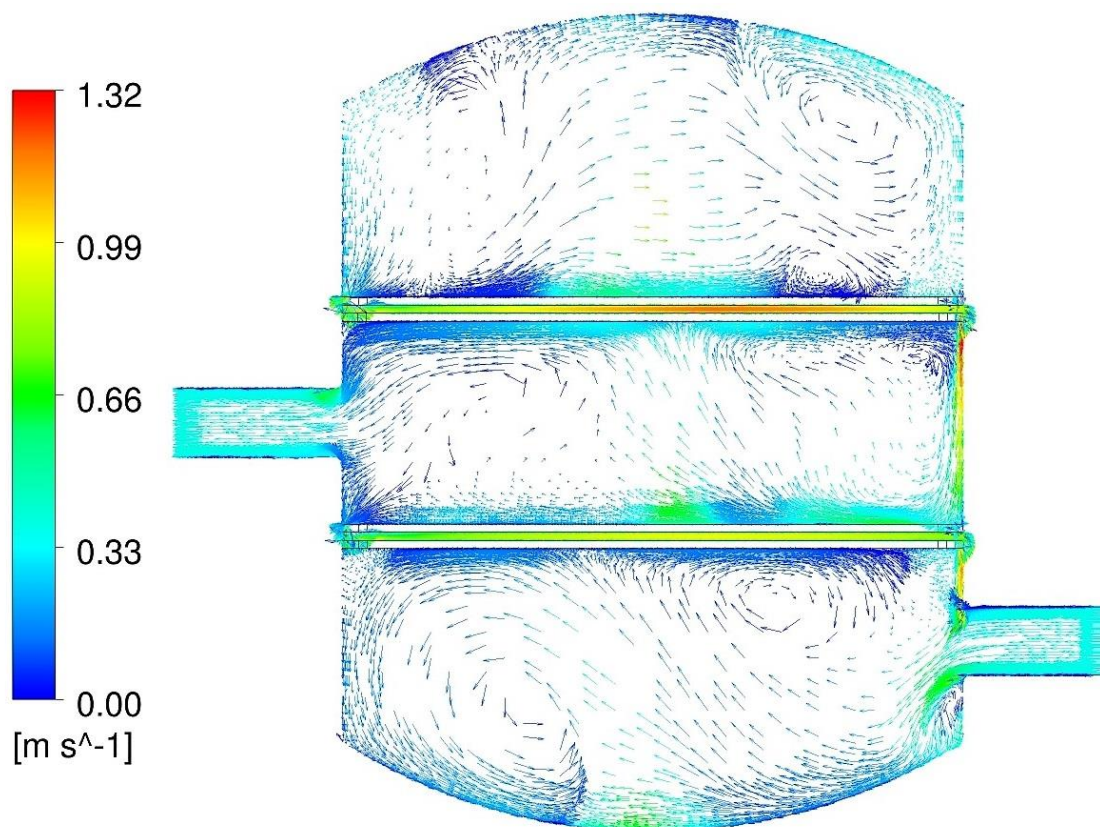
Obr. 4.24 Rychlostní profil řez a)



Obr. 4.25 Rychlostní profil řez b)



Obr. 4.26 Rychlostní profil řez c)



Obr. 4.27 Rychlostní profil řez d)

U této úlohy z obrázků vyjadřujících rychlostní profil v centrále vidíme nejvíce vířivé prostředí ze všech tří zkoumaných provozních stavů. Velmi vysoké rychlosti jsou v průtočných mezerách, zejména pak v mezeře horní, kde se ona rychlost dostává až na 1,39 m/s. Takto vysoká rychlost je způsobena velkým hmotnostním průtokem z horní vrstvy, který je protlačen úzkou mezerou mezi dělicími plechy. Jak víme z rovnice kontinuity pro nestlačitelné tekutiny, pro hmotnostní průtok platí, že je roven součinu hustoty, rychlosti a průřezu, a tedy při malém průřezu roste rychlost. Rostoucí rychlost má za následek velké tlakové ztráty centrály, což může v důsledku vést k obdobným projevům vzájemně se ovlivňujících spotřebitelských okruhů, jako by byly napojeny na tlakový rozdělovač. Tlakové ztráty třením rostou s dynamickým tlakem, který je funkcí druhé mocniny rychlosti. Dále pozorujeme poměrně vysoké rychlosti bezprostředně u stěn nádoby, kde místy dosahují až 0,7 m/s, což je rychlost poměrně vysoká.



#### 4.5 Zhodnocení správnosti výpočtů

Pro zhodnocení, zda proběhla simulace správně a zda lze považovat výsledky za reprezentativní, jsou jedním z rozhodujících parametrů hodnoty reziduí. Rezidua vyjadřují odchylky jednotlivých počítaných veličin od hodnot, které by splňovaly zákony zachování přesně. Není důležitá pouze hodnota reziduí jako taková, ale také jejich ustálení přes větší počet iterací. U všech tří provozních stavů vycházela nejhůře rezidua u kontinuity, naopak nejlépe vždy konvergovala energie. Jak vidíme z tabulek níže, nejlepší konvergence bylo dosaženo u stavu 1. Stalo se tak zřejmě z toho důvodu, že numerická síť byla vytvořena právě pro tento provozní stav a v průběhu nebyla již dále redesignována pro ostatní úlohy. Důležité však je, že pro všechny úlohy vyšla rezidua relativně nízká, a tedy pro vyhodnocení úlohy velmi uspokojivá.

Tab. 4.5 Rezidua stav 1,2,3

Rezidua	STAV 1	Rezidua	STAV 2	Rezidua	STAV 3
Continuity	$5,63 \cdot 10^{-6}$	Continuity	$6,99 \cdot 10^{-5}$	Continuity	$1,04 \cdot 10^{-3}$
x-velocity	$5,02 \cdot 10^{-8}$	x-velocity	$5,65 \cdot 10^{-6}$	x-velocity	$1,23 \cdot 10^{-4}$
y-velocity	$2,25 \cdot 10^{-8}$	y-velocity	$4,55 \cdot 10^{-6}$	y-velocity	$1,14 \cdot 10^{-4}$
z-velocity	$5,43 \cdot 10^{-8}$	z-velocity	$6,85 \cdot 10^{-6}$	z-velocity	$1,61 \cdot 10^{-4}$
energy	$2,07 \cdot 10^{-10}$	energy	$6,14 \cdot 10^{-9}$	energy	$1,04 \cdot 10^{-6}$
k	$6,80 \cdot 10^{-8}$	k	$4,74 \cdot 10^{-6}$	k	$1,77 \cdot 10^{-4}$
epsilon	$1,23 \cdot 10^{-6}$	epsilon	$3,40 \cdot 10^{-6}$	epsilon	$1,23 \cdot 10^{-5}$

Rezidua však nejsou jediným faktorem, který se sleduje v rámci určení kvality simulace. Dalšími důležitými parametry, které je třeba kontrolovat, jsou bilance hmotnostních toků a tepelných výkonů mezi vstupy a výstupy z centrály.

Tab. 4.6 Bilanční rozdíly

STAV 1	Hmotnostní průtok[kg/s]	Tepelný výkon[W]
Bilanční rozdíl	$-4,78 \cdot 10^{-6}$	-70,38

STAV 2	Hmotnostní průtok[kg/s]	Tepelný výkon[W]
Bilanční rozdíl	$-6,42 \cdot 10^{-4}$	-78,95

STAV 3	Hmotnostní průtok[kg/s]	Tepelný výkon[W]
Bilanční rozdíl	$-1,96 \cdot 10^{-4}$	-2,28

Bilanční rozdíly, jak pro hmotnostní průtoky, tak pro tepelné výkony, vycházejí velmi dobře. V případě hmotnostních průtoků se drží řádově na hodnotách  $10^{-4}$ , v první úloze dokonce  $10^{-6}$ . U bilance tepelných výkonů se nacházíme v hodnotách řádově desítek wattů, ve třetí úloze dokonce v rámci jednotek wattů.

Vzhledem k tomu, že rezidua se ustálila na poměrně nízkých hodnotách, a s ohledem na dosažené výsledky bilančních rozdílů můžeme konstatovat, že úlohy byly simulovány správně a jejich výsledky lze pokládat za reprezentativní.

## 5 Závěr

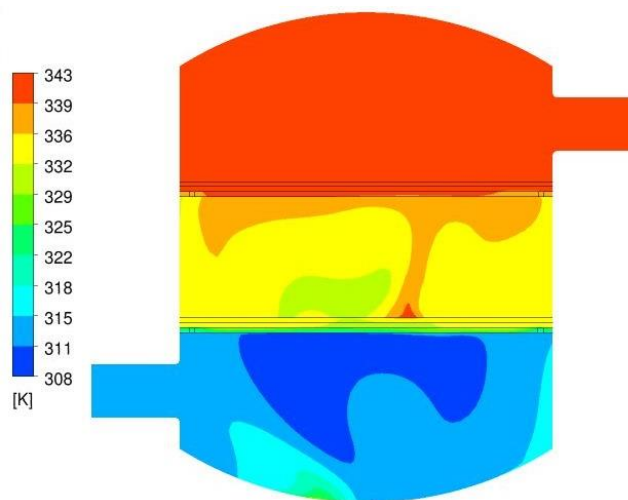
První část diplomové práce se zabývá různými možnostmi propojení zdroje tepla se spotřebitelskými okruhy. Další část je věnována CFD simulacím a jejich teoretickému podkladu. Rozebrány jsou zejména typy proudění a chování tekutiny v blízkosti stěn. Obsahem praktické části je studie, která popisuje chování hydraulické centrály zadané parametry na základě konzultace s vedoucím práce ve třech různých provozních stavech. Zaměřuje se na teplotní a rychlostní pole, tj. rozložení teplot a rychlostní profily, jejichž znalost je nezbytná pro zmapování hydraulického chování HC. První provozní stav byl stav odběru tepla za jmenovitých podmínek, jedná se tedy o maximální vytížení kotle s maximálním odběrem všech spotřebitelských okruhů vytápění. Druhým zkoumaným provozním stavem byl stav, kdy jsou odpojeny spotřebitelské okruhy pro vytápění a je naplno spuštěn okruh pro ohřev teplé vody. Třetím provozním stavem byl stav, kdy je vypnuta příprava teplé vody a spuštěno opět vytápění, ale pouze na částečný výkon reprezentující požadavky v rámci přechodného období, a to soustava otopných těles na 40 % svého jmenovitého výkonu a podlahové vytápění na 50 % jmenovitého výkonu. Ve všech třech provozních stavech byl výkon kotle – především však průtok kotlovým okruhem - neměnný, a to maximální.

Práce obsahovala následující části, které jsou popsány v předešlých kapitolách:

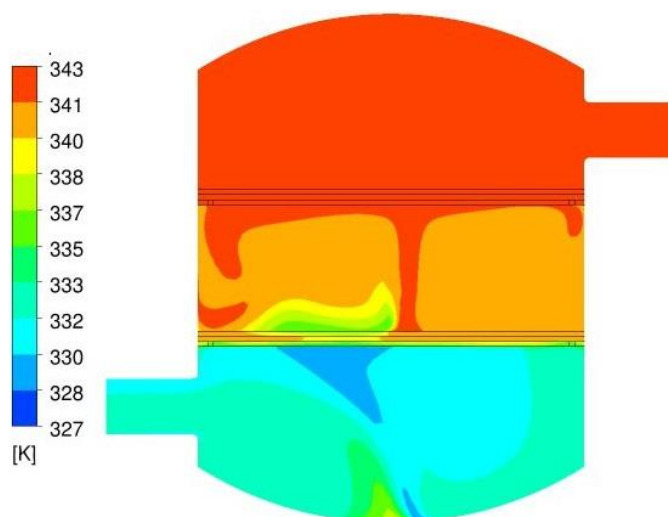
- Kritická literární rešerše propojení kotle a spotřebitelských okruhů
- Základní princip CFD simulací, rozdělení proudění, proudění u stěny
- Vytvoření 3D sítě v programu Fluent Meshing
- Nastavení a simulace všech tří výše popsaných provozních stavů
- Zhodnocení výsledků simulací

Hydraulická centrála je relativně novým typem zařízení, které propojuje primární a sekundární okruhy otopných soustav. Hlavní problém tohoto zařízení vidím v nemožnosti návrhu hydraulické centrály projektantem. Bylo poměrně obtížné HC navrhnout, protože jediná firma Zortström, která toho zařízení vyrábí, neposkytuje žádné informace o podrobnostech návrhu nebo alespoň o doporučené geometrii centrály. Centrálu jsem tedy navrhl ve spolupráci s vedoucím práce, kdy jsem vycházel z některých poskytnutých podkladů od výrobce, fotografií instalací a ze zkušeností vedoucího

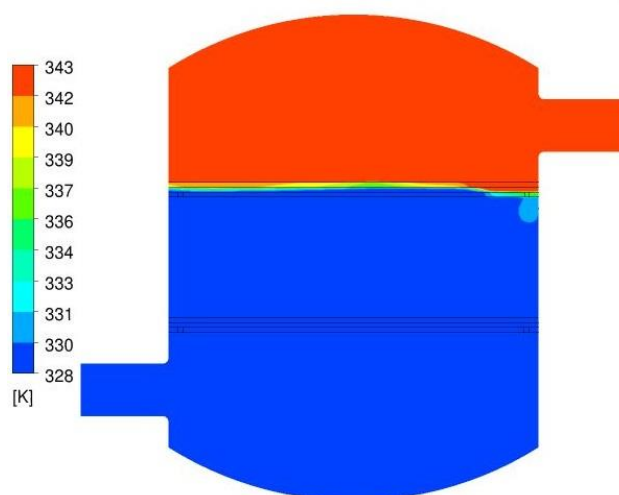
diplomové práce z oblasti vytápění. Jsem si tedy plně vědom možných odlišností ve svém návrhu centrály od reálných instalací, které již byly provedeny. Přesto si myslím, že výsledky simulací nabízejí velmi dobrý náhled na chování hydraulické centrály. Na základě výsledků simulací se dají stavět případné další návrhy centrály a optimalizace jejích částí. Centrála je vysoká 520 mm s průměrem 400 mm. Rozdělena je na 3 vrstvy, které jsou mezi sebou propojeny 5 mm úzkými štěrbinami tvořenými plnými plechy, kterými může protékat voda z jedné vrstvy do druhé. Víko i dno centrály je zaobleno. Napojený je na ní zdroj tepla, kterým je plynový kotel, dále pak ohřívač teplé vody, soustava otopných těles a okruh podlahového vytápění. Každá z vrstev plní současně roli rozdělovače i sběrače, vývody od jednotlivých zařízení jsou napojeny s ohledem na různé teplotní požadavky. Geometrický model jsem vytvořil v programu Solidworks, následně jsem hotový model upravil v programu SpaceClaim pro zjednodušení práce s modelem v následujících krocích. V programu Fluent meshing jsem vymodeloval a následně upravil síť tak, aby odpovídala požadavkům na kvalitu sítě dle doporučení Fluent User's Guide. V programu Fluent jsem následně nastavil podmínky a spustil simulaci.



*Obr. 5.1 Provozní stav 1*



Obr. 5.2 Provozní stav 2



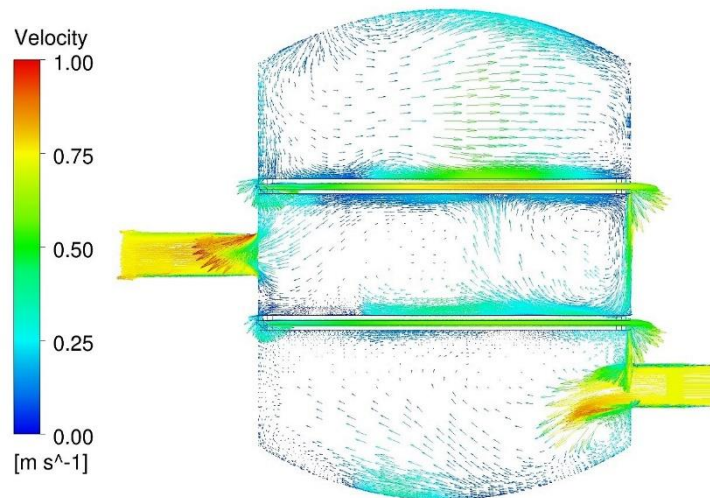
Obr. 5.3 Provozní stav 3

Obr. 5.1 zobrazuje hydraulickou centrálu za jmenovitých podmínek, kdy je v provozu kotel, otopná soustava a podlahové vytápění. Vidíme poměrně dobrou teplotní stratifikaci, která je místy narušena proudem vody, který protéká z horní vrstvy, a tím ohřívá vodu v chladnější vrstvě. Přívodní teplota do podlahového vytápění je i za jmenovitých podmínek o něco vyšší, než by bylo žádoucí, a bude ji tedy nutno ve větším množství smíchat s vodou ze zpátečky.

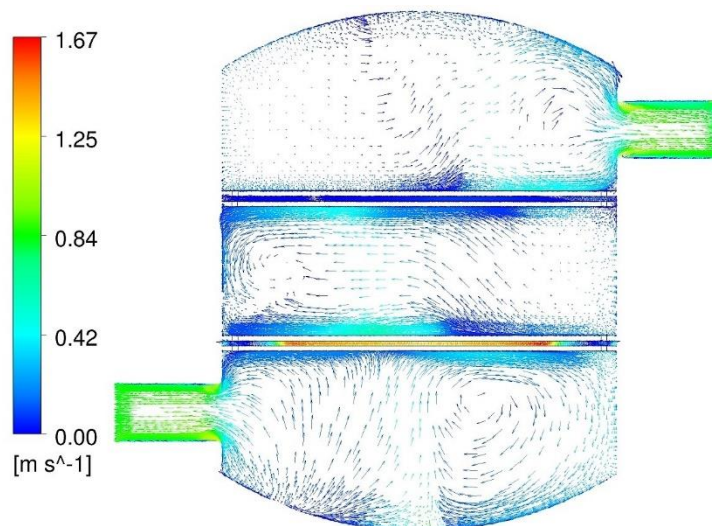
Teplota zpátečky kotlového okruhu byla navržena na hodnotu 35 °C. Ta byla výrazně překročena již za jmenovitých podmínek, což je u tepelných čerpadel nebo plynových kondenzačních kotlů nežádoucí vzhledem ke snižování jejich stupně využití.

Na obr. 5.2 vidíme provozní stav, při kterém byly vypnuty okruhy vytápění a byl zapnut ohřev teplé vody. Tím, že je objemový průtok kotlovým okruhem stejný jako objemový průtok okruhem pro ohřev teplé vody, je teplotní stratifikace velmi dobrá. Nedochozí k žádnému promíchávání teplé vody a zpátečky z ohříváče. Jednu z nevýhod tohoto řešení ovšem spatřuji ve velkých tlakových ztrátách, které vznikají při průtoku celého objemu vody z prostřední vrstvy do vrstvy dolní. Řešením, jak tomuto předejít, by bylo zapojení zpátečky ohřevu teplé vody až do spodní vrstvy. Tím by ovšem nebylo možné v případě potřeby využívat současně ohřev teplé vody a vytápění objektu, protože by zpátečka z okruhu ohřevu teplé vody zbytečně ohřívala zpátečku například z podlahového vytápění.

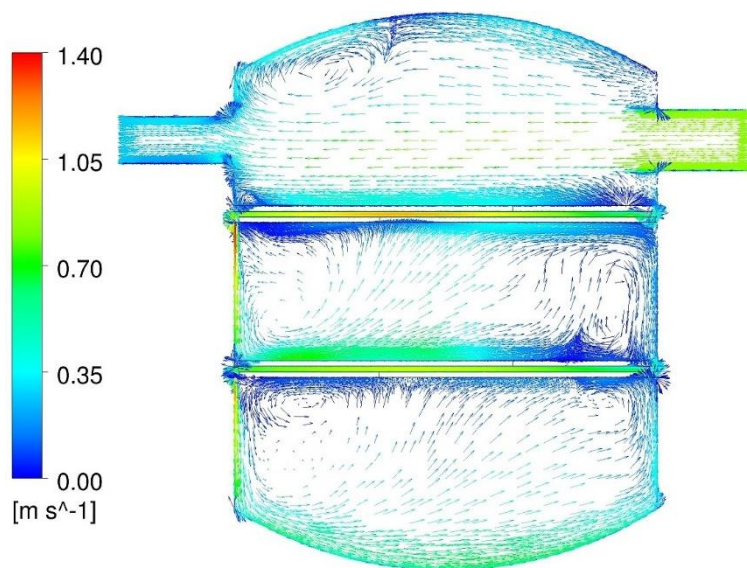
Obr. 5.3 ukazuje provozní stav, který je nejpravděpodobnější v reálném provozu. Ohřev teplé vody je vypnut a je zapnuto vytápění jak otopnou soustavou s otopnými tělesy, tak podlahovým vytápěním, ale pouze na částečné výkony. Konkrétně otopná soustava na 40 % jmenovitého výkonu a podlahové vytápění na 50 % jmenovitého výkonu. Vidíme, že hmotnostní průtok z kotlového okruhu, který není nijak regulován a je stále na své jmenovité hodnotě, výrazně převyšuje hmotnostní průtok okruhy spotřebitelskými a velmi výrazně teplotně ovlivňuje zbytek centrály. Tím, že je z velké části přepouštěn přes obě mezery, zvyšuje tlakové ztráty centrály. V porovnání s provozním stavem 1, kdy vytápění bylo v provozu za jmenovitých podmínek, se zhoršila jak situace s požadovanými teplotami, které ve třetím provozním stavu velmi výrazně vzrostly, tak tlakové ztráty v oblasti průtokových mezer, kde vlivem nárůstu množství vody, které mezerou protékalo, velmi výrazně vzrostla i rychlost a ruku v ruce s tím i tlakové ztráty v tomtéž místě.



*Obr. 5.4 Provozní stav 1 – rychlosti*



*Obr. 5.5 Provozní stav 2 - rychlosti*



*Obr. 5.6 Provozní stav 3 – rychlosti*

Dalším posuzovaným parametrem bylo rychlostní pole jednotlivých provozních stavů hydraulické centrály. Na obr. 5.4 je zobrazeno rychlostní pole prvního provozního stavu, rychlosti v jednotlivých vrstvách se pohybují kolem 0,3 m/s a v blízkosti stěn rychlost stoupá až k 0,5 m/s. Poměrně velké rychlosti jsou v průtokových mezerách, které dosahují až 0,8 m/s. To je problematické vzhledem k třecím ztrátám. Situace druhého provozního stavu je zobrazena na obr. 5.5. Situace okolo rychlostí je velmi podobná jako v prvním případě, opět v těle jednotlivých vrstev je rychlost proudění kolem 0,3 m/s, v blízkosti stěn až 0,5 m/s. Tím, že v tomto případě protéká štěrbinou větší objemový průtok, jsou i rychlosti, a tedy i třecí ztráty větší. Rychlost v průtokových štěrbinách se vyšplhala až na hodnotu 1,67 m/s. Rychlostní obraz třetího provozního stavu, který je vyobrazen na obr. 5.6, je velmi podobný rychlostnímu obrazu prvního provozního stavu, jen se zvýšily rychlosti v průtokových štěrbinách, které dosahují hodnot až 1,4 m/s.

Pro posouzení tlakových změn, resp. tlakového chování HC je rozhodující sledování rychlostního pole. Se změnou rychlosti se mění dynamický tlak, který je zde rozhodující veličinou ovlivňující celkový tlak, který působí na tlak ve spotřebitelských okruzích. Tlakové chování HC je tak posuzováno přeneseně, vizuálně perspektivnější cestou, přes rychlostní pole a jeho změny. Především důležité jsou náhlé změny rychlostí, které mohou vést až ke kavitacím a hlukovým projevům, jako je například vysoká rychlost



vody opouštějící štěrbinu mezi deskami do velikého průřezu a měnící se v zanedbatelnou hodnotu.

Z výsledků simulací je zřejmé, že je velký prostor na vylepšení návrhu hydraulické centrály v případném doktorském studiu. Samozřejmě by bylo vhodné použít regulaci kotle, resp. kotlového čerpadla (např. řízení  $\Delta p$ -c či lépe adaptivní), aby v případě jiných podmínek než jmenovitých zbytečně nepracoval kotel se jmenovitým průtokem, a tím současně nezhoršoval teplotní poměry a rychlostní poměry v centrále. Vstupní rychlosti do nádoby, tak jak je navrhuje výrobce, pokládám za příliš vysoké, jednou z možností optimalizace je tedy snížení přívodní rychlosti. Dále bych se zaměřil na rozměr štěrbin, kterými voda protéká z jedné vrstvy do druhé. Malý rozměr toho prostoru způsobuje vysoké rychlosti a velké tlakové ztráty. Další z možností by tedy bylo umístit přepážky dále od sebe, nebo využít jejich perforaci příslušným počtem otvorů. Umístění jednotlivých vývodů by bylo vhodné optimalizovat tak, aby byl vždy, pokud to jde, přívod a odvod naproti sobě. Určitě by bylo vhodné také změnit poměr objemových průtoků kotlového a sekundárních okruhů.

## Seznam použité literatury

- [1] HLA VATÝ, Egon a Mária KURČOVÁ. *Rozdělovače zberače so stupňovitým teplotným nárastom / poklesom s funkciou THR* [online]. [cit. 2020-05-07].
- [2] ZORTSTRÖM *technológia pre optimálne riešenie hydraulických okruhov v systémoch chladenia a kúrenia* [online]. In: . [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: <http://www.integra-sro.sk/docfiles/projecnepodklady/Zortstroem-Projektovanie1ver3.pdf>
- [3] BAŠTA, Jiří. *Tlakový rozdělovač a moderní čerpadla*. VVI. 2019, **2019**(3).
- [4] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. 1.vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02808-9.
- [5] BAŠTA, Jiří. *Napojení zdroje tepla přes termohydraulický rozdělovač nebo hydraulický věnec* [online]. [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/4399-napojeni-zdroje-tepla-pres-termohydraulicky-rozdelovac-nebo-hydraulicky-venec>
- [6] BARTÁK, Martin. *Počítačové simulace proudění (CFD) ve větrání a klimatizaci. Vytápění větrání instalace* [online]. 2002 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: [http://www.stpcr.cz/?download=articles/vvi-2002-01\\_s29.pdf](http://www.stpcr.cz/?download=articles/vvi-2002-01_s29.pdf)
- [7] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2008.
- [8] BARTÁK, Martin. *Úvod do přenosových jevů pro inteligentní budovy* [online]. In: . 2010 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12116/2161083/Bartak\\_Uvod\\_do\\_prenosovych\\_jevu\\_proIB.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12116/2161083/Bartak_Uvod_do_prenosovych_jevu_proIB.pdf)

- [9] BARTÁK, Martin. *Turbulentní mezní vrstva* [online]. In: . [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12116/2161083/Turbulentni\\_mezni\\_vrstva.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12116/2161083/Turbulentni_mezni_vrstva.pdf)
- [10] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence Modelování proudění - CFX* [online]. Ostrava: Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, 2010 [cit. 2020-06-27]. Dostupné z: [http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Blejchar-Turbulence\\_ESF\\_v4.pdf](http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Blejchar-Turbulence_ESF_v4.pdf)
- [11] ZELENSKÝ, Petr. *Optimum representation of heat sources in simulations of air flow in indoor environment*. Praha, 2018.. Disertační práce. ČVUT.
- [12] *Law of the wall* [online]. In: . [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Law\\_of\\_the\\_wall](https://www.cfd-online.com/Wiki/Law_of_the_wall)
- [13] *Fluent Theory Guide* [online]. In: . 2019 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v193/flu\\_th/flu\\_th.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v193/flu_th/flu_th.html)
- [14] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [15] KOZUBKOVÁ, Milada a Sylva DRÁBKOVÁ. *Numerické modelování proudění FLUENT I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0525-1.
- [16] *Fluent User's Guide* [online]. In: . 2019 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v193/flu\\_ug/flu\\_ug.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v193/flu_ug/flu_ug.html)
- [17] *Symscape Computational Fluid Dynamics Software for All* [online]. [cit. 2020-06-26].
- [18] BROŽA, Martin. *Simulace proudění v prvcích hydraulického okruhu*. Brno, 2015.. Bakalářská práce. VUT. Vedoucí práce Ing. Jiří Kozák.

