



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**KONDENZACE SPALIN V DOMÁCÍM KOTLI NA
DŘEVNÍ PELETY**

FLUE GAS CONDENSATION IN A DOMESTIC WOOD PELLET BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Denis Koreň

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Tomáš Juřena, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Bc. Denis Koreň**
Studijní program: Procesní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Tomáš Juřena, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kondenzace spalin v domácím kotli na dřevní pelety

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma souvisí s výzkumem snižování emisí a intenzifikace přestupu tepla s využitím kondenzace v typových domácích kotlech na tuhá paliva. Formou bilančních a simulačních (CFD) výpočtů bude analyzován přestup tepla a kondenzace spalin v závislosti na míře jejich zvlhčení v kotli na dřevní pelety.

Cíle diplomové práce:

- (1) Rešerše v oblasti domácích kondenzačních kotlů na tuhá paliva a využití zvlhčování spalin v těchto typových kotlech.
- (2) Popis kondenzačního kotle na dřevní pelety s vymezením oblasti řešení problému a cíle práce.
- (3) Stanovení teploty a složení spalin před výměňkovou částí pro zadané palivo a provozní podmínky kotle (zahrnující různou míru zvlhčení spalin).
- (4) Tvorba CFD modelu pro analýzu kondenzace ve výměňkové části.
- (5) Provedení a vyhodnocení CFD simulací s ohledem na přestup tepla a kondenzaci ve výměňkové části.
- (6) Zhodnocení přínosů a záporů využití zvlhčených spalin z pohledu tepelné účinnosti, redukce emisí, provozu a konstrukce kotle.

Seznam doporučené literatury:

RIFERT, Vladimír G. a Henry F. SMIRNOV. Condensation heat transfer enhancement. Southampton: WIT Press, 2004, 372 s., ISBN 1-85312-538-5.

CORNETTE, Jordi F. P., Thibault COPPIETERS, Hélène LEPAURNIER, Julien BLONDEAU a Svend BRAM. Particulate matter emission reduction in small- and medium-scale biomass boilers equipped with flue gas condensers: Field measurements, Biomass and Bioenergy, 2021, Vol. 148, 106056,

<https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2021.106056>.

CUI, Lin, Xiangda SONG, Yuzhong LI, Yang WANG, Yupeng FENG, Lifan YAN a Yong DONG. Synergistic capture of fine particles in wet flue gas through cooling and condensation, Applied Energy, 2018, Vol. 225, 656-667, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.084>.

CHE, Defu, Yaodong DA a Zhengning ZHUANG. Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases. Heat Mass Transfer, 2005, Vol. 41, 250–256, <https://doi.org/10.1007/s00231-004-0505-9>.

INCROPERA, Frank P. a David P. DEWITT. Fundamentals of heat and mass transfer. 4th ed. New York: Wiley, 1996. ISBN 978-0471304609.

ANSYS Inc. ANSYS Fluent Documentation, Release 2022 R2.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá analýzou kondenzácie spalín s možnosťou využitia zvlhčovania spalín v domácom kotle na drevené pelety. Rešerš je zameraná na zvlhčovanie spalín v kondenzačných kotloch na tuhé palivá a na kondenzáciu vodnej pary v prítomnosti nekondenzovateľných plynov. Ďalej je uvedený popis kotla na drevené pelety s bilančnými výpočtami teploty a zloženia spalín. Kondenzácia spalín vo výmenníkovej časti kotla je analyzovaná na vytvorenom CFD modeli v programe ANSYS Fluent. K validácii vytvoreného modelu sú využité experimentálne dáta z meraní. CFD simulácie sú vyhodnotené s ohľadom na prestup tepla a mieru kondenzácie spalín. Zohľadnený je vplyv turbulátorov a zvlhčenia spalín. V závere práce je zhodnotenú zvlhčovanie spalín v kotloch na tuhé palivá z pohľadu tepelnej účinnosti, redukcie emisií tuhých častíc v spalinách a konštrukcie kotla.

Kľúčové slová: kondenzačný kotol, drevené pelety, CFD, zvlhčovanie spalín, emisie tuhých častíc

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the analysis of flue gas condensation with the possibility of using flue gas humidification in a domestic wood pellet boiler. The review is focused on flue gas humidification in condensing solid fuel boilers and on water vapour condensation in the presence of non-condensable gases. A description of the wood pellet boiler with balance calculations of flue gas temperature and composition is given. The flue gas condensation in the boiler heat exchanger section is analysed on a CFD model developed in ANSYS Fluent. Experimental measurement data are used to validate the developed model. The CFD simulations are evaluated with respect to heat transfer and flue gas condensation rate. The effect of turbulators and flue gas humidification is taken into account. The thesis concludes with an evaluation of flue gas humidification in solid fuel boilers in terms of thermal efficiency, reduction of particulate emissions in the flue gas and boiler design.

Key words: condensing boiler, wood pellet, CFD, flue gas humidification, particulate emissions

KOREŇ, Denis. *Kondenzace spalin v domácím kotli na dřevní pelety* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148610>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Tomáš Juřena.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Vyhlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne po vedení Ing. Tomáše Juřeny, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname na konci práce.

V Brne, dňa

.....
Denis Koreň

POĎAKOVANIE

Touto formou by som chcel poďakovať svojmu vedúcemu práce Ing. Tomášovi Juřenovi, Ph.D. za odborné vedenie pri tvorbe diplomovej práce, za čas a ochotu pri konzultáciách a hľadání riešení problémov v celom priebehu práce.

Moje poďakovanie patrí tiež Ing. Davidovi Jechovi Ph.D., ktorý bol ústretový a poskytol mi mnohé cenné poznatky o priebehu a výsledkoch experimentálnych meraní.

V neposlednom rade patrí veľká vďaka mojej rodine a najbližším, ktorí mi počas celého štúdia na vysokej škole preukázali veľkú podporu a aj vďaka nim som to celý čas úspešne zvládal.

OBSAH

Úvod	11
1 Teoretická časť	13
1.1 Kondenzačné kotle	13
1.2 Automatický kotol EkoScroll Alfa PELLET	14
1.2.1 Dáta z experimentálnych meraní	17
1.3 Palivo	18
1.4 Prenos tepla	20
1.4.1 Kondukcia	20
1.4.2 Konvekcia	20
1.4.3 Radiácia	20
1.5 Kondenzácia	21
1.5.1 Kondenzácia vodnej pary v prítomnosti nekondenzovateľných plynov	22
1.5.2 Zvlhčovanie spalín nástrekom vody	23
1.5.3 Čistenie spalín zachytávaním emisií v kondenzáte	24
1.6 CFD modelovanie	25
1.6.1 Viacfázové prúdenie	25
1.6.2 Modelovanie kondenzácie v programe Ansys Fluent	26
1.6.3 Modelovanie radiácie v programe ANSYS Fluent	28
2 Výpočtová časť	29
2.1 Spalovací vzduch	29
2.2 Spotreba kyslíku, zloženie a množstvo spalín	30
2.2.1 Rosný bod spalín	31
2.3 Tepelná bilancia spaľovania v kotle	31
2.4 Výpočet súčiniteľov prestupu tepla	32
2.5 Zvlhčenie spalín nástrekom vody	35
3 CFD Simulácie kotla	37
3.1 Model geometrie kotla	37
3.2 Výpočtová sieť	40
3.3 Numerické výpočtové modely	42
3.3.1 Turbulentný model	42
3.3.2 Model radiácie	43
3.3.3 Model prenosu plynných zložiek	43
3.4 Materiály	44
3.5 Objemové zóny	47
3.6 Okrajové podmienky	47

3.6.1	Outlet.....	47
3.6.2	Symetria	47
3.6.3	Steny.....	48
3.7	Jednofázové simulácie prúdenia v kotle.....	50
3.7.1	Posúdenie vplyvu súčiniteľu prestupu tepla na výstupnú teplotu spalín	51
3.7.2	Jednofázový model kotla bez turbulátorov	55
3.7.3	Jednofázový model kotla s turbulátormi.....	56
3.8	Dvojfázové simulácie v kotle	59
3.8.1	Viacfázový model Eulerian.....	60
3.8.2	Analýza podmienok kondenzácie spalín v modeli.....	61
3.8.3	Vplyv zvýšenia obsahu vodnej pary v spalinách na podmienky kondenzácie ..	62
3.9	Zhodnotenie využitia zvlhčenia spalín v kotle	64
	Záver	67
	Zoznam použitej literatúry	69
	Zoznam obrázkov.....	73
	Zoznam tabuliek.....	74
	Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	75
	Zoznam príloh	77

ÚVOD

V súčasnej dobe prevláda v Európskej únii (EÚ) trend znižovania emisií skleníkových plynov v snahe spomaliť ďalšie otepľovanie planéty a znížiť znečistenie ovzdušia. Zákony a vyhlášky stanovujúce emisné limity sa postupne rozširujú do všetkých oblastí priemyslu, ale aj do súkromnej sféry. Takýmito limitmi je obmedzené aj použitie domácich kotlov na vykurovanie bytov a domov. Práve menšie lokálne zdroje tepla patria k najväčším znečisťovateľom ovzdušia, hlavne z pohľadu tuhých znečisťujúcich látok a na nich naviazanom benzopyréne, pričom podľa Ministerstva životného prostredia ČR je podiel domácností na tvorbe emisií prachových častíc PM_{2,5} 78% a u emisií benzopyrénu je to až 98% [1]. V závislosti na veľkosti kotla (výkone) a type paliva je zostavené delenie kotlov do piatich emisných tried, pričom pre každú triedu sú stanovené presné emisné limity, ktoré nesmú byť prekročené, aby mohol daný kotol získať certifikát o zaradení do príslušnej emisnej triedy. V súčasnosti sa emisné limity stále sprísňujú, výrobcovia sú preto nútení prichádzať s novými inovatívnymi riešeniami ako docieľiť zvýšenie účinnosti kotla a zároveň neprekročiť emisné limity spalín merané na výstupe z komína.

Jedným z riešení je použitie kondenzačného kotla, ktorý je považovaný za najlepšiu dostupnú technológiu, s len malým priestorom na ďalšie zvyšovanie účinnosti [2]. Výmenník takéhoto kotla je navrhnutý a konštruovaný tak, aby boli spaliny ochladené pod rosný bod vodnej pary v nich obsiahnutej, čím dôjde ku kondenzácii vodnej pary a uvoľneniu skupenského tepla vyparovania. Účinnosť takéhoto kotla sa dosiahnutím kondenzácie môže zvýšiť o 10-15 % [3]. Ďalšou potenciálnou výhodou je zachytávanie tuhých znečisťujúcich látok v kondenzáte, čím dochádza k zníženiu ich koncentrácie a čisteniu spalín. Kondenzačné kotle sú dlhodobo využívané pri spaľovaní zemného plynu, no postupne sa začínajú objavovať aj kondenzačné kotle na biomasu. Na pôde VUT v Brne prebehlo niekoľko meraní na kotle Ekoscroll Alfa, ktorý spaľuje drevené pelety. V snahe zvýšiť jeho účinnosť je zámer použiť kondenzáciu spalín. Cieľom tejto práce je preto prostredníctvom výpočtových simulácií dynamiky tekutín (CFD) v programe ANSYS Fluent skúmať a zhodnotiť možnosti využitia kondenzácie pri spaľovaní drevených peliet v tomto kotle, pričom pri tvorbe modelu kotla sa bude práca opierať práve o experimentálne dáta získané počas meraní.

Výrobcovia peletových kondenzačných kotlov, spoločnosti Herz [4] a ETA [5], odporúčajú použitie kondenzačných kotlov v novostavbách alebo zrekonštruovaných domoch, s dobrými tepelno-izolačnými vlastnosťami obálky budovy a nízkou energetickou náročnosťou, kde na vykurovanie vnútorných priestorov nie sú potrebné vysoké teploty vykurovacej vody. Bežne teplota vykurovacej vody dosahuje 70-80 °C, pričom sa do kotla vracia s teplotou minimálne 50 °C. Pri takýchto teplotách však vodná para nemá vysoký potenciál pre kondenzáciu, preto sa u kondenzačných kotlov uvažuje s nižšou teplotou vratnej vody, ktorá na vstupe do kotla zabezpečí väčší teplotný spád, čím sa zvýši účinnosť kondenzácie [6]. Táto práca sa zaoberá analýzou kondenzácie v teplotnom režime vody 45 °C/30 °C. Pretože spaľovanie drevených peliet produkuje relatívne suché spaliny, práca ďalej zisťuje vplyv zvlhčenia spalín nástrekom vody na podmienky kondenzácie.

V úvodnej časti sú stručne predstavené kondenzačné kotle a drevené pelety ako palivo v týchto kotloch. Uvedené sú dva príklady kondenzačných peletových kotlov. Nasledujú teoretické časti venované kondenzácii, čisteniu spalín s využitím kondenzácie, prenosu tepla a popisu výpočtového modelovania viacfázových modelov s využitím CFD.

V ďalšej časti sa práca venuje stechiometrickým výpočtom spaľovania, zloženia a množstva produkovaných spalín, rosného bodu, či súčiniteľov prestupu tepla na strane vody. Výstupy z tejto časti sa ďalej využijú ako okrajové podmienky pre samotné simulácie kotla v programe ANSYS Fluent.

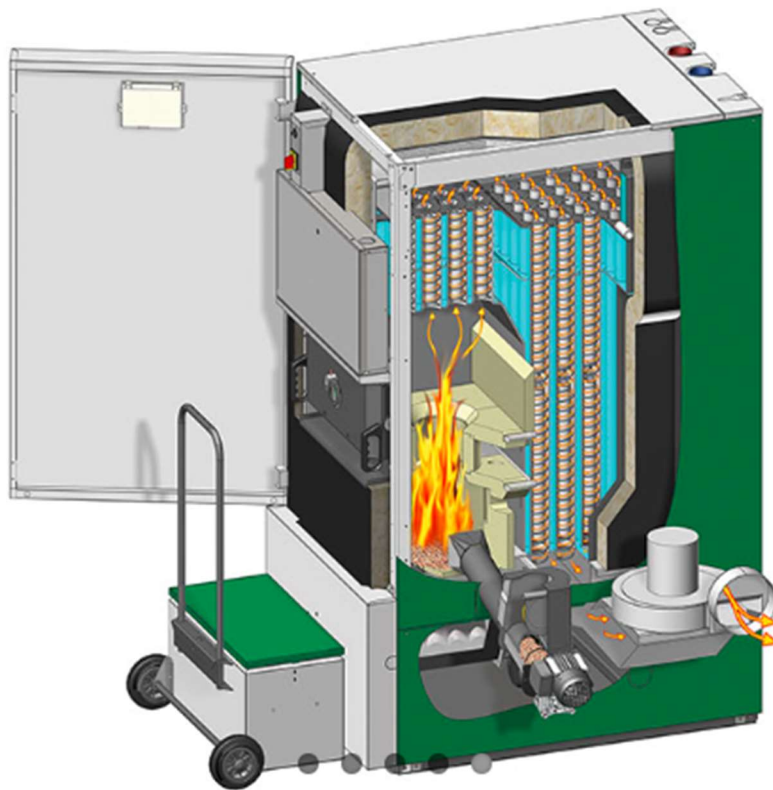
Posledná časť práce popisuje tvorbu výpočtového modelu a siete kotla, jednofázové simulácie použité pri nastavení výpočtu tak, aby podmienky v kotle odpovedali nameraným dátam a nakoniec je uvedený popis viacfázového prúdenia spojeného s kondenzáciou spalín.

1 TEORETICKÁ ČASŤ

1.1 Kondenzačné kotle

Kotol je zariadenie spaľujúce istý druh paliva, pričom sa uvoľňuje tepelná energia uložená v palive. Vznikajú spaliny s vysokou teplotou, ktoré vo výmenníkovej časti ohrievajú vodu, čím sa sami ochladia a cez komín sa vypúšťajú do ovzdušia. Ohriata voda sa ďalej využíva na rôzne účely, napr. u malých domácich kotlov s nižšími výkonmi sa využíva na vykurovanie budov. Teploty spalín na výstupe z komína sa však v bežných prípadoch pohybujú od 120°C do 200°C, čo znamená, že spaliny so sebou nesú ešte určitú tepelnú energiu, ktorá sa v kotle nevyužila a zmarní sa v okolí [7]. Pri spaľovaní určitých palív, najmä uhlia, vznikajú spaliny obsahujúce chlór, fluór či síru, ktoré pri kondenzácii tvoria s vodou slabé kyseliny, napríklad kyselinu chlorovodíkovú, fluorovodíkovú či sírovú, a tieto kyseliny korozívne napádajú steny kotla, čím znižujú jeho životnosť. To je dôvodom prečo sa výrobcovia kotlov dlho vyhýbali využitiu potenciálu latentného tepla uvoľneného pri kondenzácii vodnej pary v spalinách. V súčasnosti sa už ale kondenzácia bežne využíva u zemného plynu, ktorý produkuje veľmi čisté spaliny, bez kyselín. Kondenzačný kotol teda na rozdiel od bežného kotla ochladzuje spaliny na nižšiu teplotu a tým zvyšuje svoju účinnosť. Vodná para ako súčasť spalín v sebe uchováva tepelnú energiu vo forme latentného tepla. Táto energia môže byť uvoľnená v prípade, že vodná para skondenzuje do kvapalnej podoby. V závislosti na zložení spalín a ich vlhkosti sa mení rosný bod, pri ktorom dochádza ku kondenzácii vodnej pary, preto je práve vlhkosť spalín dôležitým parametrom u kondenzačných kotlov. Prvkom, ktorý výrazne zvyšuje rosný bod spalín je síra. Nevýhodou kondenzačných kotlov je nutnosť použitia drahších koróziostojných materiálov a napojenie na odpadné vody kvôli odvodu kondenzátu.

Súčasný trend v oblasti vykurovania, hlavne na lokálnej úrovni, je prechod k ekologicky priaznivejším palivám, či už zemnému plynu alebo k biomase. V snahe o neustále znižovanie emisií a spotreby paliva, sa výrobcovia kotlov pokúšajú dosiahnuť čo najvyššiu účinnosť, a to napríklad využitím kondenzačných kotlov aj u iných palív, nie len u zemného plynu. Okrem zvýšenia účinnosti sú kondenzačné kotle schopné zachytávať v kondenzáte tuhé znečisťujúce častice spalín, čím znižujú ich podiel v spalinách na výstupe z komína. Kondenzačné kotle na drevené pelety už ponúka niekoľko výrobcov. Ako príklad je možné uviesť rakúsku firmu Herz, ktorá vyrába kondenzačný kotol Herz Pelletstar Condensation (Obr. 1-1) [4]. Palivom sú drevené pelety triedy A1, ktorých množstvo sa odvíja od výkonu kotla. Celé teleso kotlu je vyrobené z nerezovej oceli. Spaliny sú zo spaľovacej komory odvádzané zväzkom trubiek, ktorých vonkajší povrch je chladený vodou. Vo vnútri trubiek sú integrované špirálové turbulizátory zvyšujúce prestup tepla medzi spalinami a stenou. Ďalšou funkciou turbulizátorov je automatické čistenie stien trubiek. Ich špirálový tvar formuje prúdenie, ktoré svojím pohybom odstraňuje vzniknuté nánosy na stenách. V prípade, že je táto forma čistenia nepostačujúca, steny trubiek sú následne oplachované vodou. Kotol je navrhnutý pre dva režimy ohrievania vody: 80 °C/60 °C a 50 °C/30 °C. V režime 80 °C/60 °C je voda do kotlu privádzaná pri 60 °C a ohrieva sa na výstupnú teplotu 80°C. Obdobne pre druhý režim. Hmotnostný tok spalín pri nominálnom výkone kotla 22 kW v režime 50 °C/30 °C je 39,5 kg/h. Spaliny obsahujú 13,88 obj.% CO₂. Teplota spalín na výstupe z kotla je 31,5 °C. Výrobca pre tento režim uvádza maximálnu účinnosť 106 % vzhľadom k výhrevnosti paliva.



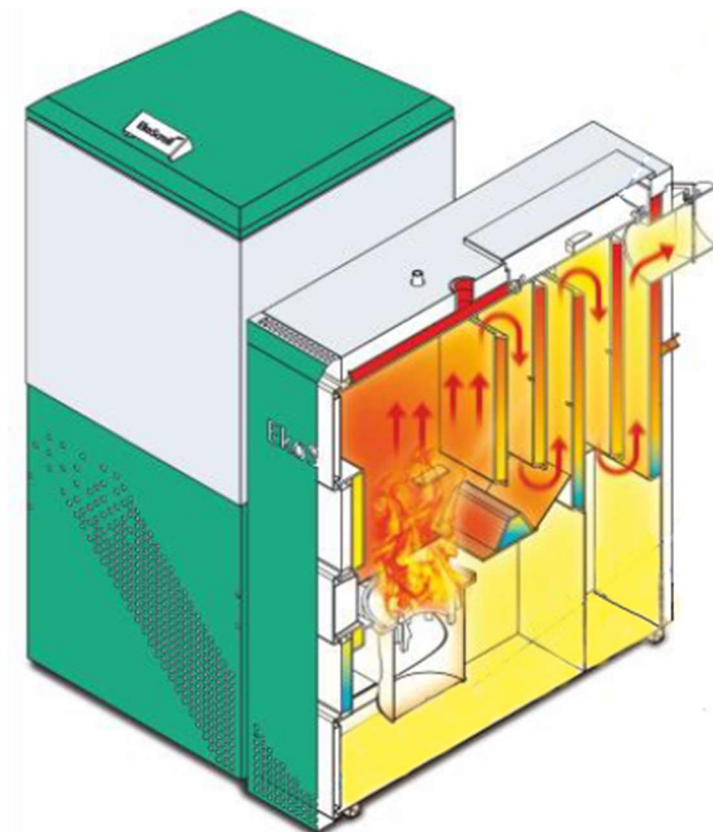
Obr. 1-1 Peletový kondenzačný kotol Herz Pelletstat condensation, prevzaté z [4]

Ďalším príkladom je peletový kondenzačný kotol ETA ePE BW [5]. Konštrukcia je opäť tvorená z nerezového materiálu. Pomocou odťahového ventilátoru je v kotle udržiavaný podtlak a reguláciou otáčok je určené množstvo vzduchu pre spaľovanie. Okrem toho sa odťahový ventilátor využíva aj k oddeleniu neskondenzovaných spalín od zachyteného kondenzátu. Kondenzát je z kotla odvádzaný cez sifónový vývod. Čistenie spalín od prachových častíc primárne zariaďuje kondenzačný výmenník, no pre zvýšenie účinnosti čistenia je v spalínovode inštalovaný aj elektrostatický odlučovač. Častice prachu sú nabité elektródou a následne sú od spalín oddelené na vnútornej strane odlučovača. Oba spomenuté kotle splňujú podmienky pre zaradenie do emisnej triedy 5 podľa normy EN 303-5.

1.2 Automatický kotol EkoScroll Alfa PELLET

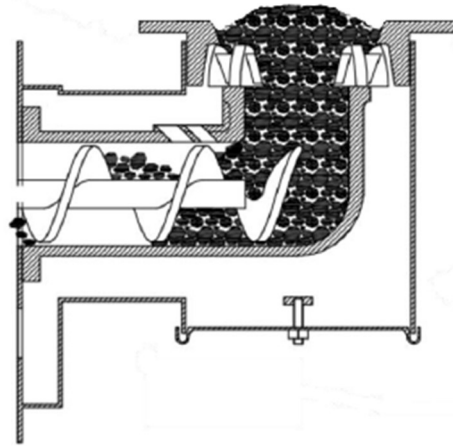
Automatický kotol na drevené pelety EkoScroll Alfa PELLET (Obr. 1-2) ponúka širokú radu nominálnych výkonov, od 19 kW až po 76 kW. Je určený predovšetkým pre vykurovanie obytných priestorov. Pre účely tejto práce bol zvolený kotol s tepelným výkonom 19 kW, ku ktorému boli dostupné dáta z meraní spaľovania uskutočnených na VUT v Brne. Uvedený typ kotla sa vyznačuje vysokou účinnosťou, dosahujúcou až 93,1 % [8]. To je dosiahnuté viac ťahovou konštrukciou výmenníku spalín. Súčasťou kotla je zásobník na drevené pelety, ktorý umožňuje automatické dávkovanie paliva pomocou riadiacej jednotky. Pelety sú dávkované cez šnekový dopravník do retortového horáku, kde postupne prehorievajú a uvoľňujú tepelnú energiu do výmenníku spalín. Teleso kotla je zvárané z kotlového plechu P265GH o hrúbke 6 mm a jeho konštrukcia so 4 priečnymi výmenníkmi zaručuje dlhú životnosť, vysokú účinnosť a minimálne nároky na čistenie [8]. Použitá oceľ patrí medzi bežne používané materiály pre výrobu kotlov a tlakových nádob, pričom je schopná odolávať teplotám až 950 °C.

Na Obr. 1-2 je zobrazený rez kotlom a je na ňom možné vidieť tvar výmenníku tvoreného radiačnou komorou a štyrmi ťahmi, ktorá je celá obložená žiaruvzdorným materiálom (na Obr. 1-2 toto obloženie nie je znázornené, bližší popis bude uvedený nižšie). V radiačnej komore dochádza k dohoreniu spalín. Teplo je vyžarované do žiaruvzdorného materiálu, ktorý časť tepla pohltí a časť sa odrazí späť. Spaliny sú následne vedené cez jednotlivé ťahy výmenníku, kde sú ochladzované vodou, ktorá prúdi po všetkých stranách kotla a spomínanými 4 priečnymi výmenníkmi, umiestnenými naprieč kotlom. Šírka prietokového kanálu priečných výmenníkov je 45 mm a vzájomne sú výmenníky od seba vzdialené o 73 mm. Celkový objem vody v kotle pre výkon 19 kW je 81 litrov.



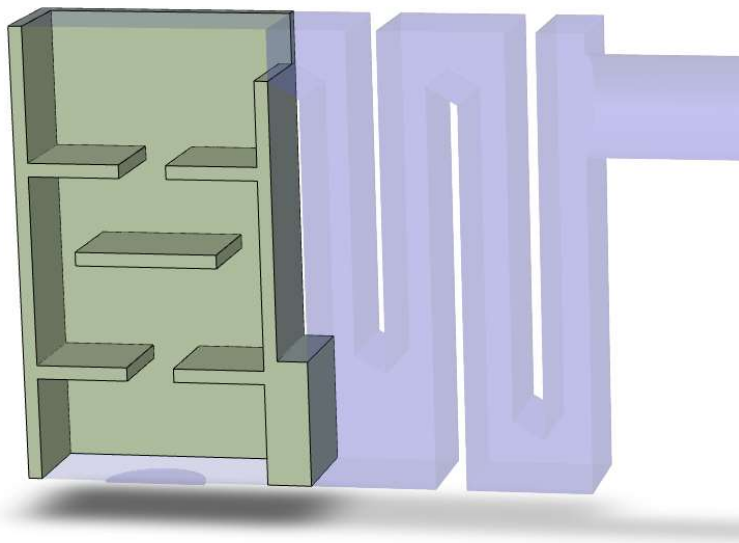
Obr. 1-2 Rez automatickým kotlom EkoScroll Alfa PELLET, prevzaté z [8], upravené

Na nasledujúcom obrázku (Obr. 1-3) je zobrazená schéma retortového horáku na drevené pelety. Tento typ horáku sa využíva pri automatických kotloch k dávkovaniu paliva v partikulárnom tvare. V horizontálnej časti je palivo posúvané šnekovým dopravníkom. Následne je palivo vytlačované kolenom (retortou) do vertikálnej časti, kde sa mieša v požadovanom pomere so vzduchom, prisávaným po bokoch horáku. Vo vrchnej časti zmes paliva a spaľovacieho vzduchu horí a uvoľňuje teplo. Drevené pelety sú pri použití retortového horáku dávkované zospodu. Podľa práce [9] má spôsob dávkovania paliva v automatickom kotle vplyv na celkové emisie tuhých látok. Ako je uvádzané v tejto práci, dávkovanie paliva zospodu má v porovnaní s dávkovaním zvrchu nižšie emisie tuhých znečisťujúcich látok.



Obr. 1-3 Schéma retortového horáku na drevené pelety, prevzaté z [8]

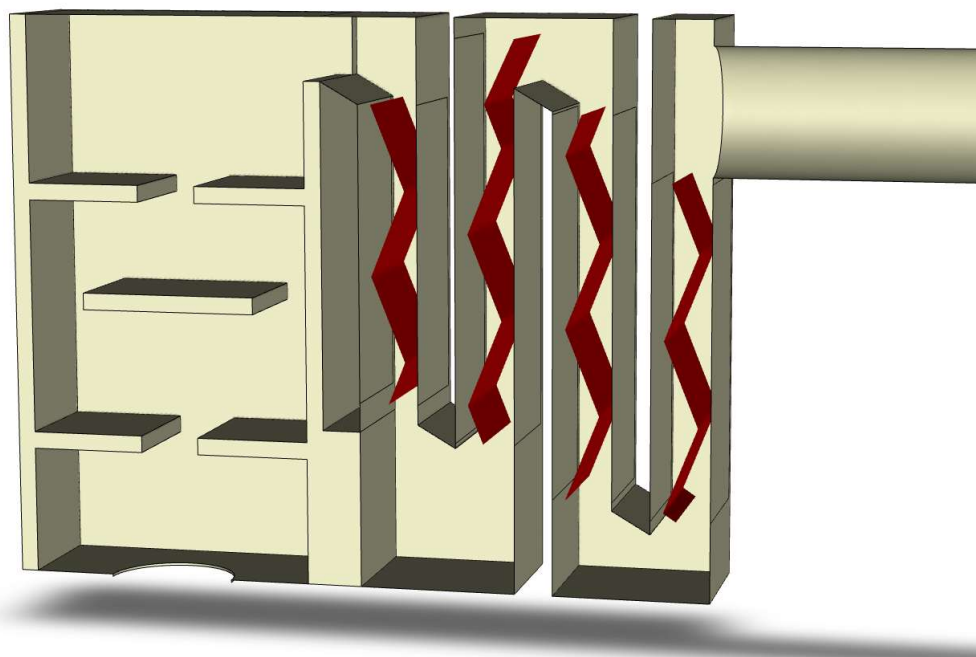
Oceľové steny kotla sú v radiačnej komore chránené tehľami zo žiaruvzdorného materiálu. Tie majú zabrániť poškodeniu stien kotla v dôsledku pôsobenia vysokých teplôt spalín, ktoré v tejto časti kotla panujú. Najčastejšie sa na obkladanie stien pecí a kotlov používajú šamotové tehly. Ide o zlúčeninu oxidov hliníku a kremíku, doplnené ďalšími prímiesami. Sú schopné odolávať vysokým teplotám. Teplo vyžarované spalinami sú tehly schopné do veľkej miery absorbovať a vďaka nízkej tepelnej vodivosti a vysokej tepelnej kapacite v nich toto teplo ostáva naakumulované. Časť tepelného žiarenia je odrazená naspäť do spalín. Okrem pohltienia tepla majú šamotové tehly v kotle aj ďalšiu funkciu. Tou je zabezpečenie dokonalého spálenia celého paliva. Vhodným usporiadaním žiaruvzdorných tehliel do tvaru podľa Obr. 1-4 sa spaliny dostatočne premiešajú, vďaka čomu sa spotrebuje celé palivo a vzniká minimálna strata energie plynným nedopaľom. Pri dokonalom spaľovaní navyše nevzniká oxid uhoľnatý CO, pretože sa počas reakcií ďalej premieňa na oxid uhličitý CO₂. Správne podmienky pre spaľovanie tiež znižujú emisie oxidov dusíku NO_x. Rozmery a usporiadanie žiaruvzdorných tehliel v radiačnej komore bolo zisťované priamo na kotle, na ktorom boli uskutočnené experimentálne merania. Model radiačnej komory kotla zobrazený na Obr. 1-4 bol vytvorený v programe SpaceClaim. Hrúbka šamotového materiálu je 20 mm. Otvor v strede medzi žiaruvzdornými doskami kadiaľ prúdia spaliny, má na spodnom aj hornom poschodí šírku 70 mm.



Obr. 1-4 Umiestnenie tehliel zo žiaruvzdorného materiálu v radiačnej komore

1.2.1 Dáta z experimentálnych meraní

Ako bolo spomenuté, na VUT v Brne prebehli na kotle EkoScroll Alfa PELLET merania, pri ktorých boli zisťované rôzne parametre od spaľovania po tepelné výkony. V kotle boli počas merania vložené turbulátory. Pojem turbulátor v kontexte tejto práce predstavuje zvlnený oceľový plech, ktorý je vložený v každom zo štyroch ťahov výmenníku kotla. Tvar a umiestnenie turbulátorov v kotle sú na Obr. 1-5. Účelom turbulátorov je zvýšiť turbulenciu prúdu spalín obtekaním vhodne tvarovaných plôch telesa, čo má za následok zvýšenie prestupu tepla na strane spalín a nárast tepelného výkonu kotla. Spaliny v kotle sa tým ochladia na nižšie teploty. Zároveň dochádza k lepšiemu premiešaniu spalín, čím sa teplotné pole v jednotlivých ťahoch viac zhomogenizuje. Tieto faktory majú pozitívny vplyv na vytvorenie vhodných podmienok pre kondenzáciu spalín.



Obr. 1-5 Tvar a umiestnenie turbulátorov v kotle

V Tab. 1-1 sú vybraté najdôležitejšie hodnoty z meraní, ktoré boli v priebehu práce využité pri tvorbe výpočtového modelu a slúžili najmä na overenie nastavení modelu a správnosti vypočítaných hodnôt. Menovitý výkon kotla je 19 kW, no maximálny nameraný tepelný výkon počas meraní bol 19,9 kW. Účinnosť kotla je uvedená dvomi spôsobmi, ako priama a nepriama. Rozdiel je v metóde výpočtu účinnosti. Priama metóda je daná podielom nameraného tepelného výkonu kotla a tepelného príkonu. Je často využívaná ak je možné presne určiť prietok paliva. Výhodou je, že zahrňuje straty sálaním, čím eliminuje neistoty pri ich meraní. Nepriama metóda spočíva v určení tepelných strát kotla, ktoré môžu byť rôzneho druhu. Následne je súčet strát v percentách odčítaný od celku. Táto metóda sa často využíva u pevných palív, kde nie je možné prietok paliva presne zmerať. Pri meraní uvedenom v tejto práci sú uvedené tri typy strát. Komínová strata, strata nedopaľom a súhrnne uvedené straty do okolia. Účinnosť priamou metódou je 90,4 %, nepriamou metódou je to 91,9 %. Pre analytické výpočty spaľovania drevených peliet sú podstatné najmä hodnoty hmotnostného toku paliva a súčiniteľu prebytku spaľovacieho vzduchu.

Tab. 1-1 Namerané hodnoty z experimentálnych meraní

Meraný parameter	Jednotka	Hodnota
Menovitý výkon kotla	kW	19
Hmotnostný tok paliva	kg/s	4,618
Tepelný výkon	kW	19,9
Neistota celkového tepelného výkonu	kW	0,8
Tepelný príkon	kW	22
Účinnosť - nepriama metóda	%	91,9
Straty kotla celkom	%	8,1
Komínová strata	%	6,7
Strata nedopaľom	%	0
Ostatné straty (do okolia)	%	1,4
Účinnosť - priama metóda	%	90,4
Súčiniteľ prebytku spaľovacieho vzduchu	-	1,5
Teplota spalín na výstupe z komína	°C	113,4
Prietok chladiacej vody	m ³ /h	0,739
Teplota vody na vstupe do kotla	°C	53,4
Teplota vody na výstupe z kotla	°C	76,4

1.3 Palivo

Začiatok kondenzačných kotlov je spojený so sprísňovaním emisných štandardov v EÚ. Vhodným palivom pre spaľovanie v menších kotloch s následnou kondenzáciou spalín a uvoľnením latentného tepla je zemný plyn. Patrí síce medzi fosílna palivá, no je najčistejším z nich. Primárne je tvorený metánom, ktorý sa pri chemickej reakcii s kyslíkom rozkladá len na oxid uhličitý a vodu, teda zlúčeniny bežne dostupné vo vzduchu. Navyše vďaka vysokému obsahu vzniknutej vodnej pary je ideálny pre aplikáciu v kondenzačných kotloch. V porovnaní so spaľovaním uhlia má zemný plyn niekoľkonásobne nižšie emisie oxidov dusíku a síry, spaliny tiež neobsahujú pevné častice popolu [10]. Práve tieto látky patria medzi najškodlivejšie pre životné prostredie a ľudské zdravie. Postupne sa na trh začali dostávať kotle na biomasu. Biomasa je obnoviteľný zdroj energie zapadajúci do konceptu uhlíkovej neutrality. To znamená, že množstvo oxidu uhličitého uvoľneného spaľovaním biomasy je pohltené pri raste nových stromov. Zdroj biomasy však musí pochádzať z blízkej vzdialenosti. Všeobecne je za biomasu považovaná akákoľvek organická hmota. Táto práca je však zameraná na spaľovanie drevených peliet.

Drevené pelety sa v poslednom období čoraz viac objavujú na trhu ako výhodné palivo pre domáce kotle. Ako sa uvádza v práci [11], spaľovaním kvalitných drevených peliet z nekontaminovaného dreva sa produkuje minimálne množstvo emisií tuhých častíc (PM) v porovnaní s inými druhmi biomasy. A pretože sa na ich výrobu používa prevažne drevený odpad z drevospracujúceho priemyslu, ide o jeden z lacnejších zdrojov energie. Výhodou je tiež malé množstvo vzniknutého popola, ktoré závisí na type dreva, z ktorého sú pelety vyrobené. Pelety sú vhodné k použitiu v automatických kotloch, keďže vďaka malým rozmerom je ich dávkovanie jednoduché a presné. Väčšinou sú skladované v zásobníku hneď vedľa kotla, preto je obsluha takéhoto kotla nenáročná. Peletové kotle dosahujú vysoké emisné štandardy, vďaka čomu sa na ich kúpu vzťahujú štátne dotácie, ako na ekologickú variantu pre

lokálne vykurovanie. To z týchto kotlov robí vhodnú alternatívu pre plynové kotle, najmä v oblastiach kde nie je dostatočne hustá sieť dodávky plynu. Primárne sú tvorené uhlíkom, kyslíkom a vodíkom. Podiel dusíku je malý, no hrá podstatnú rolu pri tvorbe oxidov dusíku NO_x. Tie je však možné relatívne dobre eliminovať vhodným nastavením prívodu primárneho a sekundárneho vzduchu. Množstvá síry či chlóru sú v peletách minimálne, čo je priaznivé ako z pohľadu emisií, tak z pohľadu kondenzácie, ktorá vyžaduje čisté spaliny, aby kondenzovala len čistá voda bez obsahu kyselín. Nevýhodou použitia drevených peliet ako paliva v kondenzačných kotloch je, že kondenzácia spalín z drevených peliet vyžaduje vzhľadom k nízkej vlhkosti spalín aj nízku teplotu vratnej vody, aby v kotle nastali vhodné podmienky pre kondenzáciu. V článku [6] sa uvádza, že v porovnaní so zemným plynom, vyžadujú drevené pelety asi o 10 °C nižšiu teplotu vody. To sa následne odrazí v oblasti použitia peletových kondenzačných kotlov.

Drevené pelety vhodné pre spaľovanie v tomto kotle musia spĺňať triedu A1 podľa normy ČSN EN ISO 17225-2 [12]. Pri experimentálnych meraniach na ústave boli použité pelety od firmy Biomac, ktorá vyrába ekologické palivá z čistej biomasy, bez použitia spojív a prímiesí. Ich spaľovaním vzniká malé množstvo dymu bez škodlivých plynov.

Použité drevené pelety boli v laboratóriu podrobené analýze k určenie prvkového zloženia peliet, ako aj množstva horľaviny a vlhkosti paliva. V kalorimetri sa určilo spalné teplo a výhrevnosť vzorku. Pre účely diplomovej práce bol k dispozícii protokol o skúške drevených peliet Biomac (viz. Príloha č.1). Tab. 1-2 zobrazuje hmotnostný podiel horľaviny, vody a popolu vo vzorku drevených peliet. Množstvo vody v palive je nízke, z čoho je možné usúdiť, že vlhkosť spalín bude nízka. V Tab. 1-3 je prvkový rozbor paliva, určený relatívne k množstvu horľaviny. Drevené pelety prakticky neobsahujú prvky ako síra či chlór, preto produkujú čisté spaliny, ktoré prakticky neobsahujú kyselinu sírovú či chlorovodíkovú. Najmä kyselina sírová má výrazný vplyv na rosný bod spalín. Výhrevnosť u týchto typov palív sa bežne pohybuje okolo 17 MJ/kg (vzťahnuté na kilogram paliva). Meraním v kalorimetri bola určené výhrevnosť drevených peliet Biomac 16,9 MJ/kg.

Tab. 1-2 Množstvo jednotlivých zložiek v drevených peletách

Zložka	Množstvo	
	% hm.	kg/h
Horľavina	94,38	4,358
Voda	5,30	0,245
Popol	0,32	0,015
Celkom	100	4,618

Tab. 1-3 Prvkové zloženie horľaviny drevených peliet

Zložka		Množstvo % hm.
Uhlík	C	51,17
Kyslík	O	42,16
Vodík	H	5,82
Dusík	N	0,85
Síra	S	0,00
Chlór	Cl	0,00
Celkom		100

1.4 Prenos tepla

Pri riešení prúdenia a ochladzovania spalín v uvažovanom kotle, je nutné uvažovať všetky tri typy prenosu tepla. V dôsledku teplotných rozdielov vo výmenníkovej časti kotlu dochádza k prenosu tepla kondukciou (vedením), a to v stenách výmenníku, konvekciou (prúdením), medzi stenami výmenníku a spalínami na jednej strane, resp. stenami a vodou na strane druhej, a radiáciou (sálaním) plameňa do stien kotla najmä v radiáčnej komore, kde sú teploty najvyššie. Pri riešení prestupu tepla je zásadné poznať materiálové vlastnosti stien kotla a žiaruvzdorných materiálov, ako aj termofyzikálne vlastnosti médií na oboch stranách kotla.

1.4.1 Kondukcia

Kondukciou, alebo vedením, sa v rámci kotla prenáša teplo cez steny výmenníku, z teplejšieho povrchu vo vnútri kotla na vonkajší povrch chladený vodou. Mechanizmus vedenia tepla sa prejavuje aj u kvapalín a plynov, no tam je dominantnejší prenos konvekciou. Tepelný tok jednotkovou plochou rovinatej steny výmenníku je priamo úmerný teplotnému rozdielu povrchov a nepriamo úmerný hrúbke steny. Konštantou úmernosti je tepelná vodivosť k , ktorá je charakteristickou vlastnosťou materiálu. Jej hodnota s rastúcou teplotou klesá. Závislosť tepelného toku na uvedených parametroch popisuje vzťah (2-1).

$$\dot{q} = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (2-1)$$

1.4.2 Konvekcia

Ku konvekcii dochádza na oboch stranách steny. Na jednej strane medzi oceľovým povrchom a spalínami, na strane druhej medzi povrchom a vodou. Klasifikujeme dva druhy konvekcie: voľná (prirodzená) a nútená. Pri voľnej konvekcii je pohyb tekutiny okolo steny spôsobený rozdielom hustôt v dôsledku zmeny teploty tekutiny. Pri nútenej konvekcii je pohyb tekutiny vyvolaný vonkajšími silami, napr. čerpadlom alebo ventilátorom. Tepelný tok jednotkovou stenou je úmerný teplotnému rozdielu tekutiny, čo je znázornené vzťahom (2-2). Konštantou úmernosti je v tomto prípade lokálny súčiniteľ prestupu tepla α . Hodnoty tohto súčiniteľa sú pre kvapaliny obvykle niekoľkonásobne vyššie ako pre plyny.

$$\dot{q} = \alpha \cdot dT \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (2-2)$$

1.4.3 Radiácia

Radiácia (žiarenie) je mechanizmus prenosu tepla, ktorý k prenosu tepelnej energie nepotrebuje sprostredkujúce médium. Teplo sa v priestore šíri elektromagnetickým žiarením, v tomto prípade tepelným žiarením. Látky vo svojej podstate emitujú tepelné žiarenie v dôsledku svojej teploty. Pojem čierne teleso (povrch), predstavuje model ideálneho tepelného žiariča, ktorý vyžaruje teplo do svojho okolia úmerné 4. mocnине absolútnej teploty svojho povrchu. [13]

Tento vzťah (2-3) sa nazýva Stefan-Boltzmannov zákon,

$$E_0 = \sigma \cdot T^4 \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (2-3)$$

kde E_0 je žiarivosť čierneho telesa (W/m^2), T je teplota povrchu (K) a σ je Stefan-Boltzmannova konštanta ($W/(m^2 \cdot K^4)$).

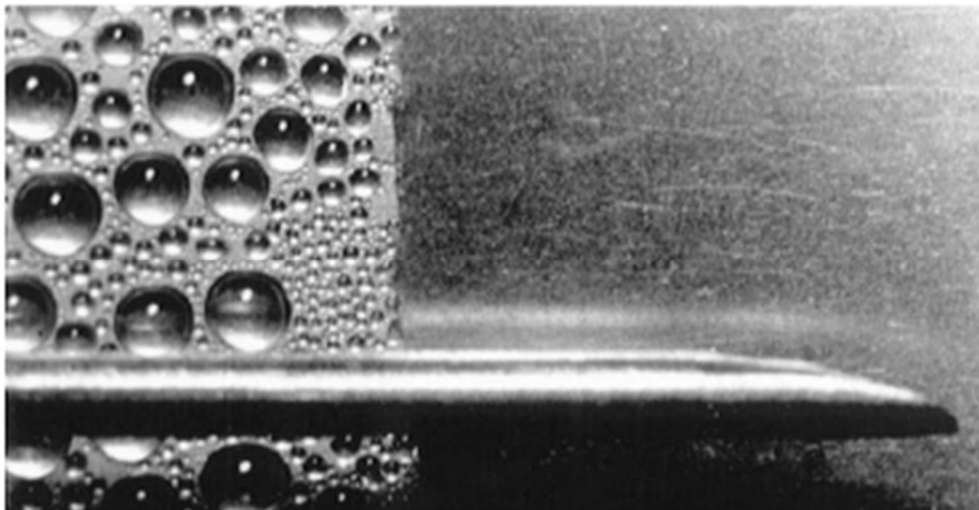
Všetka energia, ktorá dopadne na povrch čierneho telesa je absorbovaná, preto sa čierne teleso označuje aj ako dokonalý absorbér. V skutočnosti sa však povrchy nedajú označovať za čierne. Teleso totiž časť energie dopadajúcej na svoj povrch pohltí, ale zvyšok odrazí alebo prepustí. Zavádza sa preto pojem šedého telesa, ktoré dopadajúce tepelné žiarenie rozloží na absorbujúcu, reflektujúcu a transmitujúcu zložku. Fyzikálnou veličinou popisujúcou teleso z pohľadu žiarenia je emisivita ε , označovaná tiež ako pomerná žiarivosť. Definuje sa ako pomer energie emitovanej povrchom šedého telesa a energie rovnakého povrchu a pri rovnakej teplote, v prípade že by bol čierny [14].

Prekážku šíreniu energie medzi dvomi povrchmi tvoria tekutiny, ktorých molekuly môžu energiu buď rozptýliť alebo pohltiť. V našom prípade ide o prúdenie plynov. Z pohľadu žiarenia sú u plynov významné molekuly oxidu uhličitého CO_2 a vodnej pary H_2O , ktoré pohlcujú tepelné žiarenie [15]. Ostatné zložky vzduchu sa správajú ako transparentné a tepelnú energiu prepúšťajú.

1.5 Kondenzácia

Kondenzácia je fyzikálny dej, pri ktorom sa mení skupenstvo látky alebo zmesi látok z plynného na kvapalné a uvoľňuje sa pri tom latentné teplo pary. K homogénnej kondenzácii dochádza, ak sú pary ochladené pod saturačnú teplotu, teda dosiahnu rosný bod a vytvorí sa hmla tvorená mikroskopickými kvapôčkami. Iným spôsobom kondenzácie je priamy kontakt častíc pary s podchladenou kvapalinou, napríklad ak sú do objemu vodnej pary nastreknuté jemné podchladené kvapky vody [16]. Najrozšírenejším typom kondenzácie v priemyselných aplikáciách je však priamy kontakt častíc pary s chladnou stenou, ktorej teplota je nižšia ako lokálna teplota nasýtenia okolitých pár. Rozlišujeme dva typy (Obr. 1-6): kondenzácia s tenkou vrstvou kvapaliny (tzv. filmwise condensation) a kvapková kondenzácia (tzv. dropwise condensation) [17].

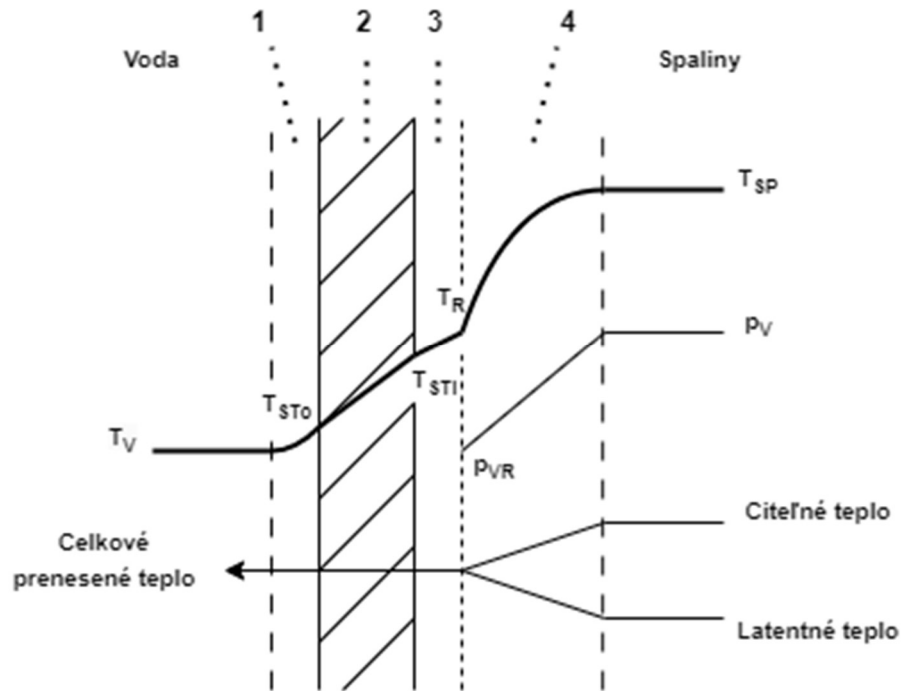
Kondenzácia s tenkou vrstvou kvapaliny v praktických aplikáciách prevažuje. Na povrchu steny sa vytvorí tenký kvapalný film, ktorý pomaly steká po povrchu. Tento typ je charakteristický pre čisté a zmáčané povrchy [17]. Kvapková kondenzácia sa vyskytuje na nezmačkaných povrchoch a pri konštantnom teplotnom rozdieli medzi parou a povrchom je omnoho efektívnejšia ako filmová kondenzácia. Kvapôčky sa tvoria v dutinách a nerovnostiach povrchu. Následne sa zhlukujú do väčšieho objemu a stekajú po povrchu. Pri malom podchladení povrchu steny sa z počiatku tvoria malé kvapky kondenzátu (kvapková kondenzácia), a až pri dostatočne veľkom podchladení steny sa na celom povrchu vytvorí tenký film kondenzátu [16].



Obr. 1-6 Kondenzácia na povrchu steny: kvapková (vľavo) a s tenkou vrstvou kvapaliny (vpravo), prevzaté z [17]

1.5.1 Kondenzácia vodnej pary v prítomnosti nekondenzovateľných plynov

Pre účely tejto práce sú spaliny považované za zmes ideálnych plynov, zloženú z vodnej pary a nekondenzovateľných zložiek (suchý vzduch). Takéto zjednodušenie sa vyskytuje vo viacerých prácach a štúdiách, napr [7]. Množstvo vodnej pary v zmesi je výrazne menšie ako zastúpenie nekondenzovateľných plynov, ktoré sú dominantným prvkom v objeme spalín. To má za následok, že mechanizmus kondenzácie sa podstatne líši od prípadu kondenzácie čistej pary, prípadne pary s malým množstvom plynov. Proces kondenzácie s prítomnosťou nekondenzovateľných plynov je v práci [18] analyzovaný Colburn-Hougenovým modelom, ilustrovaným na Obr. 1-7. Stena výmenníku 2 je z vonkajšej strany chladená vodou o teplote T_V . V dôsledku konvektívneho prenosu tepla medzi vodou a stenou sa tvorí medzná vrstva 1. Teplota steny na vonkajšej strane T_{STo} a vnútornej strane T_{STi} sa mierne líšia v závislosti na hodnote súčiniteľa vedenia tepla daného materiálu steny. Na vnútornej strane steny prúdia spaliny o teplote T_{SP} a s parciálnym tlakom vodnej pary p_v . Keď teplota steny, chladenej z vonkajšej strany vodou, dosiahne teplotu nižšiu ako je saturačná teplota vodnej pary v spalínach, na stenách sa vytvorí tenký kvapalný film kondenzátu 3. V dôsledku kondenzácie sa znižuje koncentrácia vodnej pary, parciálny tlak vodnej pary v blízkosti steny teda klesá na hodnotu p_{VR} a teplota spalín na T_R , čo spôsobí obklopenie vrstvy kvapalného filmu medznou vrstvou nekondenzovateľných plynov 4. Ku kondenzácii dochádza na rozhraní týchto dvoch vrstiev, kde parciálny tlak vodnej pary p_{VR} je nižší ako parciálny tlak pary za medznou vrstvou p_v . Tým vzniká rozdiel tlakov, respektíve koncentrácií, ktorý je hnacou silou pre difúzny prenos hmoty (vodnej pary) cez medznú vrstvu. K prekonaniu medznej vrstvy nekondenzovateľných plynov v blízkosti kondenzátu je vyžadovaný difúzny prenos vodnej pary, v dôsledku čoho sa tvorí tepelný odpor voči kondenzačnému prenosu tepla. Tento zvýšený odpor znižuje v danej oblasti prenos hmoty a negatívne ovplyvňuje kondenzáciu zmesi. Ako je znázornené na Obr. 1-7, celkové teplo prenesené cez kvapalný film kondenzátu je dané súčtom citeľného tepla v dôsledku konvekcie spalín a latentného tepla uvoľneného kondenzáciou. Všeobecne je množstvo preneseného tepla závislé na parciálnom tlaku p_v , teplote spalín T_{SP} , teplote steny T_{Sto} a na rýchlosti a turbulencii prúdenia [18].



Obr. 1-7 Kondenzácia vodnej pary na stene v prítomnosti nekondenzovateľných plynov, prevzaté z [18], upravené: 1 – medzná vrstva vody, 2 – stena výmenníku, 3 – kvapalný film kondenzátu, 4 – medzná vrstva nekondenzovateľných plynov; T_{SP} – teplota spalín, T_R – teplota fázového rozhrania, T_{STi} – teplota steny na strane spalín, T_{STo} – teplota steny na strane vody, T_V – teplota vody, p_V – parciálny tlak vodnej pary v spalinách, p_{VR} – saturačný tlak vodnej pary

Miera kondenzácie spalín a teda aj množstvo preneseného tepla cez stenu výmenníka sú závislé na parciálnom tlaku vodnej pary v spalinách. Ten je do zásadnej miery ovplyvnený prebytkom vzduchu pri spaľovaní drevených peliet. Zo zvyšujúcim sa prebytkom spaľovacieho vzduchu sa znižuje parciálny tlak vodnej pary v spalinách, pretože narastá objem inertných plynov, a tým sa znižuje rosný bod spalín. Táto závislosť je podrobne rozobraná a popísaná v práci [6], kde je uvedené, že teplota rosného bodu je lineárne klesajúcou funkciou prebytku vzduchu. U kondenzačných kotlov je preto snaha o čo najnižší prebytok vzduchu, pri zaistení dokonalého spálenia paliva.

Rovnako je žiadúce pracovať pri čo najmenších teplotách vykurovacej vody, ktorá chladí steny výmenníkov, keďže ku kondenzácii dochádza až klesne teplota stien pod teplotu rosného bodu spalín. S teplotou vody sú však spojené nároky na predávanie tepla vo vykurovaných priestoroch a zabezpečenie teplotného komfortu podľa požiadavku užívateľa. Preto nie je možné teplotu vody ľubovoľne znižovať. Možnosť využitia kondenzačných kotlov sa ponúka u energeticky nenáročných budov, prevažne pasívnych domov, kde je k vykurovaniu postačujúca voda o nižších teplotách, napríklad v režime 45 °C/30 °C.

1.5.2 Zvlhčovanie spalín nástrekom vody

Spaliny, ktoré vznikajú spaľovaním drevených peliet, obsahujú malé množstvo vody. Rosný bod spalín závisí práve na obsahu vodnej pary v spalinách, preto je v tomto prípade nízky. Kondenzácia za daných podmienok nenastane. Jednou z možností ako dosiahnuť kondenzáciu je nástrek vody do spalín. Voda je do kotla nastrekovaná pomocou trysky, ktorá prúd vody rozpráši na malé kvapôčky. Tie sa následne vplyvom teploty prúdu spalín odparia a dôjde k navýšeniu podielu vodnej pary v spalinách. Okrem zvýšenia teploty rosného bodu spalín

dochádza vplyvom odparenia nastreknutej vody aj k poklesu ich teploty. Zvlhčovanie spalín nástrekom vody má, mimo iného, výrazný vplyv aj na prenos tepla. V práci [19] je táto skutočnosť charakterizovaná zvýšením lokálnej hodnoty Nusseltovho čísla spalín. S obsahom vodnej pary v spaliniách rastie aj súčiniteľ prestupu tepla medzi plynom a kvapalinou, čo zásadne ovplyvňuje distribúciu tepla vo výmenníku [20]. Toto zvýšenie súčiniteľa prestupu tepla by sa prejavilo v prípade kvapalného filmu kondenzátu prítomného na stenách kotla, kde by dochádzalo k lepšiemu odvodu tepla zo spalín obohatených o vodnú paru. V práci [20] sa ďalej uvádza, že vysoká koncentrácia CO_2 v zmesi plynov znižuje difúzny pohyb ostatných zložiek, vrátane vodnej pary. To môže mať negatívny efekt na prenos hmoty, ktorý sa spomalí a zníži sa tým efekt kondenzácie. Zvlhčením spalín dôjde k miernej redukcii vplyvu CO_2 . Analýze vplyvu nástreku vody na prenos tepla a účinnosť kondenzácie v spaliniách, sa venuje práca [19]. Spaľovaním drevených peliet v automatickom kotle s maximálnym výkonom 50 kW vznikajú spaliny s teplotou na výstupe z kotla okolo 200 °C, a následne sú vedené cez ďalší výmenník do testovacej časti. Vo výmenníku je ich teplota znížená na požadovanú hodnotu. Pôvodne spaliny obsahovali 7 % hm. vodnej pary, následne po nastreknutí vody do kotla, čo malo simulovať spaľovanie vlhšieho materiálu, bola koncentrácia 17 % hm [19]. Výsledky experimentov boli porovnávané pre dve rôzne teploty nástreku vody, 25 °C a 40 °C. Pri zvýšení teploty nástreku dochádza k zvýšeniu prenosu tepla a teda aj účinnosti kondenzácie. Nástrekom vody do výmenníku radeného za kotlom na drevené pelety s výkonom 20,2 kW sa zaoberá práca [21]. Autor posudzuje 7 režimov nástreku. Každý sa líši tlakom a množstvom nastrekovanej vody. Ku kondenzácii dochádza len v jednom zo 7 prípadov, no práve v tomto prípade je tepelný výkon výmenníku najvyšší.

1.5.3 Čistenie spalín zachytávaním emisií v kondenzáte

Znečistenie ovzdušia tuhými látkami uvoľnenými počas spaľovania má negatívny dopad na ľudské zdravie, keď spôsobuje u ľudí najmä dýchacie problémy. Pri spaľovaní sa na vybrané zariadenia predpisujú emisné limity, ktoré sa čoraz viac sprísňujú. U veľkých a stredne veľkých kotlov na biomasu sa k znižovaniu emisií tuhých látok často využívajú technológie, ako napr. cyklóny, katalytické filtre, prísady do palív či elektrostatické odlučovače [21]. Pre malé, prevažne domáce kotle však spomenuté technológie nie sú ekonomicky výhodné, preto sa výrobcovia musia so splnením emisných štandardov pre tuhé látky vysporiadať iným spôsobom. Vhodným riešením môže byť kondenzácia spalín. Odlučovaním tuhých látok zo spalín využitím kondenzácie sa zaoberali autori v prácach [3], [22] a [23]. Výhodou tejto metódy je, že okrem znižovania emisií sa pri kondenzácii uvoľňuje latentné teplo, ktoré môže zvýšiť účinnosť kotla o 10-15 % [3]. Tiež ide o riešenie integrované v rámci konkrétneho zariadenia. Práca [3] sa venuje znižovaniu emisií tuhých látok kondenzáciou spalín na stredne veľkom a malom kotle na drevené pelety. Nominálny výkon malého kotla (18 kW_{th}), ako aj zloženie a vlhkosť spalín odpovedajú kotlu, ktorý je súčasťou tejto diplomovej práce. Autori v práci [22] porovnávajú odlučovanie tuhých látok zo spalín produkovaných pri spaľovaní uhlia, a to suchou a vlhkou metódou. Pri suchej metóde je relatívna vlhkosť spalín len 7,2 %, naopak pri vlhkej metóde sa relatívna vlhkosť blíži hodnote 100 %. Obe práce popisujú mechanizmus odlučovania častíc pri kondenzácii veľmi podobne, tiež sa zhodujú pri výslednom zhodnotení a rôznych závislostiach.

Mechanizmus zachytávania tuhých látok v kondenzáte je v práci [3] popísaný nasledovne. Tuhé častice vplyvom kondenzácie menia svoju veľkosť. V objeme spalín totiž pôsobia ako nukleačné jadrá pre kondenzáciu vodnej pary, ktorá sa ochladí pod rosný bod. Dochádza k heterogénnej kondenzácii vodnej pary a tuhé častice sa obalujú kvapalným filmom. Následne vplyvom medzi molekulárných síl dochádza k aglomerácii prevažne jemných častíc a vznikajú zhluky častíc. Tie sú ďalej unášané spaliniami a postupne zachytávané v kvapalnom filme

vytvorenom na stene kondenzátoru. Následne sú spolu s kondenzátom zachytávané na spodku kotla.

Experimenty v spomínaných prácach ukázali, že k efektívnejšiemu zachytávaniu dochádza u častíc s väčším priemerom. Malé častice majú tendenciu k zhukovaniu do väčších celkov. Výsledky experimentov na malom kotle v práci [3] uvádzajú, že celkové počet tuhých látok v spalinách sa znížil o 4 % na m^3 spalín, zatiaľ čo hmotnostne došlo v rovnakom objeme spalín k 50% poklesu tuhých látok. Množstvo zachytených častíc je závislé od viacerých faktorov – pokles teploty spalín, plocha stien kondenzátoru, koncentrácia tuhých látok v spalinách a rýchlosť spalín. Efekt jednotlivých faktorov na účinnosť odlúčenia tuhých látok zo spalín je názorne vysvetlený v práci [22]. Účinnosť rastie so zväčšujúcim sa poklesom teploty spalín a väčšou plochou povrchu, na ktorom sa tvorí kondenzačný film. Naopak vyššia koncentrácia tuhých častíc v spalinách a vyššia rýchlosť spalín majú na zachytávanie častíc negatívny vplyv.

1.6 CFD modelovanie

Účelom tejto podkapitoly je poskytnúť základný prehľad o hlavných modelovaných javoch. Pre tvorbu CFD modelu kotla, ktorý bude posudzovať prúdenie spalín s dôrazom na ich kondenzáciu, je zásadné získať prehľad o typoch viacfázových modelov v programe ANSYS Fluent a aplikáciách ich použitia v oblasti kondenzácie. Stručný popis turbulentných modelov, či modelu prenosu častíc je uvedený v kapitole 3, kde je popisované nastavenie modelu. Detailnejšie informácie o použití turbulentných modelov sú dostupné vo viacerých publikáciách, napr. [15], [24] a [25]. V závere tejto podkapitoly bude ešte priblížené modelovanie radiácie, ktorá je dominantným javom v radiáčnej časti kotla.

1.6.1 Viacfázové prúdenie

K riešeniu kondenzácie vodnej pary je potrebné využiť viacfázový model prúdenia, keďže okrem plynných látok sa v doméne bude tvoriť kvapalnú kondenzát. Modelovanie viacfázového prúdenia je stále vyvíjajúcou sa oblasťou výpočtového modelovania CFD. Kombináciou matematických modelov a experimentov, s využitím pokročilých a výkonných výpočtových prostriedkov, sa však táto oblasť posúva dopredu a umožňuje lepšie pochopenie problematiky styku viacerých fáz. Z fyzikálnej podstaty vyplýva, že vo vzájomnej interakcii môžu byť ktorékoľvek z troch fáz, teda kvapalina, plyn či pevná látka. Vo viacfázovom prúdení má však pojem fáza širší význam. Ide totiž o akúkoľvek identifikovateľnú triedu materiálu so zotrvačnou odozvou na prúdenie, ktorého je súčasťou a s ktorým zároveň interaguje. Preto je z pohľadu viacfázového prúdenia možné považovať pevné častice rovnakého materiálu, ale rozličných veľkostí, za rôzne fázy, pretože množina častíc s rovnakou veľkosťou bude mať na prúdové pole veľmi podobnú dynamickú odozvu. Jednotlivé fázy sú na makroskopickej úrovni premiešané a navzájom medzi sebou interagujú, pričom môže dochádzať k výmene hmoty a tepla medzi fázami. Viacfázový tok môžeme modelovať ako homogénny alebo nehomogénny. Pri homogénnom toku tekutín rozličné fázy zdieľajú jedno prúdové pole, zatiaľ čo u nehomogénneho toku má každá fáza vlastné rýchlostné, či teplotné pole [26]. Okrem modelovania zmeny skupenstva, kondenzácie, či vyparovania, má viacfázový model široké uplatnenie aj v iných oblastiach. Či už sú to absorbery, fluidná doprava, reakcie v poréznych vrstvách, modelovanie kvapiek a bublínok, alebo prúdenie pevných častíc v plynnom médiu, napríklad v cyklónových separátoroch.

V programe ANSYS Fluent sa pri numerických výpočtoch viacfázového prúdenia využívajú dva prístupy: Euler-Lagrange a Euler-Euler.

Prístup Euler-Lagrange sa často využíva pri nízkych objemových zlomkoch dispergovanej fázy, kde sa hlavná tekutá fáza považuje za kontinuum a riešia sa Navier-Stokesove rovnice, zatiaľ

čo veľké množstvo rozptýlených tuhých častíc, kvapiek, či bublín, je sledované v prúdovom poli spojitkej primárnej fázy. Medzi obomi fázami dochádza k výmene hybnosti, hmoty a energie. Výrazné zjednodušenie pri použití tohto modelu prinesie zanedbanie interakcie medzi dispergovanými časticami. To je však prípustné len pri nízkom objemovom zastúpení dispergovanej fázy v doméne. Model je možné využiť pri modelovaní sprejov, spaľovaní kvapalných či práškových palív. Nevhodné je použitie pre modelovanie kvapalných zmesí alebo fluidných vrstiev.

Preferovaným prístupom je metóda Euler-Euler, kde sú rozdielne fázy riešené ako vzájomne sa prestupujúce kontinua. Jednotlivé objemové časti fázy sa nemiešajú s inými, zavádza sa preto koncept fázového objemového zlomku. Zlomky sú uvažované ako spojité funkcie času a priestoru, a ich suma je rovná 1. Odvodené transportné rovnice pre jednotlivé fázy majú podobnú štruktúru pre všetky fázy. Vo Fluente sú dostupné tri rôzne viacfázové modely založené na prístupe Euler-Euler: VOF model (Volume of Fluid), Mixture model a Eulerian model.

- **VOF model**

Model VOF (Volume of Fluid) je určený pre dve alebo viac nemiešateľných tekutín, kde hlavným záujmom je rozhranie dvoch fáz. Rovnice zachovania hybnosti sú zdieľané všetkými tekutinami a objemové zlomky tekutín sú sledované v každej výpočtovej bunke domény. Využíva sa najmä k modelovaniu prúdenia s voľnou hladinou, alebo rôzne vrstveného prúdenia, pri rozpade prúdu, či pri pohybe veľkých bublín v kvapaline.

- **Mixture model**

Tento model je navrhnutý pre dve a viac fluidných alebo partikulárnych fáz, ktoré sú považované za vzájomne prenikajúce kontinua. Rovnice hybnosti, continuity a energie sú počítané pre zmes. Jednotlivé fázy sú popísané algebraickými výrazmi pre ich relatívne rýchlosti. Typickým využitím tohto modelu je sedimentácia, cyklóny, toky bublínok s nízkym podielom plynnej fázy. Často sa používa ako náhrada za Eulerovský model, ktorý nie je vhodný pre aplikácie s väčším množstvom partikulárnej fázy. Jednoduchší model zmesi môže dosahovať rovnaké výsledky ako Eulerovský model, pričom rieši menší počet premenných a nie je tak časovo náročný.

- **Eulerian model**

Eulerovský model je najkomplexnejší viacfázový model, ktorý rieši súbor rovníc hybnosti a continuity pre každú fázu, preto je prúdenie z tohto pohľadu nehomogénne. Celý model je prepojený jednotným tlakovým poľom. Model je schopný simulovať akúkoľvek kombináciu pevnej, kvapalnej či plynnej fázy. Obmedzením je komplexnosť úlohy, s ktorou vzrastajú nároky na výpočtový výkon a zhoršuje sa konvergencia. Využitie nachádza pri modelovaní suspenzií, fluidných lôží, či pohybe bublín v kolónach.

1.6.2 Modelovanie kondenzácie v programe Ansys Fluent

- **Wet steam model**

Tento model sa využíva pre modelovanie prúdenia vodnej pary, čo je nesmierne dôležité napríklad pri návrhu a analýze parných turbín. Počas náhlejšej expanzie vodnej pary dochádza k výraznému poklesu tlaku, čo podnecuje kondenzáciu pary. Kondenzácia vodnej pary nastáva pri dosiahnutí krivky nasýtenia vodnej pary. Vplyvom expanzie sa prehriata suchá para podchladí, čo vyvolá homogénny kondenzačný proces a vznik dvojfázovej zmesi vodnej pary a veľmi jemných kvapiek vody. Táto dvojfázová zmes sa nazýva vlhká para. Model zmeny fázy je založený na nasledovných obmedzeniach [15]:

- Kondenzácia je homogénna (bez prítomnosti nečistôt)
- Tvar kvapiek je považovaný za sférický
- Kvapky sú obklopené priestorom so suchou parou
- Tepelná kapacita kvapiek je zanedbateľná s latentným kondenzačným teplom

- **Lee model**

Tento model je určený pre modelovanie prenosu hmoty cez medzifázové rozhranie pri kondenzácii. Je použiteľný u všetkých troch vyššie spomínaných modeloch Euler-Euler, pričom pre model VOF a model zmesi je jedinou možnosťou pre popis kondenzácie. Prenos hmoty medzi kvapalnou a parnou fázou je charakterizovaný prenosovou rovnicou pre pary (vzťah (2-4)) [15]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{V}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (2-4)$$

kde jednotlivé symboly predstavujú veličiny

α_v	objemový zlomok parnej fázy (-)
ρ_v	hustota parnej fázy (kg/m ³)
\vec{V}_v	rýchlosť parnej fázy (m/s)
$\dot{m}_{lv}, \dot{m}_{vl}$	hodnota prenosu hmoty v dôsledku kondenzácie, respektíve vyparovania (kg/m ³ s)

Pri riešení vyparovania, resp. kondenzácie, je ako pozitívny považovaný prenos hmoty z kvapaliny do pary. Typ prenosu hmoty je popísaný teplotným režimom média. V prípade, že teplota kvapalnej zložky je vyššia ako saturačná teplota, nastáva vyparovanie. V prípade, že teplota pár je nižšia ako saturačná teplota, dochádza ku kondenzácii. Zmena energie počas zmeny skupenstva je daná súčinom množstva prenesenej hmoty a latentného tepla zmesi. Vzťah závislosti tlaku na teplote pre podmienky nasýtenia zmesi je vyjadrený Clausius-Clapeyronovou rovnicou. Nevýhodou modelu je, že koeficienty používané vo výpočte nie sú dostatočne dobre známe a preto musia byť pri každom použití vyladené vzhľadom k použitému modelu a s ohľadom na obvykle neznámu veľkosť kvapiek (resp. bublín), aby model dobre odpovedal experimentálnym dátam.

- **Thermal phase change model**

Tento model sa používa pri modelovaní dejov so zmenou fáze, pričom je dostupný len u viacfázového Eulerovského modelu, s výpočtom fázového koeficientu prestupu tepla dvoj odporovým modelom. Dvoj odporový model je vhodný v situáciách, kde nie použitie jednotného súčiniteľa prestupu tepla medzifázovým rozhraním dostatočné, preto je prenos tepla počítaný oddelene pre každú fázu. Prenos hmoty v modeli Thermal phase change sa odvíja od prenosu tepla medzifázovým rozhraním a celkovej tepelnej bilancie deju. V porovnaní s modelom Lee je tento model užívateľsky menej náročný, keďže nie je požadovaná žiadna úprava koeficientov prenosu hmoty.

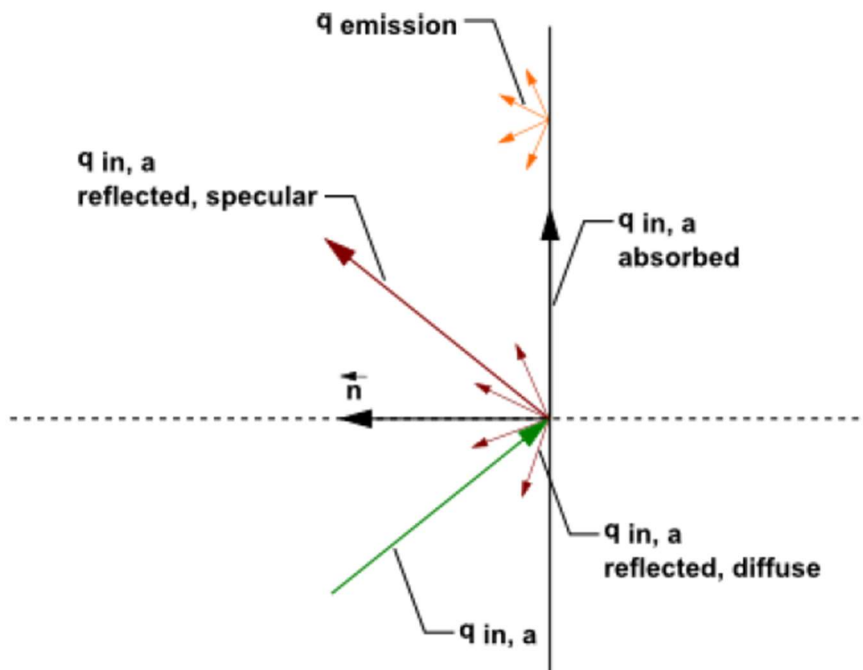
- **Eulerian wall film model**

Model Eulerian wall film sa využíva k predikcii tvorby a prúdenia tenkého kvapalného filmu na povrchu stien [15]. Využíva sa u oboch prístupoch, Lagrange aj Euler, najmä v prípadoch, keď hrúbka filmu je malá v porovnaní so zakrivením povrchu. Obmedzením modelu je použitie výlučne pre 3D geometrie. Kvapalnú film môže byť tvorený len jednou zložkou. Model sa používa pre simuláciu pohybu kvapalného filmu, pri interakcii kvapiek vody a povrchu filmu, či pri modelovaní prenosu tepla filmom medzi plynom a stenou [26]. Pri nastavení modelu je potrebné definovať parametre filmu, ako napr. hmotnostný tok, či teplotu filmu.

1.6.3 Modelovanie radiácie v programe ANSYS Fluent

ANSYS Fluent ponúka pre modelovanie radiácie niekoľko modelov. Tie umožňujú modelovať spaľovanie, sálanie medzi povrchni s alebo bez participujúceho média a mnohé ďalšie javy. Model Rosseland je používaný pre opticky hrubé médiá, zatiaľ čo model Discrete Ordinates (DO) je využiteľný pre širšie spektrum optických šírok. Model Surface-to-surface (S2S) sa zase používa pre modelovanie radiálneho prenosu tepla v uzavretých priestoroch, avšak bez participujúceho média. Pre účely tejto práce bol nakoniec vybraný model DO. Bližší popis modelu DO je uvedený v časti s nastavením modelu kotla.

Pri výpočte radiácie môžeme steny (povrchy) uvažovať ako nepriehľadné (opaque), polopriehľadné (semi-transparent) alebo priehľadné (transparent). Materiál tvoriaci teleso spaľovacieho kotla je oceľ. Pri výpočte ďalej uvažujeme žiaruvzdorné kotlové vložky schopné odolávať vysokým teplotám, ktoré sú tvorené šamotovými tehliami. Oceľ, ako aj šamot, sú nepriehľadné materiály, ktorých charakteristickým znakom je, že neprepúšťajú tepelné žiarenie. Dopadajúce tepelné žiarenie sa z časti absorbuje a zvyšok sa odrazí. Absorbovaná zložka je priamo úmerná emisivite daného materiálu. Rozlišujeme dva typy odrazu žiarenia od steny: difúzny (diffusely reflected) a zrkadlový (specularly reflected). Vo Fluente je ich pomer charakterizovaný súčiniteľom f_d . S rastúcim súčiniteľom f_d sa zvyšuje podiel difúzneho odrazu. Tak ako stena prijíma tepelnú energiu z média, sama energiu vyžaruje. Veľkosť tepelnej energie vyžarovanej stenou je závislá na teplote a emisivite steny, a riadi sa Stefan-Boltzmannovým zákonom (vzťah (2-3)). Všetky spomenuté zložky radiácie na nepriehľadnej stene sú graficky znázornené na Obr. 1-8.



Obr. 1-8 Radiácia na nepriehľadnej stene, prevzaté z [15]

2 VÝPOČTOVÁ ČASŤ

2.1 Spaľovací vzduch

K spaľovaniu akéhokoľvek paliva je potrebný kyslík. To aké množstvo kyslíku je potrebné k dokonalému spáleniu požadovaného množstva paliva, sa určí zo stechiometrických rovníc. Kyslík je do kotla privádzaný ako zložka spaľovacieho vzduchu z okolia, ktorý má vlastnosti podľa Tab. 2-1. Spaľovací vzduch obsahuje okrem kyslíku aj ďalšie prvky, tie sa však na spaľovaní nepodieľajú a označujeme ich inerty.

Tab. 2-1 Podmienky okolia pri spaľovaní

Vlastnosť	Jednotka	Hodnota
Teplota vzduchu okolia	°C	23,4
Barometrický tlak okolia	kPa	98,5
Relatívna vlhkosť vzduchu	%	26,4

Objemové zloženie suchého vzduchu je zobrazené v prvom stĺpci v Tab. 2-2. Najväčšie zastúpenie má dusík a kyslík, v menších množstvách sa vyskytuje argón a oxid uhličitý. Vzduch okrem toho obsahuje ešte aj ďalšie prvky, tie sú však zastúpené v zanedbateľných množstvách a pri výpočte nebudú uvažované.

V reálnych podmienkach sa však k spaľovaniu používa vlhký vzduch. Vlhkosť vzduchu je daná množstvom vodnej pary. Relatívna vlhkosť ϕ_{H_2O} vzduchu v okolí kotla počas experimentálnych meraní bola 26,4 %. K určeniu množstva vodnej pary na jednotku objemu suchého vzduchu je potrebné určiť parciálny tlak vodnej pary vo vzduchu. Ten sa určí podľa vzťahu (3-1), ako súčin relatívnej vlhkosti vzduchu a tlaku vodnej pary na medzi sýtosti, ktorý sa vypočíta podľa Antoinovej rovnice (3-2) v závislosti na teplote vzduchu okolia. Následne sa určí obsah vodnej pary v suchom vzduchu s využitím vzťahu (3-3).

$$p_{p,H_2O} = \phi_{H_2O} \cdot p_0 \quad (Pa) \quad (3-1)$$

$$\log(p_0) = A - \frac{B}{C + T} \quad (-) \quad (3-2)$$

$$x_{H_2O} = \frac{p_{p,H_2O}}{p - p_{p,H_2O}} \quad (-) \quad (3-3)$$

Tlak nasýtených vodných pár pri teplote vzduchu 23,4 °C je 2,87 kPa. Parciálny tlak vodnej pary vo vzduchu je potom 0,76 kPa. Vo vlhkom vzduchu s relatívnou vlhkosťou 26,4 % sa vyskytuje 0,0077 m³ vodnej pary na 1 m³ suchého vzduchu. V druhom stĺpci Tab. 2-2 je celkové zloženie vlhkého vzduchu.

Tab. 2-2 Zloženie spaľovacieho vzduchu (zloženie suchého vzduchu prevzaté z [27])

Zložka		Suchý vzduch m ³ /m ³	Vlhký vzduch m ³ /m ³
Dusík	N ₂	0,7808	0,7748
Kyslík	O ₂	0,2095	0,2079
Argón	Ar	0,0094	0,0093
Oxid uhličitý	CO ₂	0,0003	0,0003
Vodná para	H ₂ O	0,0000	0,0077
Celkom		1,0000	1,0000

2.2 Spotreba kyslíku, zloženie a množstvo spalín

Prvkom ktorý iniciuje spaľovanie je kyslík. Teoretická spotreba kyslíku potrebná k dokonalému spáleniu celého paliva je daná stechiometrickými rovnicami, ktoré popisujú reakciu kyslíku s jednotlivými zložkami paliva za vzniku spalín. Určenie spotreby kyslíku pomocou stechiometrických rovníc sa v praxi bežne využíva, preto existujú rôzne zdroje venujúce sa tejto problematike. Výpočty teoretického množstva kyslíku v tejto práci sa opierajú o výpočty spaľovania biomasy v knihe od Jelínka [28]. Aby bolo zaistené dokonalé spálenie všetkého paliva v reálnom kotle, násobí sa teoretická spotreba kyslíku koeficientom prebytku vzduchu. Hodnota tohto koeficientu závisí na type paliva. Pre spaľovanie drevených peliet bol použitý koeficient prebytku vzduchu 1,5. Kyslík je do kotla vháňaný ako súčasť atmosférického vzduchu. Množstvo vzduchu sa určí ako podiel požadovaného množstva kyslíku a objemového zastúpenia kyslíku vo vzduchu. V nasledujúcej tabuľke (Tab. 2-3) je znázornená spotreba kyslíku a spaľovacieho vzduchu.

Tab. 2-3 Spotreba kyslíku a spaľovacieho vzduchu

Zložka	Teoretická spotreba m _N ³ /kg _p	Koeficient prebytku vzduchu -	Reálna spotreba m _N ³ /kg _p
Kyslík	0,928	1,5	1,392
Spaľovací vzduch	4,463		6,695

Spaľovaním drevených peliet vznikajú relatívne suché spaliny, ktoré neobsahujú žiadne kyseliny. Z Tab. 2-4 je zrejmé, že spaliny sú tvorené z veľkej časti dusíkom, ktorý tvorí takmer 70 %. Kyslík, oxid uhličitý a vodná para sú zastúpené v podobných množstvách, no výrazne nižších než v prípade dusíku. Obsah vodnej pary je 9,6 %, čo je dôležitým faktorom pri jej kondenzácii v spalinách.

Tab. 2-4 Množstvo a zloženie vlhkých spalín

Zložka		Množstvo vlhkých spalín		
		m_N^3/kg_p	m_N^3/h	% obj.
Oxid uhličitý	CO ₂	0,903	4,171	11,91
Vodná para	H ₂ O	0,728	3,363	9,60
Dusík	N ₂	5,194	23,985	68,49
Kyslík	O ₂	0,696	3,214	9,18
Argón	Ar	0,062	0,288	0,82
Celkom		7,584	35,021	100,00

2.2.1 Rosný bod spalín

Rosný bod spalín, pri daných podmienkach spaľovania a vlastnostiach drevených peliet a spaľovacieho vzduchu, je závislý na množstve vodnej pary v spalínach, teda na parciálnom tlaku vodnej pary. Parciálny tlak vodnej pary sa určí ako súčin objemového zlomku vodnej pary v spalínach a celkového tlaku spalín v kotle. Vyprodukované spaliny obsahujú 9,6 obj. % vodnej pary, teda parciálny tlak vodnej pary je 9,46 kPa. Podľa Antoineovej rovnice (2-2) sú pri uvedenom parciálnom tlaku spaliny nasýtené vodnou parou, a teda sa dostanú na rosný bod, pri ochladení na teplotu 44,78 °C. Pri teplote nižšej ako teplota rosného bodu začne vodná para kondenzovať a uvoľňuje sa latentné teplo. Zvýšenie rosného bodu je možné dosiahnuť zvýšením vlhkosti spalín, napríklad nástrekom vody do spalín, alebo znížením prebytku spaľovacieho vzduchu. Pri súčasnom koeficiente prebytku spaľovacieho vzduchu 1,5 už druhá možnosť nie je prípustná. Pre spaľovanie pevných látok, špeciálne drevených peliet, sa tento koeficient pohybuje v rozmedzí 1,5 – 2. Pri ďalšom znížení množstva vzduchu v spaľovacej časti kotla by dochádzalo k nedokonalému spaľovaniu paliva, čo má za následok zvýšenie emisií, prevažne tvorbu oxidov dusíku NO_x a oxidu uhoľnatého CO, a neúplné zhorenie paliva.

2.3 Tepelná bilancia spaľovania v kotle

Podstatnou informáciou pre ďalší postup práce je okrem zloženia spalín aj množstvo energie, ktoré do kotla vnesú spaliny. Preto sa táto časť venuje tepelnej bilancií spaľovacieho kotla. Spaľovanie je exotermická reakcia, pri ktorej reaguje palivo s kyslíkom a uvoľňuje sa teplo. Tepelný príkon kotla je daný súčtom entalpie spaľovacieho vzduchu privedeného do kotla a energie uvoľnenej pri vzájomnej reakcii paliva a spaľovacieho vzduchu. Táto hodnota sa musí rovnať entalpii obsiahnutej v produktoch reakcie, teda v spalínach. Tepelná bilancia spaľovania je uvedená v Tab. 2-5. Teplo je v každom prípade dané súčinom objemového, či hmotnostného toku zložky bilancie a špecifickej entalpie danej zložky. Množstvo vzduchu, paliva a spalín je dané bilanciou kotla z predchádzajúcej časti. Entalpia zmesi plynov bola určená z polynómickej závislosti entalpie jednotlivých zložiek zmesi na teplote. Koeficienty polynómického rozvoju boli pre každú látku prevzaté z tabuliek. Tepelná bilancia bola počítaná v programe Excel. Celková entalpia spalín je 79000,18 kJ/h. Tepelný príkon kotla je 21945 W. Z tepelnej bilancie spaľovania bola určená teplota spalín na vstupe do kotla 1420 °C.

Tab. 2-5 Tepelná bilancia spaľovania

Zložka tepelnej bilancie	Jednotka	Hodnota
Entalpia spaľovacieho vzduchu	kJ/h	937,51
Objemový tok vzduchu	m ³ /h	30,92
Špecifická entalpia vzduchu	kJ/m ³	30,32
Energia uvoľnená spaľovaním paliva	kJ/h	78062,67
Hmotnostný tok paliva	kg/h	4,62
Výhrevnosť paliva	kJ/kg	16904
Entalpia spalín	kJ/h	79000,18
Objemový tok spalín	m ³ /h	35,02
Špecifická entalpia spalín	kJ/m ³	2255,79

2.4 Výpočet súčiniteľov prestupu tepla

Výpočtová doména modelovaného kotla použitého pri simuláciách CFD obvykle obsahuje len vnútornú časť skutočného kotla, ktorá je ohraničená vnútornými stenami. Efekt chladenia stien kotla vodou cirkulujúcou v kotle je tak v modeli zahrnutý okrajovými podmienkami. Jedným z parametrov potrebných k definovaniu okrajovej podmienky konvekcie na stenách kotla je súčiniteľ prestupu tepla. V tejto časti je uvedený výpočet odhadovanej hodnoty daného súčiniteľa, definitívna hodnota bude určená CFD simuláciami.

Ako už bolo uvedené v predchádzajúcej teoretickej kapitole o konvekcii, rozoznávame dva prípady: voľnú a nútenú konvekciu. V prípade modelovaného kotla je voda ochladzujúca steny hnaná čerpadlom pri nízkom prietoku, konvekcia je preto nútená. V literatúre je dostupných mnoho vzťahov pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla pri nútenej konvekcii, ktoré sú závislé na režime prúdenia a vlastnostiach tekutiny. Prúdenie delíme na tri režimy: laminárny, prechodný a turbulentný. Parametrom, ktorý rozhoduje o režime prúdenia je Reynoldsove číslo. Je to bezrozmerné číslo udávajúce pomer medzi zotrvačnými a viskóznymi silami v tekutine, dané vzťahom (3-4), kde v_{∞} je rýchlosť voľného prúdu kvapaliny, x_k je charakteristický rozmer obtekanej geometrie a ν je kinematická viskozita média.

$$Re = \frac{v_{\infty} \cdot x_k}{\nu} \quad (-) \quad (3-4)$$

Problémom, pri výpočte súčiniteľa prestupu tepla vyššie popísaným prístupom, sa ukázala byť zložitá geometria spalínového výmenníka kotla. Voda vstupuje do kotla v jeho zadnej časti pri známom prietoku. Následne však obteká steny výmenníka po obálke telesa kotla a zároveň preteká štyrmi priečnymi výmenníkmi v kotle, kde dochádza k najintenzívnejšiemu prenosu tepla zo spalín. Vo väčšine prípadov ide, pri uvážení istého zjednodušenia, o obtekanie rovinnej dosky. Podstatným parametrom pri výpočte Reynoldsovho čísla je charakteristický rozmer geometrie, v našom prípade rovinnej dosky. Vo všeobecnosti je uvažovaná dĺžka dosky v smere prúdenia. Vzhľadom k tomu, že dominantný je prestup tepla v priečných výmenníkoch, vhodným rozmerom by bol práve jeden z rozmerov tejto steny. Charakter, rýchlosť a smer prúdenia sú však v tejto oblasti ťažko identifikovateľné, keďže dochádza k pritekaniu vody z oboch strán kotla, zatiaľ čo ohrievaná voda stúpa v dôsledku rozdielnej hustoty smerom nahor, kde sa opäť vracia k vonkajším stenám kotla a obteká ich. Po uvážení presnosti výpočtových vzťahov pre určenie súčiniteľa prestupu tepla konvekciou, kde sa podľa [17] môže

možná odchýlka pohybovať až okolo 25%, a ďalších zjednodušení použitých vo výpočtoch, sa dospelo k záveru, že referenčnou plochou, pre ktorú sa určí hodnota súčiniteľa prestupu tepla, bude zadná stena kotla. Rýchlosť sa pri známom priereze prietokového kanálu určí z rovnice kontinuity, keďže je známi objemový prietok vody. Charakteristickým rozmerom je úsek výšky zadnej steny s rozmerom 0,5 m.

Ako je už známe, voda vstupuje do kotla pri teplote 53,4 °C a v kotle sa ohreje na výstupnú teplotu 76,4 °C. Pri výpočtoch je uvažovaná stredná teplota vody, určená aritmetickým priemerom vstupnej a výstupnej teploty. Hodnota strednej teploty voľného prúdu vody je 65 °C. Pre túto teplotu boli určené všetky fyzikálne vlastnosti vody a ich hodnoty sú uvedené v nasledujúcej tabuľke (Tab. 2-6).

Tab. 2-6 Fyzikálne vlastnosti vody v kotle pri danej teplote a tlaku

Vlastnosť	Symbol	Jednotka	Hodnota	
Teplota	T	°C	65	38
Tlak	p	bar	2	2
Hustota	ρ	kg/m ³	980,6	993
Merná tepelná kapacita	c_p	J/(kg·K)	4187,1	4179
Tepelná vodivosť	k	W/(m·K)	0,6556	0,6259
Dynamická viskozita	η	Pa·s	$4,329 \cdot 10^{-4}$	$6,781 \cdot 10^{-4}$
Kinematická viskozita	ν	kg/m ³	$4,415 \cdot 10^{-7}$	$6,829 \cdot 10^{-7}$

V súvislosti s charakterom prenosu tepla v tekutine sa zavádza ďalšie podobnostné číslo. Podľa hodnoty Prandtľovho čísla (Pr) je možné odhadnúť, ktorý typ prenosu tepla bude prevládať. Bežne platí, že v prípade $Pr < 1$ prevláda tepelná difúzivita a teplo sa prenáša prevažne vedením, zatiaľ čo v prípade $Pr > 1$ dominuje skôr konvekcia. Hodnota Prandtľovho čísla je daná vzťahom (3-5), kde c_p je merná tepelná kapacita tekutiny, η je dynamická viskozita tekutiny a λ_f je koeficient vedenia tepla danou tekutinou. Z uvedeného vzťahu vyplýva, že Prandtľove číslo je závislé len na termofyzikálnych vlastnostiach média, a jeho hodnotu je možné stanoviť len v závislosti na teplote. Preto je hodnota Prandtľovho čísla často uvádzaná v tabuľke, spolu s ostatnými vlastnosťami média.

Výpočet súčiniteľa prestupu tepla nútenou konvekciou medzi stenou a vodou je závislý na Nusseltovom čísle, ktoré udáva pomer medzi prenosom tepla konvekciou a kondukciou v medznej vrstve tekutiny v blízkosti steny. Experimentálne zistené vzťahy pre určenie Nusseltovho čísla dostupné v literatúre závisia na Reynoldsovom a Prandtľovom čísle. Odlišnosti medzi jednotlivými autormi je možné nájsť v rovniciach, kde sú použité rôzne konštanty a mocnitéle, ale aj v rozsahoch hodnôt Reynoldsovho a Prandtľovho čísla. Porovnaní výpočtových vzťahov od rôznych autorov sa venuje práca [29]. Autorka najskôr dohľadala vzťahy od rôznych autorov, pre rôzne tvary obtekaných telies, pre laminárne aj turbulentné prúdenie, a následne graficky porovnala závislosť Nusseltovho čísla na Reynoldsovom a Prandtľovom čísle. Ako už bolo uvedené, pre riešený kotol je uvažovaný prípad s obtekaním rovinatej dosky. Opäť je dostupných viacero vzťahov, no pre účely tejto práce bola zvolená závislosť (3-6). Tento vzťah je určený pre laminárne prúdenie, ktoré je však pre rovinnú dosku definované až do $Re < 10^5$. Pri turbulentnom prúdení je Nusseltovo číslo dané vzťahom (3-7). Veľmi podobné vzťahy sú uvádzané aj v [17]. Súčiniteľ prestupu tepla α sa vypočíta podľa vzťahu (3-8).

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda_f} \quad (-) \quad (3-5)$$

Laminárne prúdenie: $Nu = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (-) \quad (3-6)$

Turbulentné prúdenie: $Nu = 0,035 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (-) \quad (3-7)$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{x_k} \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \quad (3-8)$$

V nasledujúcej tabuľke (Tab. 2-7) sú uvedené vypočítané hodnoty, použité pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla. Počítané sú dve varianty, pre strednú teplotu vody 65 °C a 38 °C. Pre určenie Nusseltovho čísla bol použitý vzťah pre laminárne prúdenie, keďže $Re < 10^5$. Výsledný súčiniteľ prestupu tepla pre teplotu vody 65 °C je 179,8 W/(m²·K) a pre teplotu 38 °C je to 162,6 W/(m²·K). Pri uvážení, že voda prúdi v kotle v uzavretom priestore, čo prispieva k vzniku turbulentného prúdenia a prestup tepla sa zvyšuje, bol pre porovnanie použitý aj vzťah pre turbulentné prúdenie. V prípade turbulentného prúdenia je hodnota súčiniteľa prestupu tepla približne o 5 % vyššia ako u laminárneho prúdenia. Rozdiel je preto zanedbateľný.

Tab. 2-7 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla nútenou konvekciou

Parameter	Symbol	Jednotka	Stredná teplota vody	
			65 °C	38 °C
Objemový prietok vody	\dot{V}	m ³ /h	0,7387	
Prierez prietokového kanálu	S	m ²	0,0107	
Rýchlosť vody	v_∞	m/s	0,0191	
Rozmer obtekanej plochy	x_k	m	0,5	
Reynoldsove číslo	Re	-	21637,2	13990
Prandtlove číslo	Pr	-	2,765	4,527
Nusseltovo číslo	Nu	-	137,1	129,9
Súčiniteľ prestupu tepla	α	W/(m ² ·K)	179,8	162,6

V uvažovanom kotle je síce voda hnaná čerpadlom, avšak objemový prietok je pomerne malý, preto je možné pre odhad súčiniteľa prestupu tepla využiť teóriu voľnej konvekcie. Voľná, alebo aj prirodzená konvekcia je vyvolaná rozdielom v teplote steny a teplote okolitej tekutiny. K pohybu tekutiny okolo steny dochádza len na základe rozdielných hustôt v dôsledku ohrievania tekutiny. Do úvahy je však potrebné brať skutočnosť, že vďaka nútenému pohybu vody bude súčiniteľ prestupu tepla o niečo väčší ako vypočítaná hodnota. Tieto neistoty budú skúmané pri tvorbe modelu. Pri výpočte Nusseltovho čísla sa okrem už spomínaného Prandtlovoho čísla používa aj Grashofove číslo, charakterizujúce pomer vztlakových a trecích síl. Je dané vzťahom (3-9), v ktorom vystupujú viaceré parametre. Geometriu telesa popisuje charakteristický rozmer L , v tomto prípade výška steny kotla x_k . Konštanta g vyjadruje gravitačné zrýchlenie, ΔT je rozdiel medzi teplotou steny a teplotou voľného prúdu kvapaliny, ktorý bol odhadnutý na 1 °C. Ostatnými premennými sú vlastnosti tekutiny. Okrem hustoty a dynamickej viskozity v tomto vzťahu vystupuje ešte súčiniteľ teplotnej objemovej

rozťažnosti β , ktorý je podstatne závislý na teplote média. Jeho hodnota pre danú teplotu je v Tab. 2-8. Rovnica (3-10) pre výpočet Nusseltovho čísla pri prirodzenej konvekčii obsahuje ešte dve neznáme, koeficienty C a n , ktorých tabuľková hodnota závisí na súčine Prandtľovho a Grashofovho čísla. V tomto prípade je $C = 0,135$ a $n = 0,333$.

$$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\eta^2} \quad (-) \quad (3-9)$$

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (-) \quad (3-10)$$

Tab. 2-8 uvádza hodnoty použité pri výpočte súčiniteľu prestupu tepla prirodzenou konvekciou, opäť pre dve teploty, a v poslednom riadku aj výslednú hodnotu samotného súčiniteľu. Súčiniteľ prestupu tepla je v prípade prirodzenej konvekcie $374,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ pre teplotu vody $65 \text{ }^\circ\text{C}$ a $279,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ pri teplote vody $38 \text{ }^\circ\text{C}$. Hodnoty sa značne líšia od hodnôt určených vzťahmi pre nútenú konvekciu. Pri samotných simuláciách bude neznáma hodnota koeficientu prestupu tepla optimalizovaná, tak aby tepelná bilancia kotla súhlasila s nameranými hodnotami. Hodnoty súčiniteľu vypočítané v tejto kapitole slúžia k stanoveniu približného rozsahu hodnôt, v ktorom by sa výsledný súčiniteľ mal nachádzať. Následne bude finálna hodnota, ktorá sa použije pri simuláciách kondenzácie spalín určená citlivostnou analýzou modelu vo Fluente. Bližšie bude táto citlivostná analýza popísaná v ďalších kapitolách.

Tab. 2-8 Výpočet koeficientu prestupu tepla prirodzenou konvekciou

Parameter	Symbol	Jednotka	Stredná teplota vody	
			65 °C	38 °C
Koeficient tepelnej objemovej rozťažnosti	β	K ⁻¹	0,00054	0,00038
Rozmer obtekanej plochy	x_k	m	0,5	0,5
Grashofove číslo	Gr	-	3422295272	999396153
Prandtľove číslo	Pr	-	2,765	4,527
Nusseltove číslo	Nu	-	285,5	223,3
Súčiniteľ prestupu tepla	α	W/(m ² ·K)	374,4	279,5

2.5 Zvlhčenie spalín nástrekom vody

Jeden z cieľov tejto práce je posúdiť vplyv zvlhčenia spalín na účinnosť kotla, či redukciu emisií. Zmyslom zvlhčenia spalín je vytvoriť lepšie podmienky pre kondenzáciu vodnej pary. Obsah vodnej pary v spalinách je možné zvýšiť nástrekom vody, čím sa dosiahne nárast teploty rosného bodu. To pri zachovaní teploty stien kotla predstavuje zväčšenie teplotného rozdielu medzi rosným bodom a stenou kotla, ktorý je jednou z hnacích síl kondenzácie. Voda môže byť do kotla pridávaná pri rôznych teplotách spalín, čo sa odvíja od miesta nástreku vody. Podstatným parametrom je teplota nástrekovanej vody, od ktorej sa bude odvíjať množstvo energie potrebné k jej ohriatiu na teplotu nasýtenia a následné odparenie. Teplo spotrebované na odparenie vody spôsobí zníženie entalpie spalín, v dôsledku čoho sa spaliny ochladia. V rámci výpočtov bolo uvažované dvojnásobné a trojnásobné zvýšenie objemového toku vodnej pary v spalinách. Pôvodný objemový tok vodnej pary v spalinách bol $3,36 \text{ m}^3/\text{h}$. Pri

dvojnásobnom zvýšení objemového toku je to 6,72 m³/h vodnej pary, pri trojnásobnom zvýšení je to 10,08 m³/h. Objem zvyšných zložiek sa nemenil, preto sa podiel vodnej pary v spalinách zvyšoval. Objemové a hmotnostné zloženie spalín po zvýšení obsahu vodnej pary v spalinách je uvedené v Tab. 2-9. Tabuľka tiež obsahuje zmenu teploty rosného bodu spalín v závislosti na zvýšení podielu vodnej pary. Nárast teploty rosného bodu je výrazný. Pri trojnásobnom zvýšení objemového toku vodnej pary je teplota rosného bodu necelých 64 °C, čo predstavuje teplotný rozdiel medzi rosným bodom a teplotou steny asi 26 °C. Pri takýchto podmienkach by malo dôjsť k zlepšeniu kondenzácie. Vypočítané parametre spalín sú použité vo výpočtových simuláciách kotlu.

Tab. 2-9 Zmena zloženia spalín a teploty rosného bodu pri zvlhčení spalín

Zložka	Pôvodné zloženie spalín		Dvojnásobný objem vodnej pary		Trojnásobný objem vodnej pary	
	% obj.	% hm.	% obj.	% hm.	% obj.	% hm.
Oxid uhličitý	11,91	17,82	10,87	16,83	9,99	15,94
Vodná para	9,6	5,88	17,52	11,11	24,17	15,78
Kyslík	9,18	9,98	8,37	9,43	7,7	8,93
Dusík	69,31	66,32	63,24	62,63	58,14	59,35
Teplota rosného bodu	44,78 °C		56,97 °C		63,94 °C	

Teplota nastrekovanej vody má vplyv na rozloženie teplotného poľa v kotle. S rastúcou teplotou vody narastá aj účinok kondenzácie. V práci [19] je uvažovaná teplota nástreku vody 40 °C. Autori udávajú túto hodnotu ako bežnú teplotu kondenzátu zachytávaného v kotle, ktorý následne znovu nastrekujú do kotla. Problémom pri tomto postupe by však boli tuhé znečisťujúce látky zachytené v kondenzáte.

3 CFD SIMULÁCIE KOTLA

Pri tvorbe geometrie, výpočtovej siete a realizácií výpočtových simulácií prúdenia spalín v kotle bol použitý software ANSYS vo verzii 2022R2.

Simulácie prúdenia tekutín sú nástrojom pre efektívnejšiu a rýchlejšiu prácu pri skúmaní a posudzovaní reálnych problémov. Dokážu poskytovať dáta, ktoré pri bežných meraniach nie je možné získať, preto ich význam v inžinierskej praxi neustále narastá. Pre posúdenie a vyhodnotenie výsledkov simulácií je ale nevyhnutné poznať dáta z reálnych experimentov, ktoré slúžia k validácii vytvoreného modelu. Okrem geometrie a siete je dôležitým bodom samotné nastavenie výpočtového modelu.

Zmyslom tejto práce je posúdenie možnosti kondenzácie spalín v reálnom kotle na drevené pelety. Nejde o návrhový výpočet, tvar a rozmery kotla sú preto jasne zadané. Pri tvorbe geometrie sa postupovalo presne podľa skutočného kotla, určité zjednodušenia boli zavedené len z ohľadom na zníženie výpočtovej náročnosti a zlepšenie konvergencie výpočtu. Na celkové správanie spalín nemajú zásadný vplyv. Keďže sa práca venuje analýze kondenzácie spalín je v prvej fáze nutné vytvoriť model s podmienkami prúdenia zodpovedajúcimi prevádzkovým hodnotám, ktoré kotol pri zadaných parametroch paliva a chladiacej vody dosahuje. Vzhľadom k náročnosti a realizovateľnosti výpočtov nie je možné simulovať všetky procesy v kotle. Preto je spaľovanie paliva vypočítané externe a model už obsahuje len výsledné zloženie, množstvo a teplotu spalín. Rovnako vplyv chladiacej vody na prúdenie spalín je definovaný len cez okrajovú podmienku na stene. Tieto skutočnosti spolu s voľbou modelov pre výpočet turbulencie, radiácie, či prenosu tepla, vnášajú do riešenia neistoty, ktorých je možné sa zbaviť porovnaním s experimentálnymi dátami. Po vytvorení vhodného modelu nasleduje druhá fáza, spojená so samotnou analýzou kondenzácie.

3.1 Model geometrie kotla

Výpočtová geometria je v porovnaní so skutočným kotlom zjednodušená. Zmyslom zjednodušenia geometrie je vytvoriť funkčný model prúdenia spalín, ktorý zachytí všetky podstatné fyzikálne aspekty vplývajúce na vlastnosti a tvar prúdenia, no zároveň berie do úvahy náročnosť a realizovateľnosť numerických simulácií vo vytvorenej doméne. Tvorba výpočtovej geometrie je preto o hľadanií balansu medzi presnosťou a časovou náročnosťou výpočtu. Od vytvoreného modelu závisia všetky nasledujúce fázy spojené s výpočtom, od tvorby siete, cez nastavenie okrajových podmienok až po následnú voľbu výpočtovej metódy.

Model kotla pre účely simulácií prúdenia v programe Ansys Fluent bol vytvorený pomocou softvéru Solidworks, kde bola vymodelovaná obálka kotla. Tvar kotla a prúdenie spalín umožňuje pri modelovaní využiť stredovú rovinu symetrie a vytvorená je len polovica kotla. To zaručí menší počet buniek na výpočtovej sieti, čím sa znížia nároky na kapacitu výpočtového zariadenia a výpočet prebehne rýchlejšie. Samotné prúdenie spalín sa však odohráva vo vnútri kotla, podstatným je teda priestor medzi stenami kotla. Model vytvorený v programe Solidworks bol preto následne upravený v programe SpaceClaim. Pri vytvorení modelu vnútorných spalinových ciest, ktorý predstavuje výpočtovú doménu simulácie prúdenia, bola použitá funkcia pre vybratie vnútorného objemu ohraničeného príslušnými hranami a plochami na vytvorenom modeli kotla. Na takto vytvorenej geometrii boli následne pomenované plochy, ktoré reprezentujú steny kotla, vstup a výstup z kotla a stredovú rovinu symetrie. V tejto fáze boli vytvorené len ich pomenovania, nastavenie vlastností týchto plôch bude prebraté v časti o okrajových podmienkach riešenia.

Informácie o tvare a rozmeroch kotla, ako aj o riešení chladenia stien, vstupu spalín a prevedení výmenníkov tepla vo vnútri kotla, boli získané kombináciou viacerých zdrojov. Samotný tvar a hlavne vnútorné rozmery kotla boli získané z modelu vytvoreného pracovníkmi Ústavu

procesného inžinierstva v programe Solidworks počas experimentálnych meraní. Ďalšie veľmi cenné informácie a to najmä o dávkovaní a horení paliva boli dostupné na stránkach výrobcu kotlov Ekoscroll, v príslušnom katalógu pre daný typ peletového kotlu. V neposlednom rade boli veľmi cenné informácie z hľadiska tvaru radiačnej komory a jej obloženia žiaruvzdornými doskami nadobudnuté počas osobnej konzultácie so zodpovedným pracovníkom ústavu, súčasťou čoho bolo aj meranie rozmerov žiaruvzdorného materiálu vloženého v kotle. Tieto informácie poskytli neoceniteľné poznatky pri celom procese tvorby a nastavenia modelu.

Na obrázku (Obr. 3-1) je finálna podoba geometrie kotla. Počas výpočtov bol model viackrát upravovaný. Došlo najmä k predĺženiu výstupného komínu, keďže pri kratšej variante komínu dochádzalo na výstupe k spätnému prúdeniu, čo malo negatívny vplyv na konvergenciu výpočtu a fyzikálne vlastnosti spalín tým boli značne nepresné. Konečný tvar v sebe zahŕňa zahnutie komína o uhol 90° vo zvislom smere, čo odpovedá konštrukcii komína pri experimentálnych meraniach. V reálnom kotle sú pelety šnekovým dopravníkom vytlačované do retortového horáku kruhového tvaru, kde postupne prehorievajú a uvoľňujú sa plynné spaliny, ktoré sú vďaka rozdielu tlaku v kotle a efektu komínového ťahu odvádzané z kotla.

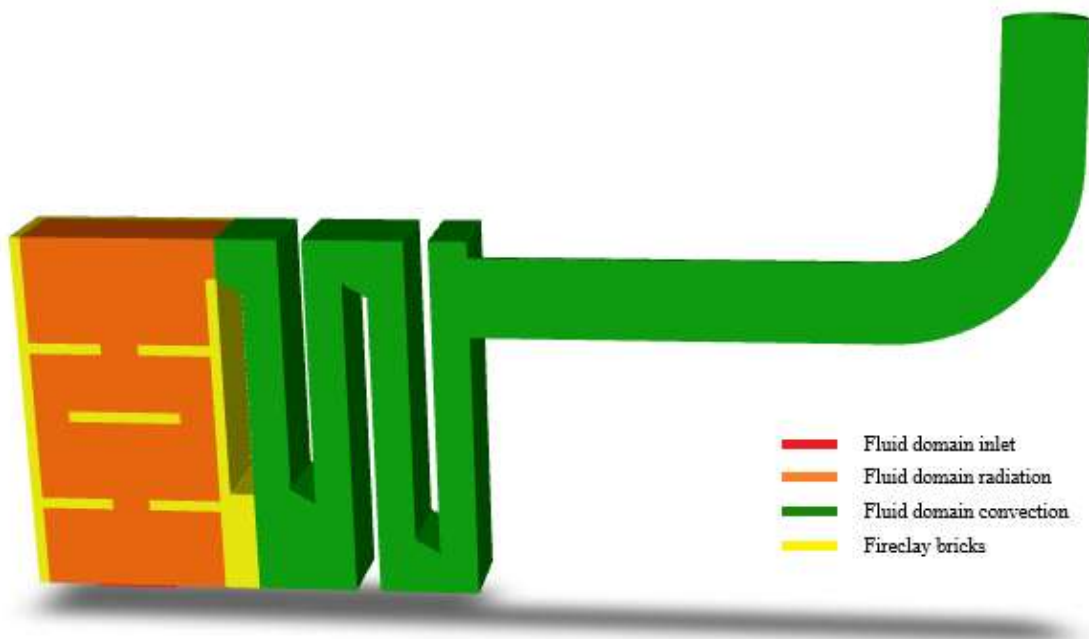
Vytvorený model neuvažuje s numerickým modelovaním spaľovania drevených peliet, čo by viedlo k výraznému navýšeniu výpočtovej náročnosti modelu. Riešením je preto stechiometrický výpočet spaľovania peliet v programe Excel a do simulácií tak už vstupujú spaliny s určeným zložením a teplotou. Vstup spalín do kotla bol v modeli uvažovaný dvomi rôznymi spôsobmi. Prvou možnosťou je zadať na vstupe konštantný hmotnostný tok spalín, cez okrajovú podmienku Mass flow inlet. V rámci tejto okrajovej podmienky sa tiež definuje prvkové zloženie spalín, teplota a ďalšie vlastnosti. Druhou možnosťou je vytvoriť na mieste vstupu malú objemovú zónu (cell zone). V rámci Fluentu sa potom na tejto doméne dá definovať zdroj hmoty a energie, tzv. source term. Zadávaná zdrojová hodnota sa vzťahuje na jednotku objemu danej domény, program si následne podľa objemu domény dopočíta hmotnostný tok a energiu. Spaliny sú vypustené zo vstupného objemu s definovanými vlastnosťami do zvyšnej časti modelu. Model neobsahuje žiadnu okrajovú podmienku Inlet, vstupná doména je ohraničená stenami a pripojená k ďalšej objemovej zóne. Pre jednofázové simulácie bola nakoniec zvolená druhá možnosť, keďže z bilančných výpočtov bolo získané množstvo a tepelná energia spalín, a zdroj energie presne definuje množstvo energie vnesenej spalínami do kotla. V prípade okrajovej podmienky Mass flow inlet si musí program hodnotu energie dopočítať zo zadanej teploty. Rozdiely vo výsledných hodnotách boli však medzi obomi prístupmi minimálne. Pri úlohách s viacfázovým modelom sa nakoniec prešlo na model s Inletom a okrajovou podmienkou Mass flow inlet. Dôvod tejto zmeny bude vysvetlený v príslušnej kapitole.

Model kotla je teda rozdelený na tri objemové fluidné zóny, s nasledujúcim pomenovaním:

- Fluid domain inlet
- Fluid domain radiation
- Fluid domain convection

Objemová zóna typu Solid je jedna, jej pomenovanie v modeli je:

- Fireclay bricks

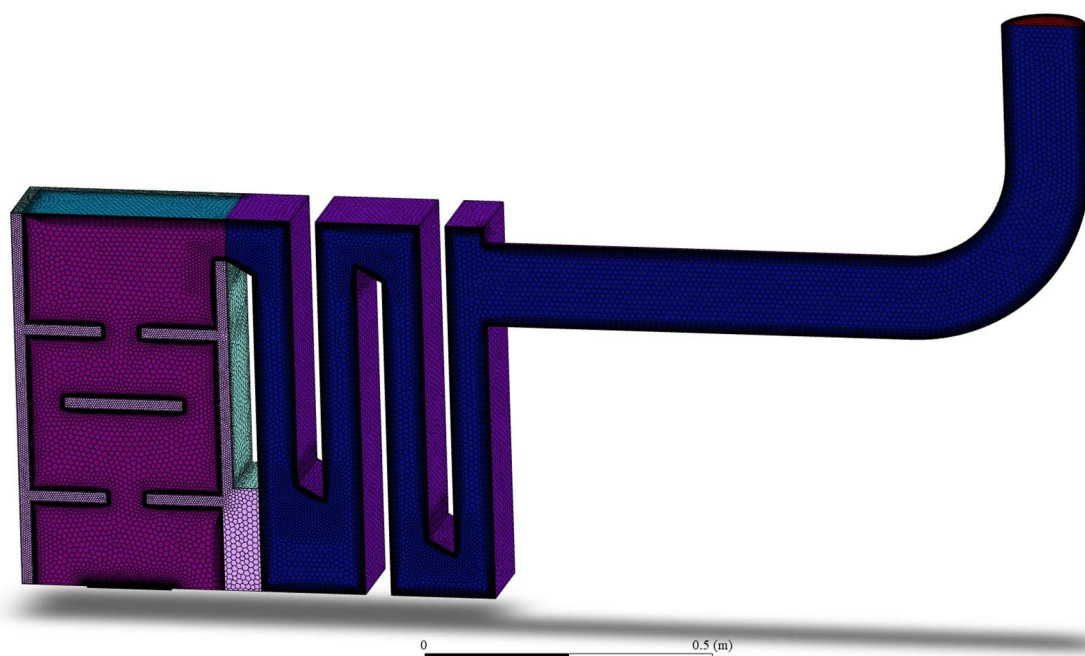


Obr. 3-1 Model kotla s vyznačenými objemovými zónami

Vstupná doména (nazvaná „Fluid domain inlet“), kde sa tvoria spaliny, má objem $5,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$. Následne prechádzajú druhou objemovou zónou (nazvanou „Fluid domain radiation“), v ktorej prevláda radiačný prenos tepla a spaliny odovzdávajú podstatnú časť svojej energie žiaruvzdornému materiálu umiestnenému po celom obvode tejto zóny. Radiačná oblasť je rozdelená na fluidný priestor kde prúdia spaliny a na objemovú zónu typu Solid (nazvanú „Fireclay bricks“), ktorá simuluje šírenie tepla v pevnom materiáli žiaruvzdornej vložky kotla. Žiaruvzdorný materiál nemusel byť nutne modelovaný ako pevná objemová zóna. Objem radiačnej komory bolo možné rozdeliť v požadovaných miestach rovinami, kde by bola zadaná okrajová podmienka steny s nulovou hrúbkou a požadovanými vlastnosťami materiálu. Tým by sa ušetril istý počet výpočtových buniek a nemusel by byť počítaný prenos tepla pevným materiálom. Miestom kde je však modelovanie objemovej zóny nevyhnutné, je spodná časť kotla, pod prvým priečnym výmenníkom. Šamotový materiál tu oddeľuje prúdenie spalín v radiačnej komore a prvom ťahu kotla, ktoré sa tak nemôžu vzájomne ovplyvňovať. Zvyšná časť pevnej objemovej zóny bola domodelovaná v zachovaní kontinuity na už vytvorenú zónu. Počet buniek siete sa tým výrazne nezvýšil. Porovnanie počtu buniek v jednotlivých objemových zónach bude uvedené v tabuľke pri popise siete (Tab. 3-1). Výhodou takto vymodelovanej pevnej objemovej zóny, je možnosť sledovania teploty žiaruvzdorného materiálu. Ochladené spaliny vstupujú do poslednej objemovej zóny s prevládajúcim konvekčným prenosom tepla. Táto zóna je tvorená štyrmi ťahmi a je ukončená komínom. Voľný priestor medzi jednotlivými ťahmi kotla si je možné predstaviť ako štyri priečne výmenníky tepla naplnené vodou. Rozdelenie fluidnej výpočtovej domény na radiačnú a konvekčnú oblasť bolo uskutočnené najmä z ohľadom na definovanie okrajových podmienok na plochách predstavujúcich steny kotla. Tretia objemová zóna, na vstupe, bola vytvorená za účelom definovania vstupu spalín so zdrojovými členmi.

3.2 Výpočtová sieť

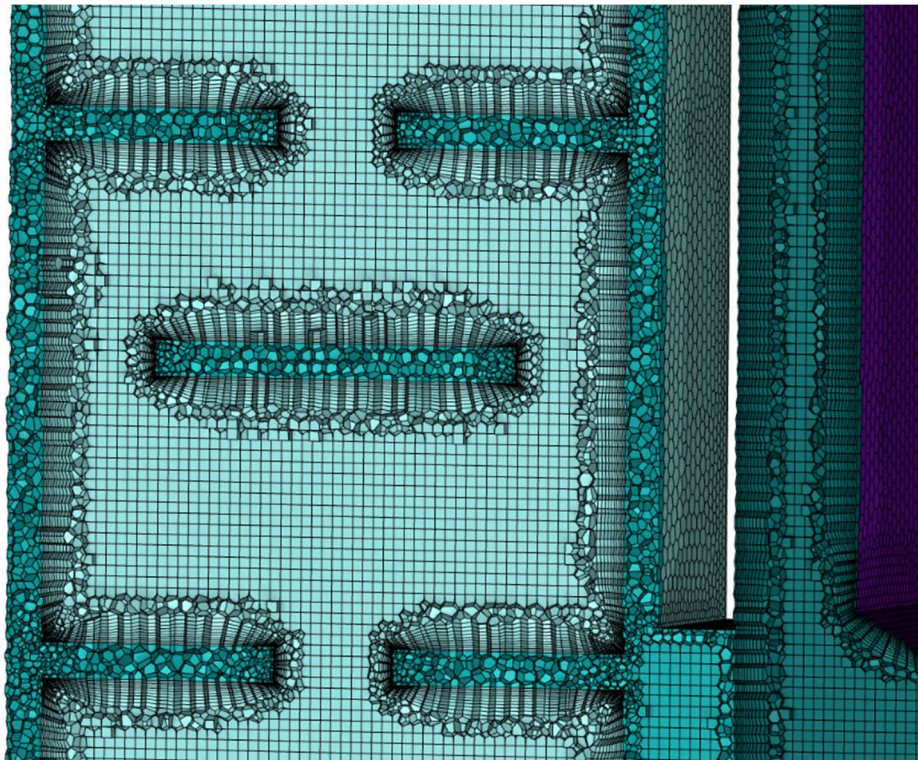
Tvorba výpočtovej siete prebehla v programe Fluent Meshing. Ide o pomerne veľký model kotla, dosahujúci výšku 670 mm, dĺžku 840 mm, šírku 160 mm a k tomu je potrebné tiež pripočítať komín na výstupe. To znamená, že pre dostatočné zjemnenie siete je potrebný veľký počet buniek. Zásadné pri tvorbe siete je preto nájsť kompromis medzi množstvom buniek, kvalitou siete a na to nadväzujúcou presnosťou výpočtov. Na druhú stranu je geometria kotla tvorená z väčšej časti pravidelnými tvarmi, čo umožňuje vytvoriť sieť s dobrou kvalitou buniek. Pri sieťovaní 3D geometrie je v prvej fáze vygenerovaná povrchová sieť. Až potom nasleduje tvorba objemovej siete vo vnútri domény. Povrchová sieť (Obr. 3-2) pokrýva vonkajšie plochy modelu a tvorí základ pre generovanie objemovej siete. Minimálna veľkosť bunky povrchovej siete pre tento model je 4 mm (tieto bunky sa vyskytujú v blízkosti hrán geometrie a v medznej vrstve), zatiaľ čo maximálna veľkosť bola nastavená na 10 mm (tieto bunky vyplňajú časti plôch vzdialenejšie od hrán geometrie).



Obr. 3-2 Povrchová sieť kotla

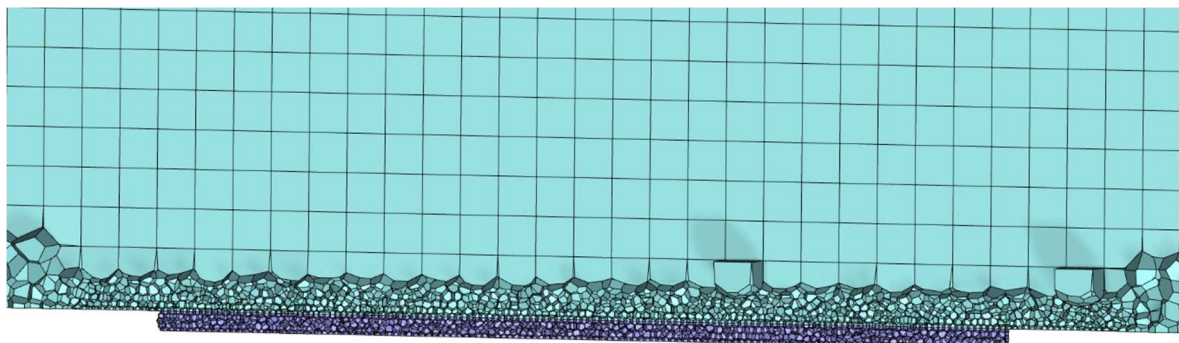
Objemová sieť kotla je tvorená kombináciou buniek v tvare pravidelných šesťstenov a mnohostenov, tzv. poly-hexcore sieť (Obr. 3-3). Snahou bolo dosiahnuť čo najväčšie množstvo pravidelných šesťstenových buniek, ktoré prispievajú k zvýšeniu kvality siete. Maximálna veľkosť buniek objemovej siete bola nastavená na 6 mm. Dôležitým miestom v kotle, ako z pohľadu prúdenia spalín, tak aj z pohľadu prestupu tepla, je oblasť v blízkosti stien. Preto je potrebné zjemnenie siete v normálovom smere na smer prúdenia u všetkých stien v modeli, tak aby bolo možné zachytiť deje v medznej vrstve prúdenia. Odskúšaných bolo niekoľko prípadov s rôznym počtom okrajových vrstiev. Z ohľadom na rozmery jednotlivých ťahov kotla a výslednú kvalitu siete bolo použitých 10 okrajových vrstiev siete s postupným nárastom veľkosti buniek do vnútra prúdu. Určujúcim parametrom pre posúdenie jemnosti siete v oblasti stien je parameter y^+ . Tento bezrozmerný parameter vyjadruje vzdialenosť stredy prvej bunky siete od steny. Hodnota závisí najmä na type média, skutočnej vzdialenosti, či trecej rýchlosti. Použitie vhodného nastavenia turbulentných modelov pri výpočtoch prúdenia v blízkosti stien je závislé práve na jeho hodnote.

Obr. 3-3 ukazuje detailnejšie zobrazenie siete vo vnútri domény. Jadro domény je väčšinou tvorené pravidelnými šesťstenmi. V blízkosti je jasne viditeľná vrstva zjemnených buniek. Vzhľadom na rozmery jednotlivých ťahov konvekčnej časti kotla, nie je možné pri danej veľkosti buniek pridať ďalšie vrstvy.



Obr. 3-3 Detailný pohľad na objemovú sieť kotla

Jediné lokálne zjemnenie v modeli bolo použité pri sieťovaní vstupnej domény, ktorá je výrazne menšia ako ostatné domény. K zjemneniu bola použitá metóda Body of influence. Na požadovanom mieste bol vytvorený kváder, v rámci ktorého bola definovaná maximálna veľkosť bunky. Vytvorené bunky postupne v smere prúdenia prechádzajú do veľkosti nastavenej globálnymi parametrami siete. Výsledná podoba objemovej siete s lokálnym zjemnením v oblasti vstupu spaľín je na Obr. 3-4.



Obr. 3-4 Lokálne zjemnenie siete vo vstupnej doméne a blízkom okolí

Dôležitým bodom pri nastavení siete je správne nadefinovať počet a typ objemových zón. Ako už bolo uvedené vyššie, vytvorené geometria obsahuje 3 fluidné objemové zóny a jednu pevnú objemovú zónu. Výsledná kvalita objemovej siete je dobrá. Na vylepšenie prvotne vygenerovanej objemovej siete na súčasné hodnoty bola použitá funkcia Improve volume mesh, ktorá zvýšila kvalitu najhorších buniek. V nasledujúcej tabuľke (Tab. 3-1) sú zobrazené vybrané údaje o veľkosti a kvalite siete. Je uvedený celkový počet buniek, ako aj počet buniek v objemových doménach oboch typov.

Tab. 3-1 Veľkosť a kvalita výpočtovej siete

Parameter	Hodnota
Počet buniek siete	807462
Objemové zóny Fluid	736997
Objemová zóna Solid	70465
Minimálna ortogonálna kvalita siete	0,4
Priemerná ortogonálna kvalita siete	0,91
Maximálna hodnota Aspect Ratio	42,7

3.3 Numerické výpočtové modely

Práca sa venuje analýze možnosti kondenzácie spalín vo výmenníku kotla. Riešenie je rozdelené do dvoch častí. V prvej časti sa práca venuje tvorbe modelu, nastaveniu okrajových podmienok a metódy výpočtu. Dáta z výpočtov sú porovnávané s experimentálne získanými hodnotami z reálnych meraní a hľadá sa kombinácia nastavení modelu, tak aby čo najpresnejšie simuloval reálny prípad. V tejto fáze je použitý jednofázový model výpočtu, kde v doméne prúdi len zmes spalín. Druhá časť sa už venuje samotnej analýze kondenzácie, preto je vo Flunte zapnutý viacfázový model, tzv. Multiphase, ktorý umožňuje výpočet prestupu hmoty a energie medzi dvomi fázami, vodnou parou v spalinách a vodou tvoriacou kondenzát. V oboch fázach riešenia sú zapnuté modely turbulencie, energie, radiácie a model transportu častíc. Taktiež je zapnutá gravitácia, takže pri riešení pohybových rovníc pribudne zložka tiažového zrýchlenia $9,81 \text{ m/s}^2$. Z hľadiska časovej závislosti riešenia je pri výpočtoch použitý steady-state model, teda je napočítaný rovnovážny stav v kotle. V nasledujúcej časti bude bližšie popísané ich nastavenie.

3.3.1 Turbulentný model

V práci je použitý turbulentný model $k-\epsilon$ Realizable, s funkciou Enhanced Wall Treatment pre modelovanie prúdenia v blízkosti stien. Predikcia prestupu tepla a hmoty na stenách kotla vyžaduje jemnú sieť v blízkosti stien (tzv. near-wall model), tak aby bolo možné správne zachytiť správanie tekutiny vo viskózne podvrstve. Už bolo spomenuté, že jemnosť siete v okolí stien sa posudzuje bezrozmerným parametrom y^+ . Použitý model Enhanced Wall Treatment pracuje pre danú aplikáciu optimálne pri hodnotách y^+ blízkych 1. Avšak model takúto hodnotu nutne nevyžaduje, keďže dokáže počítať pri rôznych hodnotách y^+ . Vzhľadom na tvar a veľkosť geometrie však nebolo možné znížiť hodnotu y^+ na takú nízku hodnotu. Hodnota sa v doméne značne mení, pričom dosahovala maximálne hodnoty 4 až 5. To však spĺňa podmienku, ktorá odporúča vyhnúť sa pri modelovaní medznej vrstvy u steny hodnotám y^+ 5 až 30. V tejto oblasti sa totiž nachádza tzv. prechodová vrstva, kde sa miešajú vplyvy zotrvačných a trecích síl a dochádza tu k výraznému nárastu turbulencie. Model $k-\epsilon$ Realizable

vykazoval pri výpočtoch dobrú konvergenciu. Testovaný bol aj model $k-\omega$ SST, ktorý mal však problém skonvergovať na vytvorenej sieti. Preto bol vybraný model $k-\varepsilon$ Realizable, ktorý je najrozšírenejším dvojrovnícovým turbulentným modelom a je používaný pre mnoho inžinierskych aplikácií, pričom dosahuje dobrú zhodu s experimentálnymi dátami. Použitý bol napríklad v prácach [30], [31], [32], ktoré sa taktiež venujú problému stenovej kondenzácie.

3.3.2 Model radiácie

Kondenzácia spalín nastáva v miestach s nízkou teplotou spalín a samotná radiácia už v tomto prípade nehrá podstatnú rolu. Jej vplyv na prenos tepla v týchto častiach kotla je v porovnaní s konvekciou zanedbateľný. Teploty spalín v radiačnej komore sú však vysoké, a aby došlo k tak výraznému ochladeniu spalín, že sa kotle začne prebiehať kondenzácia, je potrebné spalínám v radiačnej časti odobrať dostatočné množstvo tepelného toku. K tomu je možné využiť viacero spôsobov, napríklad zadať na steny v radiačnej komore okrajovú podmienku s definovaným tepelným tokom, ktorý má byť odobraný. V tejto práci je však k tomuto účelu použitý práve model radiácie. Ten pri výpočtoch fungoval veľmi dobre a výsledný teplotný profil kotla pôsobil v porovnaní s nameranými dátami vierohodne.

Použitý je model Discrete Ordinates (DO), ktorý už bol bližšie popísaný v predošlých kapitolách. Rovnica radiácie sa bude počítať každých 5 iterácií. Predvolene je v modeli DO nastavená hodnota 10, čo výpočty predlžuje, a keďže nastavená hodnota aktualizácie rovnice radiácie každých 5 iterácií nevykazovala zhoršenie konvergencie výpočtov, bola použitá nižšia hodnota. Používateľ nastavuje jemnosť uhlovej diskretizácie, pričom každý uhol je reprezentovaný smerovým vektorom. DO model rieši toľko transportných rovníc, koľko je smerových vektorov. Hodnota uhlovej diskretizácie je nastavená na 2 v smere oboch uhlov.

Vstupným parametrom pre model DO (okrem diskretizačných či numerických parametrov) do Fluentu je absorpčný koeficient a . Ten môže byť zadaný s konštantnou hodnotou alebo ako funkcia koncentrácie H_2O a CO_2 , a celkového tlaku. Fluent pre možnosť zadania premennej hodnoty absorpčného koeficientu poskytuje model WSGGM (Weighted-Sum-of-Grey-Gases Model), ktorý je použitý v tejto práci. Model radiácie výrazne spomaľuje konvergenciu a predlžuje tým čas výpočtov. Pre správne riešenie je však nutné odobrať spalínám dostatok tepelného toku v radiačnej komore, čo tento model umožňuje a preto je podstatným prvkom výpočtov.

3.3.3 Model prenosu plynných zložiek

Spaliny sú v modeli definované ako ideálna viaczložková zmes štyroch plynov – dusík, oxid uhličitý, kyslík a vodná para. K prenosu častíc jednotlivých zložiek zmesi je použitý model Species transport. V tejto časti bolo potrebné definovať materiál, pre ktorý sa bude prenos častíc počítať. Zvolená bola už nedefinovaná zmes plynov s názvom Mixture-template obsahujúca 4 zložky. Zvolená bola tiež, tzv. okrajová zložka. Je to zložka, ktorá sa nebude počítať, a všetky hodnoty s ňou súvisiace sa získajú ako rozdiel hodnoty celej zmesi a hodnôt ostatných zložiek. Okrajovou zložkou v tomto modeli je dusík. Modelovanie všetkých štyroch zložiek však nie je nutné. Na modelovaných javoch v kotle sa totiž podieľajú len vodná para a oxid uhličitý. Oba prvky sa podieľajú na prenosu energie radiáciou, pričom vodná para sa ďalej podieľa na kondenzácii. Kyslík a dusík by bez výrazného vplyvu mohli byť uvažované spoločne ako jediná zložka, čo by znížilo výpočtovú náročnosť. Toto zjednodušenie však v práci nie je použité.

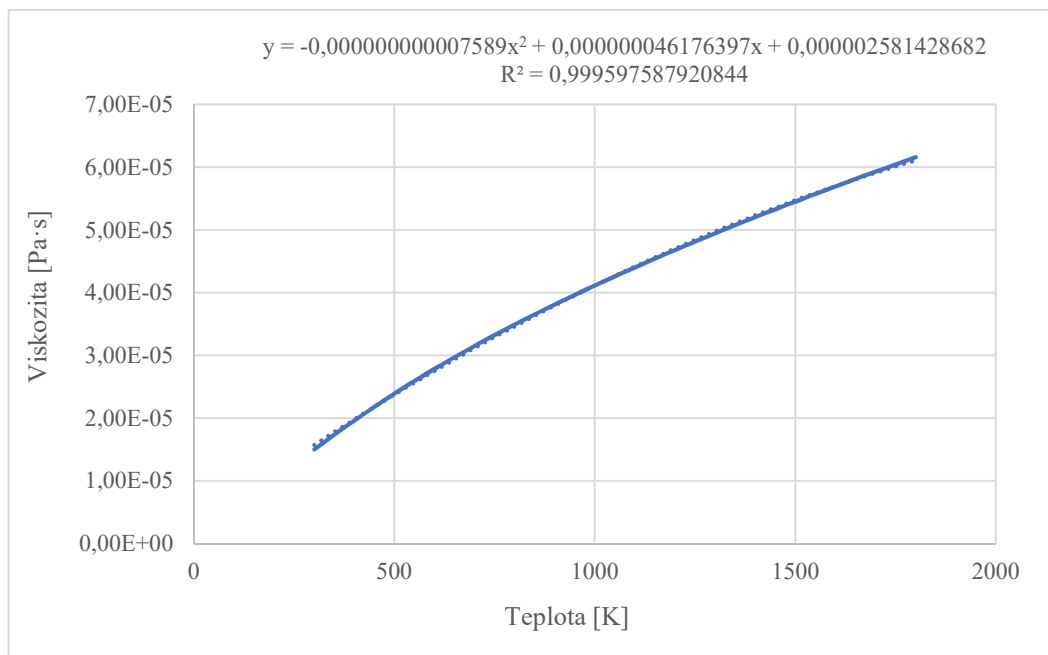
3.4 Materiály

Model kotla používa niekoľko materiálov. Spaliny sú nadefinované ako zmes plynov, čomu vo Fluente odpovedá typ materiálu Mixture. V prípade viacfázového modelu sa ako druhá fáza definuje kondenzát tvorený vodou v kvapalnom skupenstve. Tá je definovaná ako materiál typu Fluid, pretože ide o čistú kvapalinu. V modeli je tiež potrebné nadefinovať dva materiály pevného skupenstva (typ Solid). Oceľ, z ktorej sú vyrobené steny kotla, a žiaruvzdorný materiál (šamotové tehly), ktorý je definovaný v pevnej objemovej zóne. Oceľ je použitá ako materiál v okrajovej podmienke steny, keďže steny v kotle nie sú fyzicky modelované, ale používa sa len okrajová podmienka reprezentujúca stenu kotla s virtuálnou hrúbkou.

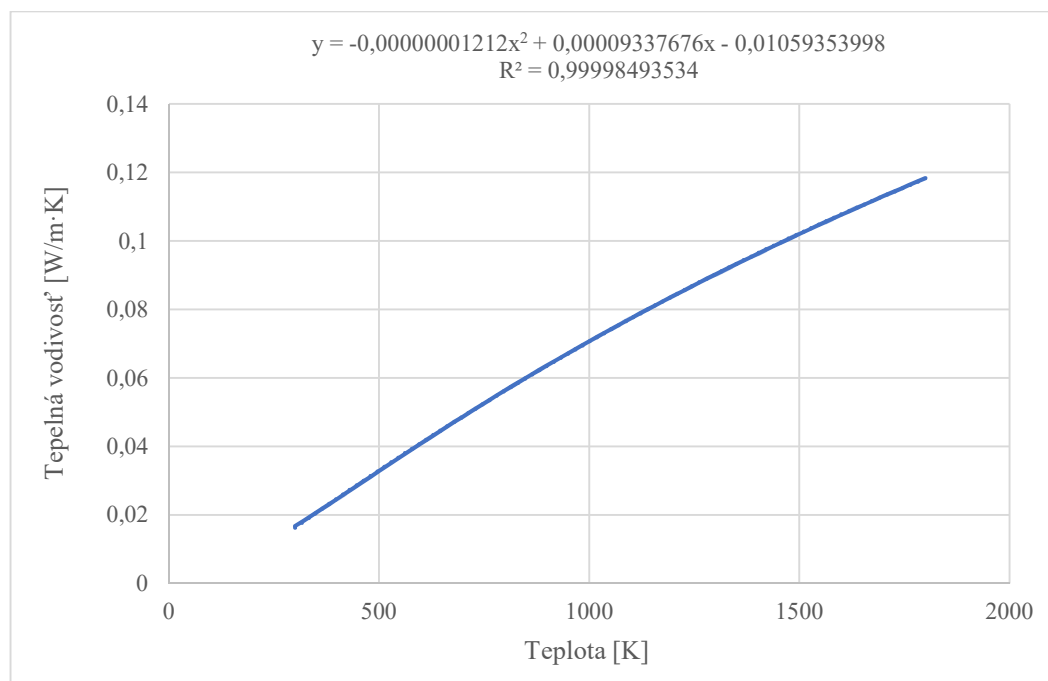
Zmes plynov obsahuje štyri zložky – dusík, vodík, oxid uhličitý a vodnú paru. Vlastnosti materiálov sú prevzaté z databázy materiálov vo Fluente. Vo všeobecnosti sú fyzikálne vlastnosti materiálov teplotne závislé a keďže sa teplota spalín v kotle pohybuje v širokom rozmedzí, použitie konštantnej hodnoty by viedlo k nepresnému riešeniu. Preto je nutné vybrať pre daný materiál niektorú z možností popisu teplotnej závislosti pre hustotu, mernú tepelnú kapacitu, viskozitu a tepelnú vodivosť. Zároveň je dôležitý výber metódy pre výpočet fyzikálnych vlastností zmesi, zloženej z jednotlivých plynov. V Tab. 3-2 sú zobrazené informácie o polynómických závislostiach mernej tepelnej kapacity, tepelnej vodivosti a viskozity, všetkých štyroch zložiek plynnej zmesi na teplote, kde je uvedený typ závislosti danej veličiny a počet koeficientov polynómu udávajúci jeho stupeň. Polynómické koeficienty vlastností plynov sú preddefinované v databáze Fluentu (vlastnosti sú v databáze implementované na základe publikácie [33]), jediným prvkom ktorý tam tieto koeficienty pre výpočet tepelnej vodivosti a viskozity nemá definované, je oxid uhličitý. V [34] boli preto vyhľadane hodnoty týchto dvoch vlastností pre oxid uhličitý, pri atmosférickom tlaku a teplotnom rozmedzí od 0°C po 1600°C. S využitím programu Excel boli tieto dáta aproximované polynómom druhého stupňa. Na Obr. 3-5 a Obr. 3-6 sú zobrazené závislosti viskozity, resp. tepelnej vodivosti, oxidu uhličitého na teplote, získané aproximáciou meraných dát. Koeficienty aproximačného polynómu boli následne vložené do Fluentu.

Tab. 3-2 Nastavenie materiálových vlastností zložiek plynnej zmesi

Vlastnosť	Jednotka	Závislosť na teplote	Počet koeficientov polynómu
Merná tepelná kapacita	J/(kg·K)	po častiach polynómická	5
Tepelná vodivosť	W/(m·K)	polynómická	3
Viskozita	kg/(m·s)	polynómická	3



Obr. 3-5 Polynómická závislosť viskozity CO₂ na teplote



Obr. 3-6 Polynómická závislosť tepelnej vodivosti CO₂ na teplote

Pretože sú spaliny definované ako zmes plynov, je potrebné zvoliť metódu, ktorá umožní podľa aktuálneho zloženia zmesi a podmienok prúdenia dopočítať konkrétnu hodnotu niektorej z fyzikálnych vlastností zmesi. V nasledujúcej tabuľke (Tab. 3-3) sú tieto metódy uvedené. Hustota je počítaná metódou Incompressible Ideal Gas, teda spaliny sú považované za nestlačiteľný ideálny plyn (u prúdenia plynu s Machovým číslom $M < 0,1$, je možné efekt stlačiteľnosti plynu zanedbať) [15]. Rovnica (4-1) uvádza vzťah pre výpočet hustoty ρ nestlačiteľného ideálneho plynu:

$$\rho = \frac{p_{OP}}{\frac{R}{M_W} \cdot T} \quad \left(\frac{kg}{m^3}\right) \quad (4-1)$$

kde, p_{OP} je operačný tlak v kotle, ktorý je potrebné nastaviť v záložke operačných podmienok modelu, R je plynová konštanta, M_W je molárna hmotnosť zmesi plynov a T je teplota spalín. Metóda Mixing Law definuje hodnotu vlastnosti zmesi plynov ako sumu molárnych zložiek od jednotlivých plynov. Zložka jednotlivého plynu je tvorená súčinom objemového zlomku plynu v zmesi a hodnoty určovanej vlastnosti plynu pri konkrétnej teplote. Hodnota absorbného koeficientu sa využije v rovnici výpočtu radiácie a pre zmes je určená metódou WSGGM Domain Based. Metóda Mixing-law bola použitá aj v práci [31], a to pre výpočet špecifického tepla, tepelnej vodivosti a viskozity trojzložkovej zmesi ideálnych plynov H_2O , N_2 a O_2 .

Tab. 3-3 Metódy výpočtu vybraných vlastností zmesi plynov

Vlastnosť	Jednotka	Metóda
Hustota	kg/m ³	Incompressible Ideal Gas
Merná tepelná kapacita	J/(kg·K)	Mixing Law
Tepelná vodivosť	W/(m·K)	Ideal Gas Mixing Law
Viskozita	kg/(m·s)	Ideal Gas Mixing Law
Absorbčný koeficient	m ⁻¹	WSGGM Domain Based

Tab. 3-4 obsahuje hodnoty materiálových vlastností pevných materiálov, konkrétne hodnoty hustoty, mernej tepelnej kapacity a tepelnej vodivosti. Žiaruvzdorný materiál tvorí obloženie radiačnej komory kotla a jeho úlohou je chrániť materiál steny kotla pred vysokými teplotami tým, že časť tepelnej energie spalín absorbuje a naakumuluje vo svojom objeme, zvyšná energia sa odrazí späť do radiačnej komory. Aby materiál dobre plnil túto funkciu, podstatnými vlastnosťami okrem odolnosti voči vysokým teplotám je nízka tepelná vodivosť a naopak čo najvyššia merná tepelná kapacita. Tepelná kapacita rozhoduje o schopnosti materiálu pohltiť tepelnú energiu. Keďže steny kotla sú vyrobené z obyčajnej oceli s nízkou teplotnou odolnosťou, nízka tepelná kapacita žiaruvzdorného materiálu má zaručiť, že teplo prenesené z radiačnej komory, cez žiaruvzdornú vložku do steny kotla, nespôsobí ohriatie steny na vysoké teploty, čo by mohlo spôsobiť poškodenie materiálu steny. Emisivita materiálu je dôležitou vlastnosťou z pohľadu prenosu tepla radiáciou. Nastavuje sa v okrajových podmienkach steny. Konkrétne hodnoty pre nezanesený žiaruvzdorný materiál (určené pre teplotu 1100 °C), použité v tejto práci, pochádzajú z tabuliek termofyzikálnych vlastností materiálov uvedených v publikácii [17].

Tab. 3-4 Materiálové vlastnosti oceli a žiaruvzdorného materiálu v čistom (nezanesenom) stave

Vlastnosť	Jednotka	Materiál	
		Oceľ	Šamot
Hustota	kg/m ³	8030	2050
Merná tepelná kapacita	J/(kg·K)	503	960
Tepelná vodivosť	W/(m·K)	50	1,1
Emisivita	-	0,85	0,75

3.5 Objemové zóny

Objemová zóna Fluid domain inlet predstavuje vstup spalín do kotla. Funkcia Source term definuje zdroj hmoty, hybnosti, či energie, ktorých transport sa v rámci modelu rieši numericky. V tomto modeli je definovaný len zdroj hmoty a energie. Počiatočná hybnosť nie je zadaná. Zdroj hmoty média sa zadáva v jednotkách $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$. Z rozmerovej analýzy tejto jednotky je zrejmé, že množstvo média sa definuje ako pomer požadovaného hmotnostného toku ku objemu vybranej domény. Zdroj energie sa zadáva ako pomer energie vnesenej do kotla spalínami ku objemu vstupnej domény. Jednotkou je W/m^3 . Energia obsiahnutá v spalínach je daná bilančným výpočtom kotla v predchádzajúcich kapitolách. V bilančných výpočtoch bolo množstvo spalín udávané v objemových jednotkách, no v prípade zadávania zdroju hmoty sú jednotky hmotnostné. Preto bolo nevyhnutné hodnoty z výpočtov prepočítať. Keďže sú spaliny považované za zmes ideálnych plynov, k prepočtu je použitý molárny objem ideálneho plynu $22,414 \text{ m}^3/\text{kmol}$ a molárna hmotnosť jednotlivých zložiek. V Tab. 3-5 sú uvedené zdrojové hodnoty zadané v časti Source term v objemovej doméne Fluid domain inlet. Okrem celkovej hmoty vstupujúcej do kotla sú zadané aj zdrojové hodnoty pre jednotlivé zložky spalín, aby bolo jasne definované zloženie spalín v kotle.

Tab. 3-5 Množstvo a energia spalín generované vo vstupnej objemovej zóne

Zdroj	Jednotka	Hodnota
Množstvo spalín	$\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$	191,2
Vodná para – H_2O	$\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$	11,2
Oxid uhličitý - CO_2	$\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$	34,1
Kyslík - O_2	$\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$	19,1
Energia spalín	W/m^3	419508580

3.6 Okrajové podmienky

Okrajové podmienky sú nevyhnutným predpokladom pre riešenie sústavy diferenciálnych rovníc. Predstavujú hodnoty, ktoré nadobúda nezávislá premenná rovníc na okraji riešenej oblasti. Aby bolo riešenie jednoznačné a vyhovovalo okrajovým podmienkam úlohy, musia byť tieto okrajové podmienky správne zadané. V ďalšej časti sú uvedené okrajové podmienky použité v tejto práci a sú popísané parametre, ktoré boli pre každú z okrajových podmienok zadané.

3.6.1 Outlet

Na výstupe z komína sú spaliny uvoľnené do okolitého prostredia s atmosférickým tlakom. Preto je na ploche v modeli, ktorá predstavuje výstup z komína, zadaná okrajová podmienka typu Pressure-outlet. V nastaveniach podmienky tohto typu je možné zvoliť pretlak okolia za výstupom. Keďže je v prípade riešeného kotla za výstupom atmosférický tlak, hodnota pretlaku je 0 Pa. Plocha predstavujúca výstup z komína je na Obr. 3-7 vyznačená modrou farbou.

3.6.2 Symetria

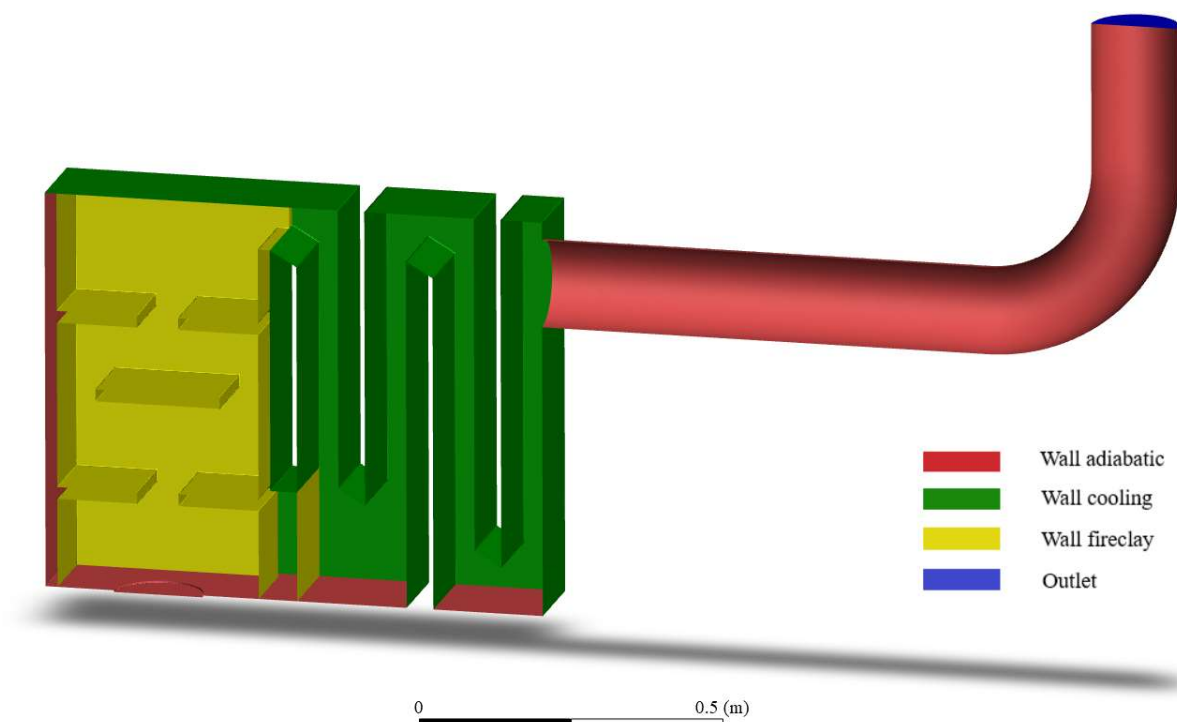
Okrajová podmienka symetrie sa používa v prípade, že geometria modelovaného telesa, ako aj prúdenie a teplotné pole sú zrkadlovo symetrické podľa zvolenej roviny. V prípade tohto kotla prechádza zvolená rovina symetrie stredom kotla a v smere šírky ho delí na dve polovice.

Konvekčný a difúzny tok všetkých veličín zvolenou rovinou symetrie je nulový, čo znamená, že normálová zložka rýchlosti ako aj normálová zložka gradientu ktorejkoľvek veličiny je na rovine symetrie nulová.

3.6.3 Steny

Podstatou práce je analyzovať možnosti kondenzácie v kotle a určiť miesta, kde by ku kondenzácii pri istých podmienkach mohlo dochádzať. Najpravdepodobnejším miestom k vzniku kondenzácie v kotle sú steny výmenníkov. Tie sú z vonkajšej strany chladené cirkulujúcou vodou. Keď teplota steny výmenníku klesne dostatočne pod hodnotu rosného bodu, dôjde k zmene skupenstva vodnej pary v spalinách na kvapalné. Pretože je modelovaný celý kotol a model je tak dosť komplexný, pri výpočte prenosu tepla medzi spalinami a chladiacou vodou cez stenu kotla nie je modelovaná pevná stena, ale je použitá okrajová podmienka steny. Táto okrajová podmienka nahradí reálnu stenu fiktívnou stenou s virtuálnou hrúbkou a zjednodušeným výpočtom s využitím rovníc vedenia tepla modeluje výmenu tepla cez stenu. Výmena tepla medzi spalinami a stenou je počítaná numericky, pričom tepelný tok na vonkajšej strane steny, ktorá je chladená vodou, je daný okrajovou podmienkou. Tento model využíva na určitom type stien okrajovú podmienku konvekcie. Parametrami pre takto definovanú okrajovú podmienku steny sú materiál steny, s definovaným súčiniteľom vedenia tepla, hrúbka steny, teplota voľného prúdu tekutiny na vonkajšej strane steny a súčiniteľ prestupu tepla konvekciou medzi touto tekutinou a stenou. Z požadovaných parametrov sú známe všetky hodnoty okrem súčiniteľu prestupu tepla. V predchádzajúcej kapitole práce boli vypočítané dve hodnoty súčiniteľu prestupu tepla, ktoré predstavujú rozmedzie, kde by sa výsledný súčiniteľ mal nachádzať. Určenie hodnoty súčiniteľu prestupu tepla, pri ktorom bude model odpovedať nameraným dátam, je jedným z výsledkov tejto práce a výpočet bude uvedený v ďalšom priebehu práce.

Model kotla obsahuje tri typy stien. Steny, z vonkajšej strany chladené vodou, cez ktoré prebieha prenos tepla medzi spalinami a vodou. Tieto steny nesú označenie Wall-cooling. Ďalej sú to steny nechladené a izolované, tzv. adiabatické, na ktorých nedochádza k výmene tepla s okolím. Tieto steny predstavujú spodnú časť kotla, ktorá nie je chladená vodou, prednú časť kotla, kde sú umiestnené dvierka, a tiež komínovú rúru, ktorá je z vonkajšej strany obalená izolačným materiálom a preto sa uvažuje, že v tejto časti už k chladeniu spalín nedochádza. Kotol v skutočnosti nie je izolovaný dokonale, takže v tomto prípade ide o istú aproximáciu. Meraním boli stanovené tepelné straty kotla do okolia 1,4 % z príkonu kotla. Tento fakt bude zohľadnený pri vyhodnotení výpočtov. Označenie adiabatických stien v modeli je Wall-adiabatic. Zároveň je do tejto skupiny zahrnutá aj stena Wall-inlet, ktorá ohraničuje vstupnú doménu. Tretí typ steny tvoria plochy na rozhraní objemových zón Fluid domain radiation a Fireclay bricks. Fluent na rozhraní automaticky vytvorí dve plochy, vzájomne prepojené metódou Coupled. Steny medzi týmito dvomi objemovými zónami sú podstatné z hľadiska nastavení okrajovej podmienky radiácie v radiačnej komore kotla. V modeli je použité označenie Wall-fireclay. Na Obr. 3-7 je zobrazený model kotla s vyznačenými plochami so zadanou okrajovou podmienkou steny. Každý typ steny je znázornený inou farbou, pričom význam jednotlivých farieb je popísaný v legende. Na obrázku nie je znázornená stredová rovina s okrajovou podmienkou typu Symmetry, aby bol umožnený náhľad do vnútra kotla na všetky steny. Steny Wall cooling a Wall adiabatic tvoria vonkajšiu obálku kotla, zatiaľ čo stena Wall fireclay je umiestnená vnútri kotla. Na obrázku ešte nie je jasne viditeľné, že stena Wall cooling znázornená zelenou farbou tvorí celú zadnú stenu kotla, teda pokračuje aj za žlte znázornenú stenu Wall fireclay.



Obr. 3-7 Grafické znázornenie okrajových podmienok modelu

V nasledujúcej tabuľke (Tab. 3-6) sú pre každý z typov stien uvedené parametre charakterizujúce okrajovú podmienku. Všetky steny sú považované za hladké a čisté steny. Medzi médiom a stenami dochádza k pôsobeniu šmykového napätia, preto je rýchlosť média na stenách kotla nulová (tzv. No-slip podmienka). Z hľadiska radiácie sú všetky steny považované za nepriesvitné, čo znamená, že neprepúšťajú žiadne žiarenie. Dopadajúce tepelné žiarenie je absorbované materiálom alebo odrazené späť do kotla. Zvolené hodnoty súčiniteľa prechodu tepla na stenách Wall-cooling sú východiskové hodnoty pre ďalšiu analýzu vplyvu súčiniteľa prechodu tepla na vývin teploty v kotle. Finálne hodnoty, ktoré budú najlepšie odpovedať experimentálnym hodnotám, budú vybrané na základe citlivostnej analýzy.

Tab. 3-6 Nastavenie okrajových podmienok na stene kotla

Parameter	Jednotka	Názov steny		
		Wall-cooling	Wall-adiabatic	Wall-fireclay
Tepelná podmienka	-	Convection	Convection	Coupled
Materiál	-	ocel'	ocel'	šamot
Teplota voľného prúdu	°C	65	-	-
Súčiniteľ prechodu tepla	W/(m ² ·K)	180	-	-
Hrúbka steny	m	0,006	-	-
Tepelný tok	W/m ²	-	0	-
Vnútoraná emisivita	-	0,85	0,85	0,75

3.7 Jednofázové simulácie prúdenia v kotle

V prvej fáze tvorby modelu bol použitý jednofázový model s definovanou zmesou ideálnych plynov predstavujúcou spaliny. Zmyslom tejto fáze bolo vhodne nastaviť výpočtovú model a okrajové podmienky na stenách kotla. Nastavenia výpočtového modelu popísané v predchádzajúcich kapitolách boli výsledkom rešeršnej práce, štúdia modelu kotla a experimentálnych dát, analytických výpočtov spaľovania drevených peliet, ako aj mnoho simulácií v programe Ansys Fluent, ktoré sledovali najmä tvar prúdu spalín, rýchlostné a teplotné pole, a tiež samotnú konvergenciu výpočtov. Okrem nastavení vhodných modelov je však podstatný výber riešiča a voľba diskretizačných schém pre každú z rovníc systému. Vo výpočtoch je použitý Pressure-based riešiteľ a algoritmus Coupled. Diskretizačné schémy rovníc sú uvedené v Tab. 3-7.

Tab. 3-7 Diskretizačné schémy rovníc použité pri riešení jednofázového modelu

Rovnica	Diskretizačné schéma
Gradient	Least Squares Cell Based
Tlak	Second Order
Hybnosť	Second Order Upwind
Turbulentná kinetická energia	Second Order Upwind
Rýchlosť disipácie energie	Second Order Upwind
Energia	Second Order Upwind
Radiácia	Second Order Upwind
Zložky zmesi	Second Order Upwind

Konvergencia výpočtov sa posudzovala na základe hodnoty reziduí a na základe priebehu sledovaných veličín. Z hľadiska reziduí bol výpočet skonvergovaný ak reziduum pre danú rovnicu kleslo pod úroveň 10^{-3} , okrem rovníc energie a radiácie, kde bol požadovaný pokles reziduí pod úroveň 10^{-6} . Okrem reziduí bol sledovaný tiež priebeh teploty a rýchlosti spalín na výstupe z komína. Konvergencia bola posúdená podľa priebehu grafu danej veličiny, ktorý sa počas výpočtu vykresľoval v grafickom okne. Priebeh teploty a rýchlosti musel byť stabilizovaný na jednej hodnote. Na záver boli skontrolované bilancie hmotnostných a energetických tokov. Nerovnováhy v bilanciách dosahovali u energie hodnoty okolo 0,01 %, u hmotnosti to bolo ešte minimálne o dva rády nižšie. Relaxačné faktory boli u rovníc ponechané na predvolenej hodnote. Pri výpočte bola zapnutá pseudočasová metóda, konkrétne Pseudo time method. Tu bol nastavený časový relaxačný faktor pre fluidné objemové zóny na hodnotu 0,5. Pseudo časový krok napomáha stabilizovať výpočet pri rozdielnych tepelných zotrvačnostiach v doménach Fluid a Solid.

Problémom v počiatku simulácií bol spätný tok na výstupe z komína spôsobený odtrhnutím prúdenia od steny pri prechode spalín zo štvrtého ťahu výmenníku do komína. Vytvorila sa zóna zavírenia zasahujúca až na koniec komína. Tento problém sa vyriešil predĺžením a zahnutím kotla (tým vznikol výsledný tvar na Obr. 3-1). Došlo síce k nárastu buniek siete, no odstránili sa tým nepresnosti spôsobené spätným tokom, ktoré ovplyvňovali najmä teplotu na výstupe. Okrem tohto problému výsledky od začiatku ukazovali dobrú závislosť postupného ochladzovania spalín, tepelný výkon odvedený cez steny do vody uspokojivo odpovedal hodnotám zisteným meraním. Výsledky pri zvolenom modeli $k-\varepsilon$ Realizable dobre a pomerne rýchlo konvergovali. V porovnaní s experimentálnymi dátami dosahoval model na výstupe z komína vyššie teploty. Zatiaľ čo nameraná hodnota je 113,4 °C, model pri okrajových

podmienkach podľa Tab. 3-6 ochladil spaliny na výstupnú teplotu 163 °C. Počas simulácií bolo zistené, že tepelné toky stenami a teploty v jednotlivých ťahoch, ako aj teplota na výstupe z kotla sú značne závislé na hodnote súčiniteľa prestupu tepla na strane vody, ktorá bola odhadnutá analytickými výpočtami v jednej z predchádzajúcich kapitol. Keďže je zložité popísať prúdenie vody v kotle a odhadnúť tak režim toku, je aj hodnota tohto súčiniteľa neistá, navyše sa táto hodnota v kotle značne mení v závislosti na rozdieloch teplôt spalín a vody. Preto bol súčiniteľ prestupu tepla pri tvorbe finálneho modelu akýmsi parametrom, ktorého hodnota poslúžila k vyladeniu modelu, aby tak čo najlepšie odpovedal experimentálnym dátam. Hodnota však samozrejme nemôže nadobúdať ľubovoľné hodnoty, preto boli skúmané len hodnoty blízke vypočítaným súčiniteľom. Za účelom vyladenia modelu bola uskutočnená citlivostná analýza, ktorá mala skúmať závislosť zmeny výstupnej teploty spalín v kotle na zvolenom súčiniteli prestupu tepla. Na základe závislosti získanej z citlivostnej analýzy bola zvolená finálna hodnota súčiniteľa prestupu tepla. Tento proces je popísaný v nasledujúcej časti. Tiež bola skúmaná aj závislosť emisivity žiaruvzdorného materiálu v radiačnej časti. Hodnota emisivity šamotu bola v literatúre ťažko dohľadateľná. Zvolená hodnota emisivity 0,75, bola porovnaná s hodnotami 0,9 a 1. Emisivita oceli bola vždy konštantná. Vplyv emisivity na riešenie bol porovnávaný pri hodnote súčiniteľa prestupu tepla 180 W/(m²·K). V tomto prípade sa však výrazné zmeny nepreukázali.

3.7.1 Posúdenie vplyvu súčiniteľa prestupu tepla na výstupnú teplotu spalín

Referenčnou hodnotou pri porovnávaní výsledkov simulácií v závislosti na zmene súčiniteľa prestupu tepla je hodnota súčiniteľa určená analytickými vzťahmi pre nútenú konvekciu, teda 180 W/(m²·K). Celkovo bolo porovnávaných 5 prípadov. Hodnoty súčiniteľov prestupu tepla, ktoré boli súčasťou analýzy sú v Tab. 3-8, spolu s údajom percentuálnej zmeny voči referenčnej hodnote. Pri každom z prípadov sa vyhodnocovali teploty na výstupe a v každom z ťahov, rýchlosť na výstupe z kotla, celkový tepelný tok stenami kotla predstavujúci tepelný výkon kotla, účinnosť kotla a energia spalín opúšťajúcich komín spolu s komínovou stratou. Teploty a rýchlosť predstavujú stredné hodnoty toku danou plochou, počítané metódou priemerovania cez hmotnostné toky (Mass-Weighted average). Teplota v rámci jednotlivých ťahov je určovaná na ploche tvorenej rezom geometrie kolmým na smer prúdenia v strede výšky daného ťahu. Tepelný tok je uvažovaný len na stenách typu Wall cooling. Iba tam totiž dochádza k výmene tepla s vodou. Výsledná hodnota je daná súčtom tokov na stenách tohto typu. Účinnosť kotla je určená ako podiel tepelného toku stenami a energie vygenerovanej vo vstupnej doméne na základe zdrojového členu energie. Energia zdroju predstavuje príkon kotla. Reálny kotol má príkon 22 000 W. V modeli je však vytvorená len polovica kotla, preto aj množstvo generovanej energie je polovičné. Rovnako aj tepelný tok stenami je polovičný. Pre lepšiu predstavu a porovnanie získaných hodnôt s dátami z experimentálnych meraní, ktoré uvádzajú hodnoty pre celý kotol, sú hodnoty energie v tabuľke vynásobené číslom 2. Tento krok umožňuje podmienka symetrie. Zdrojový člen teda vytvorí 21 943 W tepelnej energie v celom kotle. Posledným porovnávaným údajom je hodnota tepla odvedená spalínami do okolia. Z tohto údaju sa podelením príkonom kotlu získa komínová strata, ktorá sa následne porovná s hodnotou z experimentálnych meraní.

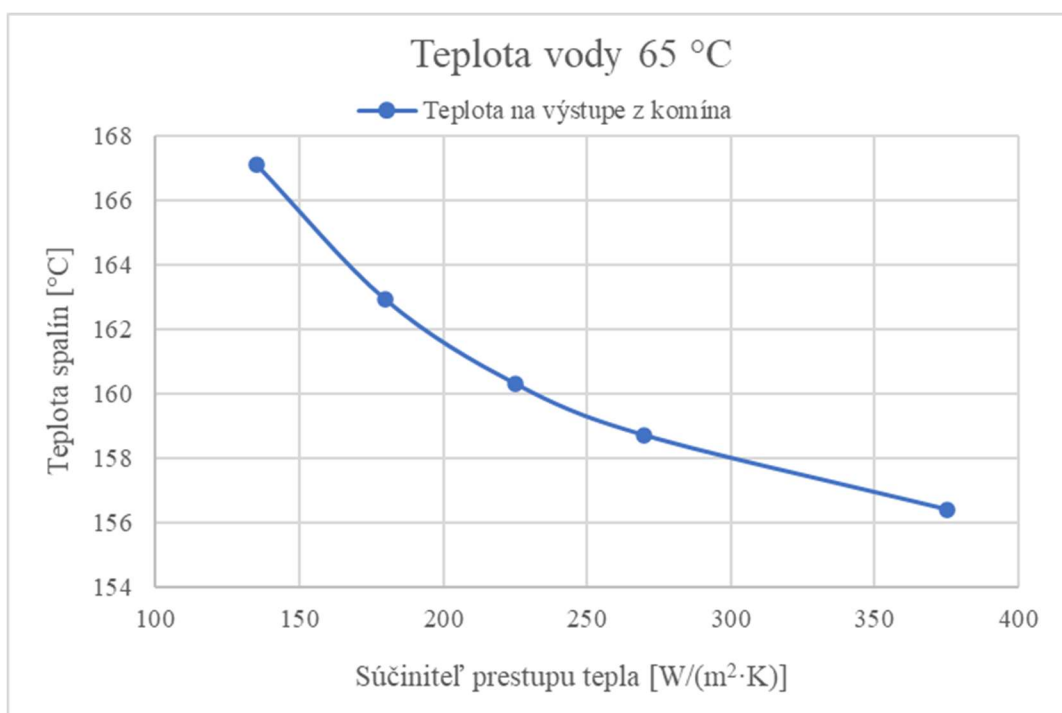
Tab. 3-8 Závislosť vybraných veličín na zmene súčiniteľa prestupu tepla pri teplote vody 65 °C

Veličina	Jednotka	A135	A180	A225	A270	A375
Súčiniteľ prestupu tepla	W/m ² ·K	135	180	225	270	375
Zmena	%	-25	-	25	50	100
Teplota - 1. ťah	°C	488,9	477,4	470,4	465,8	459,4
Teplota - 2. ťah	°C	356,3	346,9	341,3	337,6	332,5
Teplota - 3. ťah	°C	241,1	234,4	230,5	227,9	224,3
Teplota - 4. ťah	°C	183,2	178,4	175,6	173,7	171,2
Teplota - výstup	°C	167,1	162,9	160,3	158,7	156,4
Relatívna zmena teploty	%	2,58	-	-1,60	-2,58	-3,99
Rýchlosť - výstup	m/s	0,78	0,77	0,76	0,76	0,76
Tepelný tok stenami	W	20434	20484	20512	20530	20554
Účinnosť kotla	%	93,12	93,35	93,48	93,56	93,67
Tepelný tok na výstupe	W	1506	1460	1433	1415	1390
Komínová strata	%	6,86	6,65	6,53	6,45	6,33

Z Tab. 3-8 vyplýva, že so zvyšujúcou sa hodnotou súčiniteľa prestupu tepla na strane vody, sa zvyšuje tepelný výkon odvedený zo spalín do vody, čo má za následok pokles teploty spalín na výstupe z komína. S nárastom tepelného výkonu stenami sa zvyšuje aj účinnosť kotla a klesá komínová strata kotla. Dostupné experimentálne dáta udávajú podiel komínovej straty v kotle 6,7 %, čo približne odpovedá vypočítaným hodnotám. Skutočný tepelný výkon kotla nameraný počas experimentu bol 19 900 W. Vypočítaný výkon kotla síce dosahuje o niečo vyšších hodnôt, no po diskusii s pracovníkom ústavu zodpovedným za priebeh experimentov na danom kotle bolo usúdené, že odchýlka je vzhľadom na neistotu nameraných dát zanedbateľná. V nameraných dátach je uvedená odchýlka tepelného výkonu 800 W. Rýchlosť spalín na výstupe z kotla sa pohybuje v rozmedzí 0,75 – 0,8 m/s, čo opäť odpovedá experimentu, kde sa rýchlosť meraná anemometrom pohybovala okolo hodnoty 0,9 m/s. Závislosť výstupnej teploty spalín na zvýšení súčiniteľa prestupu tepla je klesajúca, čo je zobrazené aj graficky na Obr. 3-8. Závislosť nie je lineárna, pokles teploty so zvyšujúcim sa súčiniteľom postupne spomaľuje a má tendenciu blížiť sa určitej hodnote teploty na výstupe. To je v Tab. 3-8 vyjadrené percentuálne vzhľadom k referenčnej hodnote. Pri zvýšení súčiniteľa prestupu tepla o 25 % dôjde k poklesu teploty o 1,6 %, pri zvýšení o 50 % je to pokles o 2,58 % a pri 100% navýšení koeficientu prestupu tepla je pokles len 3,99 %.

Teplote 113,4 °C, ktorá bola určená experimentálne, sa však žiadny z prípadov na výstupe z komína neblíži. Nižšia hodnota teploty v experimentálnych dátach je pravdepodobne spôsobená dvoma faktormi. Prvým dôvodom je prítomnosť turbulátorov, vložených vo vnútri kotla v konvekčnej časti výmenníku tepla, ktoré v tejto časti práce neboli v modeli uvažované. Z ohľadom na výsledky finálnych simulácií bude ich vplyv zahrnutý a prezentovaný v ďalšej časti práce. Druhou príčinou nižšej teploty z meraní sú tepelné straty kotla. Tie predstavujú 1,4 % celkového príkonu kotla. V modeli kotla tieto straty nie sú zahrnuté, časť energie uvoľnenej z paliva sa premení na ohriatie vody, zvyšná energia sa odvedie komínom. V snahe čo najviac sa priblížiť nameraným hodnotám, bude pre ďalšie výpočty v práci použitý súčiniteľ prestupu tepla vypočítaný vzťahmi pre voľnú konvekciu. V tomto prípade ide o najvyššiu hodnotu uvedenú v tabuľke, teda 375 W/(m²·K). Táto hodnota je podložená analytickým

výpočtom a model pri tejto hodnote dobre simuluje podmienky v skutočnom kotle. Celkovo je vytvorený model v súlade so skutočným kotlom a je vhodne nastavený pre ďalšie simulácie.



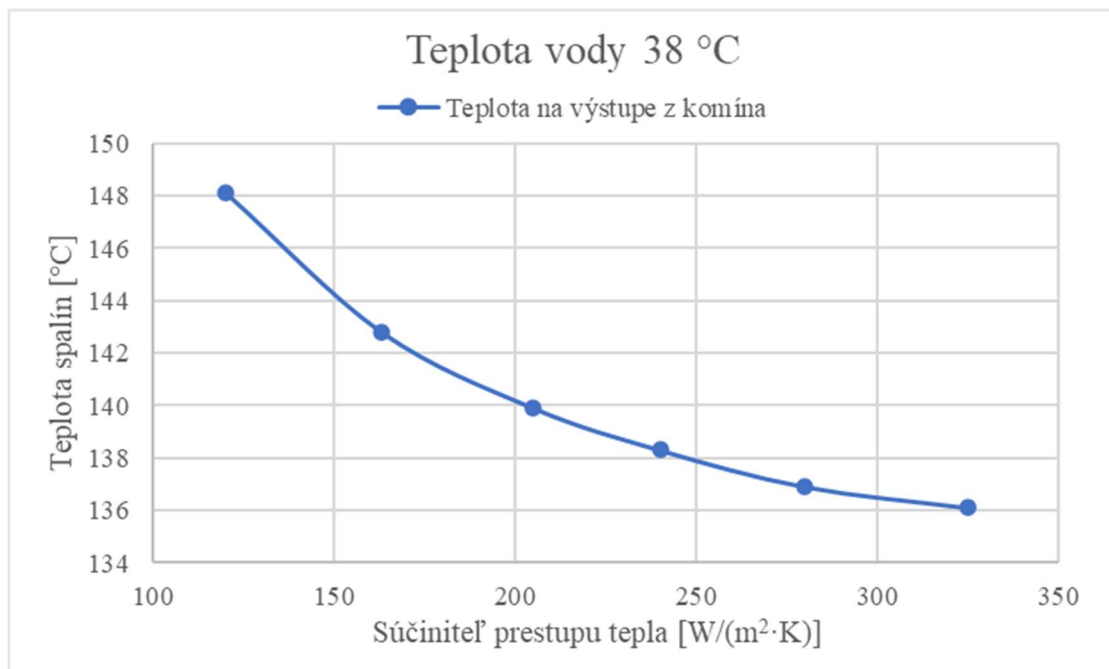
Obr. 3-8 Graf závislosti teploty spalín na súčiniteli prestupu tepla pri teplote vody 65 °C

Pri teplote vody v kotle 65 °C a vypočítanom množstve vodnej pary v spaliniách 9,6 % obj. je nemožné dosiahnuť podmienky pre kondenzáciu. Teplota rosného bodu spalín pri danom zložení je 44,78 °C. Ako riešenie preto bolo navrhnuté zníženie teploty vody. V snahe doceliť kondenzáciu by voda mala prúdiť v režime 45 °C/30 °C, čo predstavuje strednú teplotu voľného prúdu vody 38 °C. V Tab. 2-7 a Tab. 2-8 sú pre túto teplotu vody spočítané súčinitele prestupu tepla, podľa rovnakých vzťahov ako tomu bolo pri teplote 65 °C. So znížením teploty vody poklesla aj hodnota súčiniteľa prestupu tepla na strane vody. V prípade nútenej konvekcie vychádzala hodnota 163 W/(m²·K) a pre voľnú konvekciu 280 W/(m²·K). Tab. 3-9 opäť znázorňuje výsledky citlivostnej analýzy závislosti parametrov kotla na zmene súčiniteľa prestupu tepla pri teplote vody 38 °C. Závislosť je veľmi podobná ako v predchádzajúcom prípade pre teplotu vody 65 °C. Jasne viditeľný je však nárast tepelného výkonu kotla a s tým spojený pokles teploty spalín na výstupe. To je spôsobené práve znížením teploty vody a teda zväčšením teplotnej diferencie, ktorá pôsobí ako hnacia sila pri prenose tepla medzi dvomi látkami. Vzhľadom k uvedeným poznatkom je možné brať zníženie teploty vody v kotle nie len ako krok k vytvoreniu podmienok pre kondenzáciu spalín, ale zároveň je pri tom dosiahnuté zvýšenie prestupu tepla, ktoré vedie k navýšeniu účinnosti kotla. Pri znížení teploty vody zo 65 °C na 38 °C, pričom podmienky v kotle boli nastavené veľmi podobne, došlo k zvýšeniu účinnosti kotla približne o 1 %, čo predstavuje zvýšenie tepelného výkonu asi o 200 W.

Tab. 3-9 Závislosť vybraných veličín na zmene súčiniteľu prestupu tepla pri teplote vody 38 °C

Veličina	Jednotka	A120	A163	A205	A240	A280	A325
Súčiniteľ prestupu tepla	W/(m ² ·K)	120	163	205	240	280	325
Zmena	%	-25	-	25	50	75	100
Teplota - výstup	°C	148,1	142,8	139,9	138,3	136,9	136,1
Relatívna zmena teploty	%	3,71	-	-2,03	-3,15	-4,13	-4,69
Rýchlosť - výstup	m/s	0,74	0,73	0,73	0,72	0,72	0,72
Tepelný tok stenami	W	20638	20694	20728	20744	20760	20772
Účinnosť kotla	%	94,05	94,31	94,46	94,54	94,61	94,66
Tepelný tok na výstupe	W	1301	1244	1214	1196	1182	1172
Komínová strata	%	5,93	5,67	5,53	5,45	5,39	5,34

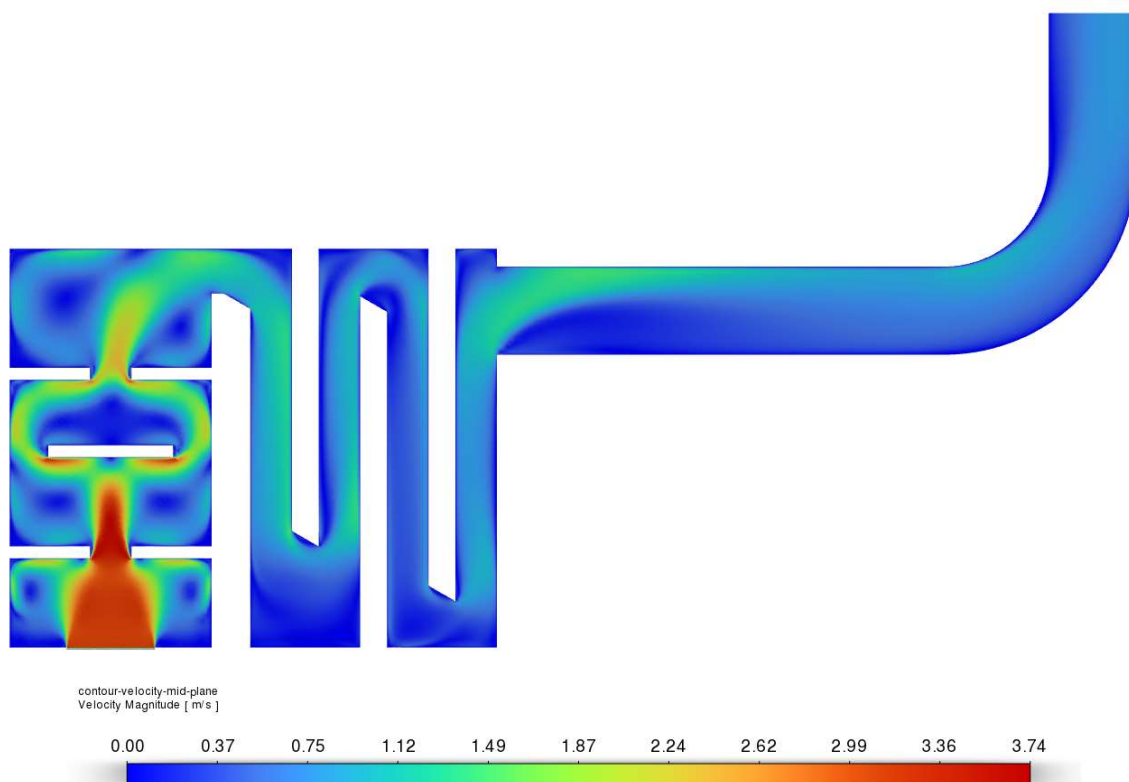
Teplota spalín na výstupe postupne klesá, no pokles sa so zvyšujúcim prestupom tepla opäť spomaľuje. V porovnaní s referenčnou hodnotou, ktorou je v tomto prípade hodnota súčiniteľu 163 W/(m²·K), spôsobí zvýšenie súčiniteľu prestupu tepla o 50 % pokles teploty na výstupe o 3,15 %, zatiaľ čo pri náraste súčiniteľu o 100 % je pokles teploty 4,69 %. Táto závislosť je znázornená na nasledujúcom grafe (Obr. 3-9). V ďalšom priebehu práce sa bude počítat' so súčiniteľom prestupu tepla 280 W/(m²·K) a teplotou vody 38 °C. Pri tomto finálnom nastavení okrajových podmienok a stene bude analyzovaná možnosť kondenzácie v kotle.



Obr. 3-9 Graf závislosti teploty spalín na súčiniteli prestupu tepla pri teplote vody 38 °C

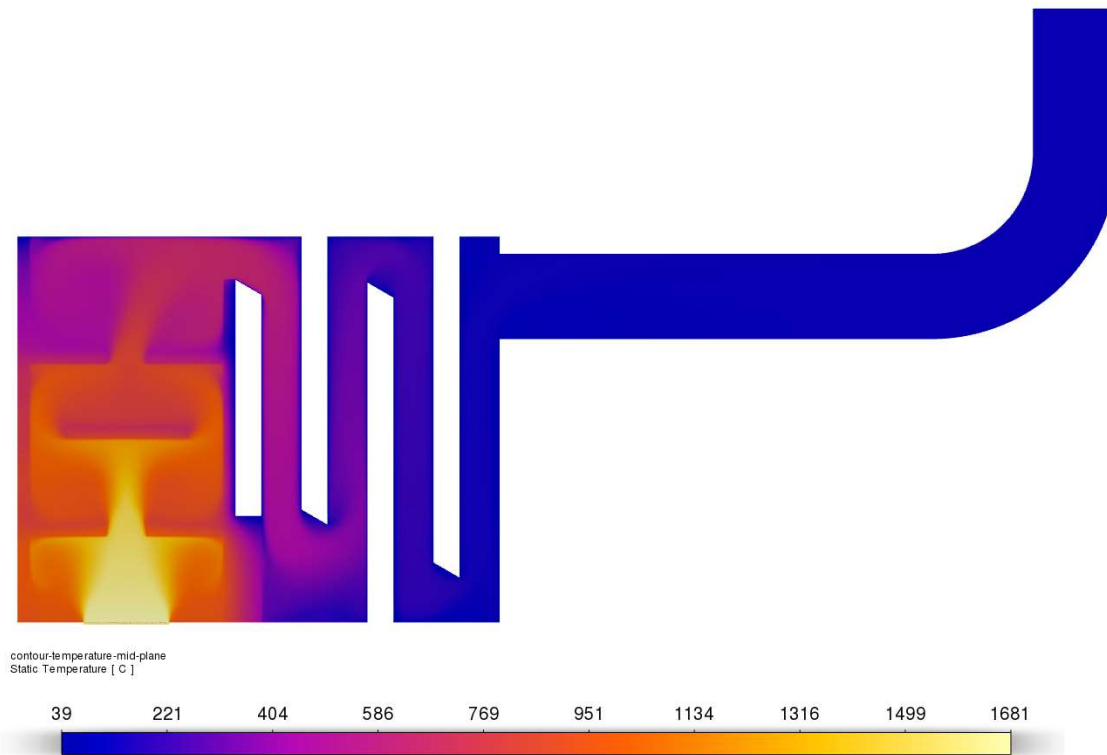
3.7.2 Jednofázový model kotla bez turbulátorov

Finálny model kotla, ktorý vzišiel z prvej fázy tejto práce, je ochladzovaný vodou s teplotou 38 °C a súčiniteľ prestupu tepla má na strane vody hodnotu 280 W/(m²·K). Jednofázové simulácie sa vyznačovali veľmi dobrou konvergenciou, kde reziduá plynule a pomerne rýchlo klesali. Výpočty predlžoval výpočet radiácie, ktorý sa aktualizoval každých 5 iterácií, navyše bola radiácia počítaná v druhom ráde. Hmotnostné i tepelné bilancie vychádzali veľmi dobre. Nerovnováha v bilancii hmotnostného toku bola na úrovni $7,2 \cdot 10^{-10}$ kg/s, čo je vzhľadom k celkovému hmotnostnému toku doménou 0,005 kg/s zanedbateľná hodnota. Nepresnosť tepelného toku v doméne bola 0,88 W, čo predstavuje 0,01 % tepelného toku na vstupe kotla. Na Obr. 3-10 je zobrazená kontúra rýchlosti spalín v kotle. Spaliny dosahujú najvyššiu rýchlosť 3,74 m/s. Postupne sa v radiáčnej komore vplyvom ochladenia a obtekania šamotového telesa spomaľujú. Je jasne viditeľný vplyv žiaruvzdorného materiálu na tvar prúdenia spalín. Rýchlosť na výstupe z komína je už len 0,72 m/s.



Obr. 3-10 Rýchlostné pole prúdu spalín na rovine symetrie kotla

Ochladenie spalín v radiáčnej komore je výrazné. Na vstupe dosahujú spaliny maximálnu teplotu 1681 °C, no vplyvom radiácie je teplo pohltené žiaruvzdorným materiálom. Spaliny sa ochladia na teplotu okolo 600 °C, pri ktorej vstupujú do konvekčnej časti kotla. Z Tab. 3-9 je zrejmé, že teplota spalín na výstupe z kotla je 136,9 °C. Obr. 3-11 znázorňuje kontúry teploty v kotle.



Obr. 3-11 Teplotné pole prúdu spalín na rovine symetrie kotla

3.7.3 Jednofázový model kotla s turbulátormi

Výpočty popísané v doterajšom priebehu práce prebiehali na modeli kotla bez turbulátorov. Z pohľadu prúdenia spalín ide o značné zjednodušenie, no malo to svoje opodstatnené dôvody. V úvodnej fáze, spojenej s tvorbou modelu, testovaním vplyvu turbulентných modelov, modelu radiácie a parametrov okrajových podmienok na výsledné riešenie, bolo žiadané použiť model, ktorý bude dobre a čo najrýchlejšie konvergovať, aby bolo možné efektívne posúdiť vhodnosť vytvoreného modelu. Vplyv turbulátorov sa v tomto smere mohol odzrkadliť vznikom oblastí zavírania, ktoré by zhoršovali kontinuitu toku spalín a tým konvergenciu celého výpočtu. Preto boli prvé výpočty počítané na geometrii bez turbulátorov. Tieto výpočty ukázali že model je vhodne nastavený, dobre simuluje vplyv radiácie, tepelné toky stenami, priebeh teploty aj rýchlosti v kotle, sú v porovnaní s nameranými hodnotami v poriadku. Výstupné teploty spalín v kotle sa stále značne líšili od hodnôt z experimentu. Tento poznatok je však opodstatnený, pretože počas experimentálnych meraní boli v kotle prítomné turbulátory. V snahe sa ešte viac priblížiť reálnym hodnotám bola preto vytvorená geometria s turbulátormi. Prínos modelovania kotlu dvomi prístupmi, teda bez turbulátorov a s turbulátormi, sa následne ukázal pri viacfázových modeloch, kde bolo navyše možné navzájom porovnať podmienky pre kondenzáciu a zároveň znázorniť pozitívny prínos turbulátorov.

Čo sa týka pôvodného nastavenia výpočtového modelu a okrajových podmienok, to sa pridaním turbulátorov nezmenilo. Do geometrie kotla pribudla v každom ťahu plocha reprezentujúca turbulátor, ktorý je umiestnený takmer po celej šírke kotla, takže prúd spalín je v danom ťahu rozdelený na dve zložky, ktoré sa navzájom miešajú minimálne. Na novovzniknuté plochy bola zadaná okrajová podmienka adiabatickej steny, ktorá spaliny neochladzuje, mení sa len tvar prúdu. Vzhľadom k pozmenenej geometrii bola upravená aj sieť. V celom objeme bola vytvorená polyhedrálna sieť. V blízkosti stien turbulátorov bolo aplikované zjemnenie siete piatimi vrstvami. Vzhľadom k možnosti porovnania výsledkov s nameranými hodnotami

a posúdeniu vplyvu turbulátorov na teplotu spalín, bola najskôr zadaná teplota vody na vonkajšej strane 65 °C. Súčiniteľ prestupu tepla mal hodnotu 375 W/(m²·K). Ostatné nastavenia ostali bez zmeny. Simulácie preukázali výrazný pokles teploty spalín na výstupe, spojený so zvýšeným tepelným výkonom kotla. V Tab. 3-10 sú porovnané hodnoty z oboch výpočtov, teda bez turbulátorov a následne s turbulátormi, s hodnotami z meraní. V prípade modelu bez turbulátorov je teplota na výstupe 156,4 °C, čo predstavuje odchýlku od meraných dát 37,9 %. Pridaním turbulátorov sa táto odchýlka zmenší na 1,1 % a výstupná teplota je 114,6 °C. Výrazný nárast bol zaznamenaný aj u tepelného výkonu stenami kotla. Ten sa pri použití turbulátorov dostal až na 21045,4 W. Účinnosť kotla by v tomto prípade predstavovala 95,9 %. Dôležité je však pripomenúť, že v modeli nie sú uvažované straty do okolia, preto je účinnosť v skutočnosti o niečo nižšia.

Tab. 3-10 Porovnanie výpočtov bez turbulátorov a s turbulátormi

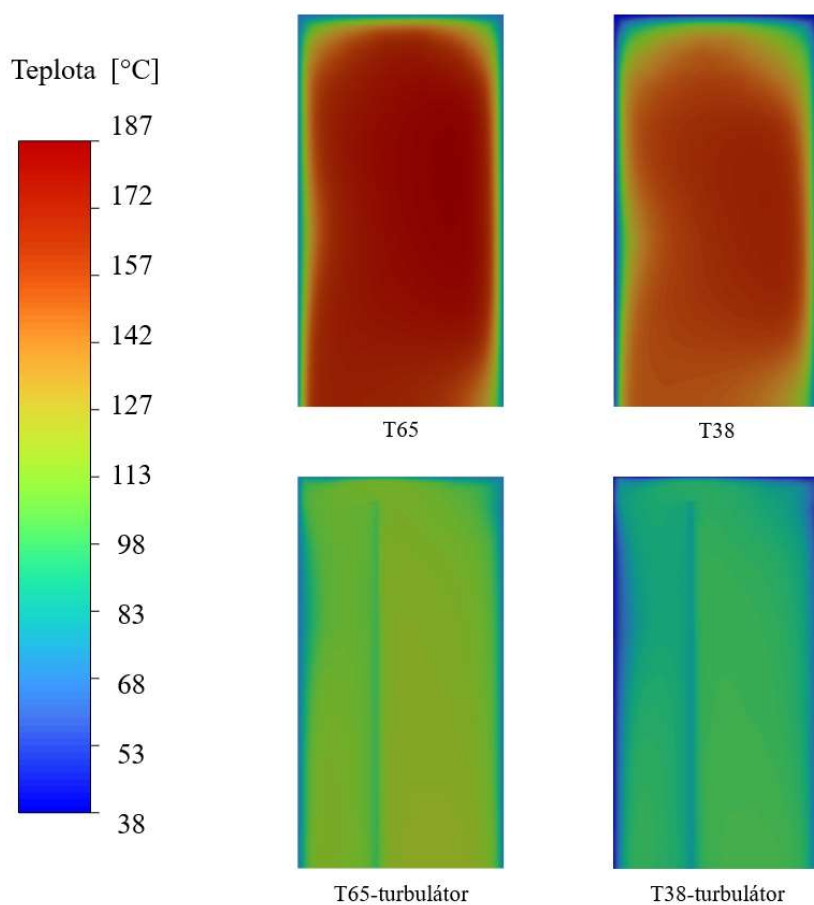
Parameter	Jednotka	Meranie	Výpočet	
			bez turbulátorov	s turbulátormi
Teplota na výstupe	°C	113,4	156,4	114,6
Odchýlka teploty od merania	%	-	37,9	1,1
Tepelný výkon	W	19900	20554,2	21045,4
Účinnosť kotla	%	91	93,7	95,9

Za účelom ďalšieho porovnania prebehli výpočty na modeli s turbulátormi pri teplote vody 38 °C a súčiniteľ prestupu tepla 280 W/(m²·K). Porovnávané sú nasledujúce 4 prípady, na ktorých je ukázaný vplyv zmeny teploty vody a vplyv turbulátorov na priebeh teploty v kotle:

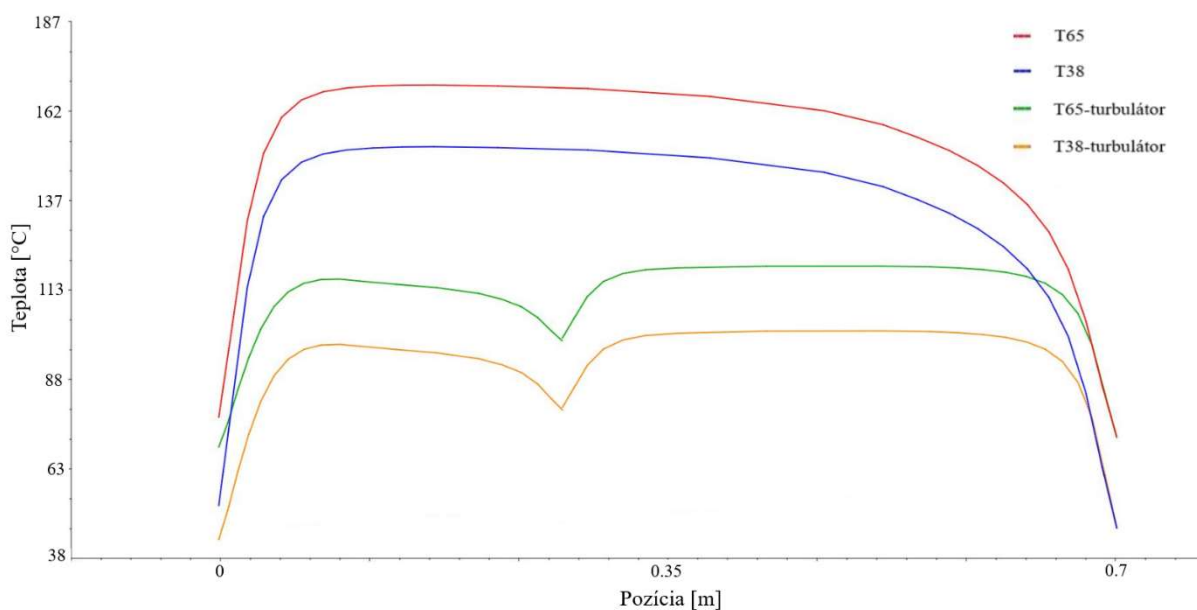
- T65 – teplota vody 65 °C, model bez turbulátorov
- T38 – teplota vody 38 °C, model bez turbulátorov
- T65-turb – teplota vody 65 °C, model s turbulátormi
- T38-turb – teplota vody 38 °C, model s turbulátormi

Na Obr. 3-12 sú zobrazené kontúry teplôt v rovine rezu posledným ťahom kotla. Obrázky sú orientované tak, že spodná hrana vždy predstavuje rovinu symetrie a táto hrana nie je chladená vodou. Zvyšné tri hrany predstavujú stenu kotla a sú chladené vodou. Kontúry sú vykreslené na spoločnej škále od 38 °C do 187 °C, aby výsledky mohli byť navzájom porovnateľné. Jasne viditeľný je najmä pokles teploty spalín v strede prúdu na spodných dvoch obrázkoch, ktoré reprezentujú model s turbulátormi. Názornejšie je vplyv turbulátorov na teplotu spalín vykreslený v grafe na Obr. 3-13, ktorý vykresľuje priebeh teploty spalín po šírke posledného ťahu na rovine symetrie. Na grafe je možné spozorovať, že v prípade modelu s turbulátormi je krivka priebehu teploty viac sploštená, čo znamená že teplotné pole je viac homogenizované. Model bez turbulátorov má výraznejší rozdiel medzi teplotou spalín pri stene a v strede prúdu. Turbulencia prúdu nie je dostatočná, aby sa teplo zo stredu prúdu prenieslo k stenám, a efekt prenosu tepla kondukciou v smere od stredu prúdu k stene, je vzhľadom k rýchlosti spalín nevýrazný. Prítomnosť turbulátorov spôsobuje lepšie premiešanie spalín, čím prispieva k lepšiemu odvedeniu tepla z celého prúdu spalín. To sa prejaví vo zvýšenom tepelnom výkone kotla a nižšej teplote spalín. Vplyv by to mohlo mať aj na kondenzáciu. Teplota na rozdiel od prípadu bez turbulátorov výraznejšie klesá aj v strede prúdu, no stále je vysoko nad rosným bodom. Tým sa zvyšuje pravdepodobnosť, že spaliny by mohli kondenzovať nie len na stene výmenníku, ale mohlo by dôjsť ku kondenzácii aj vo voľnom prúde spalín. Tomu môže výrazne napomôcť prítomnosť čiastočiek tuhých látok v spalínach, ktoré by inicializovali kondenzáciu

vodnej pary. Rosný bod však závisí na obsahu vodnej pary v spalinách. Preto je v ďalšej časti analyzovaná možnosť zvlhčenia spalín nástrekom vody.



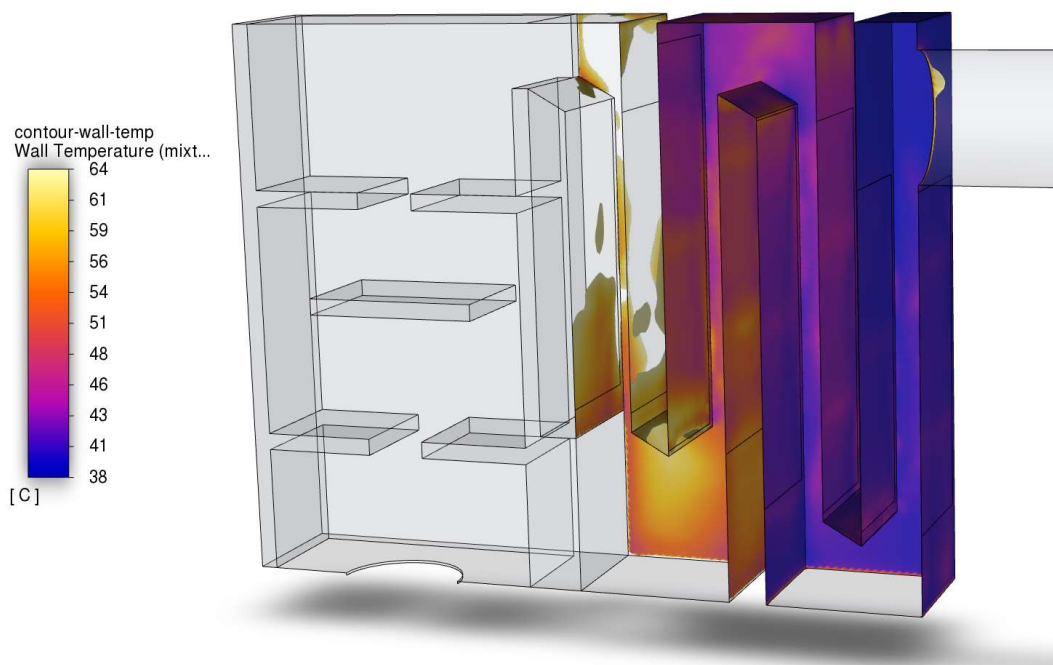
Obr. 3-12 Porovnanie teplotného poľa spalín v poslednom ťahu kotla pre štyri rôzne prípady



Obr. 3-13 Graf priebehu teploty spalín po šírke posledného ťahu kotla pre štyri rôzne prípady

Na Obr. 3-14 sú zobrazené teploty na stene výmenníku v konvekčnej časti kotla pre prípad T38-turb. Na tomto modeli bude následne analyzovaná kondenzácia spalín. Škála stupnice v rozmedzí teplôt 38 °C až 64 °C je zvolená zámerné. Spodná teplota totiž predstavuje najnižšiu možnú teplotu steny. Teplota 64 °C je zvolená, pretože ide o teplotu rosného bodu pri trojnásobnom množstve vodnej pary v spalínach. Na obrázku je viditeľný trend poklesu teploty steny smerom ku komínu. V tomto smere sa bude zvyšovať aj efekt kondenzácie. Teplota rosného bodu pri pôvodnom množstve spalín je necelých 45 °C, čo naznačuje, že ku kondenzácii by mohlo dochádzať až v poslednom ťahu výmenníku. Naopak pri zvýšení teploty rosného bodu vplyvom zvlhčenia spalín na 64 °C sa kondenzát môže objavovať už v druhom ťahu výmenníka za radiačnou komorou.

Na rovnakom prípade bol vyhodnotený pomer medzi tepelným tokom konvekciou a radiáciou. Celkový tepelný tok stenou pri teplote vody 38 °C a modeli s turbulátormi je 21574 W. Radičná zložka tepelného toku je 3454,6 W, čo predstavuje 16 % celkového tepelného toku kotla. Konvekčnej zložke tepelného toku teda pripadá 84 %.



Obr. 3-14 Kontúry teploty na stenách konvekčnej časti kotla

3.8 Dvojfázové simulácie v kotle

Táto časť práce sa venuje analýze možností kondenzácie vo vytvorenom modeli kotla. Poznatky získané v predchádzajúcich častiach budú aplikované pri analýze kondenzácie spalín. Uvažovaný je model s turbulátormi, ktorý dosahoval lepšie hodnoty tepelnej účinnosti a má výraznejší vplyv na ochladenie spalín. Teplota rosného bodu spalín je 44,78 °C. Prípad s teplotou vody 65 °C nebude uvažovaný, pretože teplota spalín je vysoko nad rosným bodom. Výpočty budú teda prebiehať pri zníženej teplote vody 38 °C. Ako ukázali prvotné simulácie, ani pri tejto teplote nie sú podmienky pre kondenzáciu ideálne, teplotný rozdiel medzi stenou kotla a spalínami v jej blízkosti je príliš malý. Ďalšie znižovanie vody už z praktického hľadiska nie je možné, preto sa práca bude uberať smerom zvýšeniu rosného bodu spalín. Jednou z možností je zvýšenie obsahu vodnej pary v spalínach nástrekom vody, čo je jedným z bodov tejto podkapitoly.

3.8.1 Viacfázový model Eulerian

Nástrojom analýzy bude viacfázový model prúdenia, keďže pri kondenzácii dochádza k zmene fázy látky a viacfázový výpočtový model umožňuje túto skupenskú zmenu fyzikálne popísať a vyriešiť. ANSYS Fluent ponúka pri riešení viacfázového prúdenia niekoľko modelov. Možnosti ich použitia boli popísané v teoretickej časti. V priebehu práce boli posudzované viaceré z nich. Nakoniec bol vybraný model Eulerian. Tento model je najkomplexnejší z uvedených modelov, preto má predpoklad dobre predikovať miesta, kde bude dochádzať ku zmene fázy. Zvolená bola implicitná formulácia objemového zlomku, vhodná pre simulácie v ustálenom stave, tzv. steady-state. V kotle sa pri kondenzácii vyskytujú dve fázy, plynná fáza tvorená spalínami, teda zmesou vodnej pary a nekondenzovateľných plynov, a kvapalná fáza tvorená skondenovanou vodou. Spaliny sú definované ako primárna fáza, sekundárnou fázou je kondenzát, rozptýlený v objeme primárnej fázy. Koeficient odporu medzi fázami je počítaný metódou Symmetric, ktorá je odporúčaná v prípadoch relatívne ostrého rozhrania medzi fázami a keď sa sekundárna fáza v určitej časti objemu stáva primárnou, teda spojitou. Táto situácia by sa mohla vyskytovať v blízkosti stien. Koeficient povrchového napätia má zadanú konštantnú hodnotu 0,0728 N/m. V modeli je definovaný mechanizmus prenosu hmoty metódou Evaporation-condensation. Implementácia v programe Fluent vyžaduje zadanie modelu prenosu hmoty z kondenzátu do spalín. Keďže spaliny sú tvorené viacerými prvkami, je potrebné vybrať, ktoré prvky sa budú prenášať. Model počíta len s transferom zložky H₂O medzi definovanými fázami. Zvolený kondenzačný model je Thermal phase change model. Vzhľadom k zloženiu spalín v kotle bola pri objemovom zlomku vodnej pary 9,6 % vypočítaná teplota rosného bodu 44,78 °C. Táto hodnota bola v modeli nastavená ako konštantná saturačná teplota. Pri použití modelu prenosu hmoty Evaporation-condensation, je odporúčaným modelom pre prenos tepla v médiu dvojodporový model, tzv. Two-resistance. Ten umožňuje špecifikovať vzťah pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla nezávisle pre obe fázy. Súčiniteľ prestupu tepla predstavuje odpor voči prenosu tepla z danej fázy cez medzifázové rozhranie. Na strane kondenzátu je zadaný nulový odpor, tzv. Zero-resistance. Na strane spalín je pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla zvolená formulácia Hughmark. Tento vzťah je rozšírením vzťahu Ranz-Marshall, ktorý je obvykle používaný s viacfázovým modelom Eulerian. Nastavenia modelov turbulencie, energie a radiácie zostali rovnaké ako v prípade jednofázových výpočtov. V nastavení turbulentného modelu sú akurát navyše zapnuté možnosti Production limiter a Curvature correction. Viacfázového model je oproti jednofázovému modelu výpočtovo náročnejší, obzvlášť pri použití modelu Eulerian. Viacfázový model obvykle vyžaduje výraznejšie podrelaxovanie rovníc. Model kotla je pomerne zložitý, preto konvergencia výpočtov pri viacfázových výpočtoch nebola dobrá. Objavovali sa rôzne problémy.

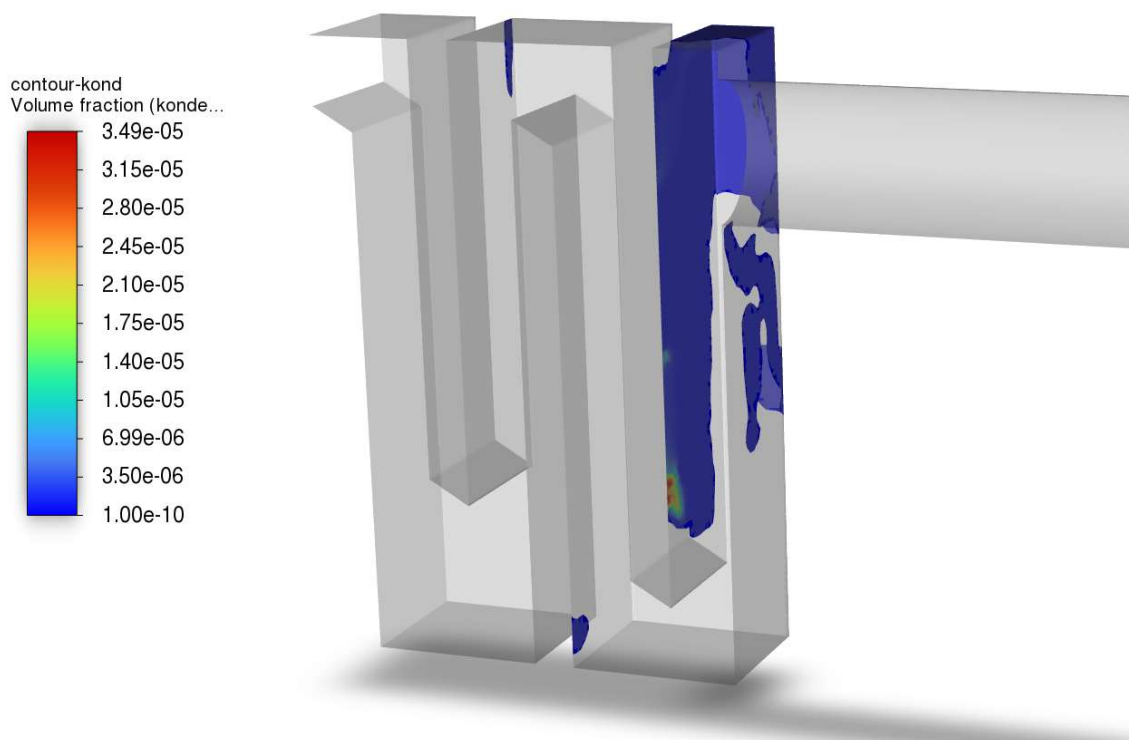
Jedným z problémov bolo, že maximálna teplota v kotle výrazne prevyšovala hodnotu adiabatickej teploty spaľovania. Teploty v radiačnej časti prekročovali 3000 °C. Problém bol pravdepodobne spôsobený zadávaním vstupných hodnôt v modeli cez zdroj a nie klasický Inlet. Pri jednofázovom modeli tento prístup fungoval správne, no medzi jednofázovým a viacfázovým modelom je značný rozdiel. V prípade, že u viacfázového modelu bol zapnutý prenos hmoty, systém pri použití zdroju hmoty vykazoval zvýšenie definovaného zdroju energie, akoby sa uvoľňovalo teplo o veľkosti zlučovacích entalpií zložiek dodaných prostredníctvom zdroju hmoty. Potvrdiť uvedenú hypotézu príčiny vysokých teplôt v kotle je možné napríklad vypnutím mechanizmu prenosu tepla vo viacfázovom modeli alebo tým, že pri definovaní zdroju hmoty bude uvedená len hodnota pre zmes a nie pre jednotlivé zložky (pri výpočte sa bude automaticky uvažovať, že zmes je tvorená len okrajovým prvkom, v tomto prípade dusíkom, ktorý je v štandardnom stave s nulovou zlučovacou entalpiou). V oboch uvedených prípadoch teplota klesla na požadované hodnoty, ide však len o spôsob ako overiť

hypotézu, nie o riešenie problému, preto uvedené spôsoby nejde použiť pri ďalšom riešení. Uvažované riešenia boli dve. Prvou možnosťou bolo znížiť pôvodný zadávaný zdroj energie o hodnotu zlučovacích entalpií zložiek CO₂ a H₂O, na základe ich molárneho zloženia. Druhou možnosťou bolo definovanie okrajovej podmienky vstupu Mass flow inlet, ktorý by nahradil zdroj hmoty a energie. V prípade Inletu je totiž celková energia na vstupe spočítaná programom, na základe zadanej teploty na vstupe a energie chemických väzieb prvkov podľa molárneho zloženia. Lepšie výsledky priniesol druhý spôsob, čo bolo potvrdené aj porovnaním výsledkov s jednofázovým modelom. Výsledky ukazujú dobrú zhodu. Preto bude v ďalšej práci použitá podmienka Mass flow inlet. Zadaný hmotnostný tok je 0,005 kg/s. Vypočítaná teplota spalín je 1420 °C. Zloženie spalín je dané vo výpočtovej časti v Tab. 2-4.

3.8.2 Analýza podmienok kondenzácie spalín v modeli

V snahe zlepšiť konvergenciu výpočtov sa postupovalo podľa odporúčaní uvedených v užívateľskom manuáli programu Fluent [35]. Každá simulácia začínala výpočtom prúdenia len pre primárnu fázu. Rovnica objemového zlomku, tzv. Volume fraction, bola vypnutá. Po skončení riešenia bola rovnica pre výpočet sekundárnej fázy znovu zapnutá a výpočet pokračoval, no s vypnutou rovnicou pre radiáciu. Urobených bolo mnoho simulácií, ktoré vykazovali problémy modelu s konvergenciou. Dôvodom je tvorba sekundárnej fázy len v malej časti objemu domény, pričom vo zvyšnej časti vôbec nie je prítomná. To značne komplikuje numerické riešenie systému. Každá výraznejšia zmena objemu sekundárnej fázy sa prejavila v narušení kontinuity prúdu, v dôsledku čoho reziduá vyskočili na vysoké hodnoty. K výpočtom bola použitá schéma Phase Coupled SIMPLE. Hodnoty relaxačných faktorov boli znížené u rovníc tlaku, hybnosti a objemového zlomku na hodnotu 0,2 a u rovnice energie na 0,8.

Model kotla s teplotou vody 38 °C a súčiniteľom prestupu tepla 280 W/(m²·K) pri obsahu vodnej pary v spalínach 9,6 % obj. nevykazoval vysokú mieru kondenzácie, čo sa týka množstva vytvoreného kondenzátu. Sledovanou veličinou v priebehu simulácií bola priemerná hodnota objemového zlomku sekundárnej fázy v konvekčnej časti modelu. Miesto kde sa tvoril kondenzát bolo lokalizované v poslednom ťahu kotla. Teplota rosného bodu 44,78 °C neposkytuje dostatočný teplotný rozdiel, ktorý by inicioval kondenzáciu vo zvýšenej miere. Teplota spalín klesá pod hodnotu rosného bodu len v tesnej blízkosti stien, ku kondenzácii preto dochádza len na stenách kotla. Spaliny majú nízky obsah vodnej pary, mechanizmus kondenzácie sa preto výrazne líši od prípadu s čistou vodnou parou. Teplota v strede prúdu spalín je vysoká vzhľadom k rosnému bodu spalín, ku kondenzácii v objeme teda nedochádza. Na Obr. 3-15 je znázornené miesto, kde dochádza na stenách kotla k iniciácii kondenzácie. Množstvo kondenzátu je však zanedbateľne malé.

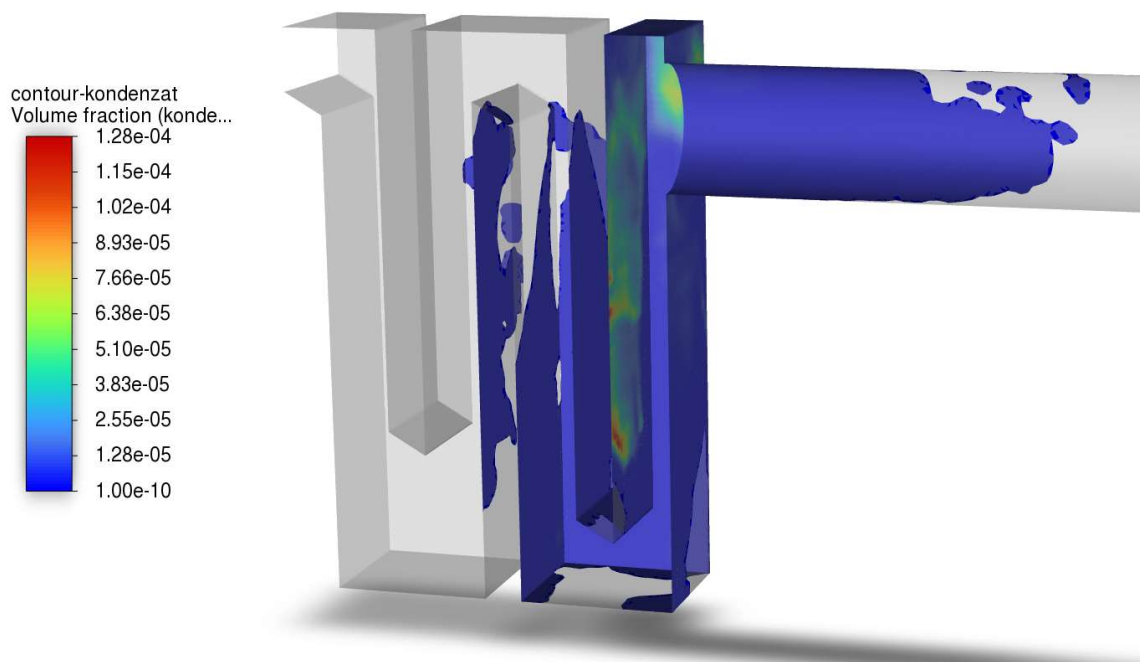


Obr. 3-15 Oblasť výskytu kondenzácie v kotle pri pôvodnom zložení spalín

3.8.3 Vplyv zvýšenia obsahu vodnej pary v spalínach na podmienky kondenzácie

Popis zvlhčovania spalín bol uvedený v teoretickej časti práce. Nástrekom vhodného množstva vody do spalín je možné dosiahnuť zvýšenie tepelnej účinnosti kotla a zároveň zlepšiť podmienky kondenzácie. Zvlhčovanie spalín pri simuláciách prebiehalo podľa Tab. 2-9, uvedenej vo výpočtovej časti. Množstvo vodnej pary v spalínach bolo navýšené v prvom prípade dvakrát a v druhom prípade trikrát. Na základe toho bola určená zmena zloženia spalín pre každý z prípadov. Do simulácií tak vstupovali spaliny o pozmenenom zložení, no celkové množstvo spalín ostalo zachované. Zmena hmotnostného toku v dôsledku navýšenia množstva vodnej pary bola v tomto prípade zanedbaná, rovnako tak aj ochladenie spalín v dôsledku odparenia nastrekovanej vody.

Pri dvojnásobnom množstve vodnej pary v spalínach simulácie naznačovali mierny nárast množstva kondenzátu, no hodnota bola stále malá. Oblasti v kotle, kde dochádza ku kondenzácii ostali oproti pôvodnému prípadu (Obr. 3-15) takmer nezmenené. K zväčšeniu oblastí s výskytom kondenzácie došlo v prípade trojnásobného zvýšenia objemu vodnej pary v spalínach (Obr. 3-16).



Obr. 3-16 Oblast' výskytu kondenzácie v kotle pri trojnásobnom zväčšení objemu vodnej pary v spalinách

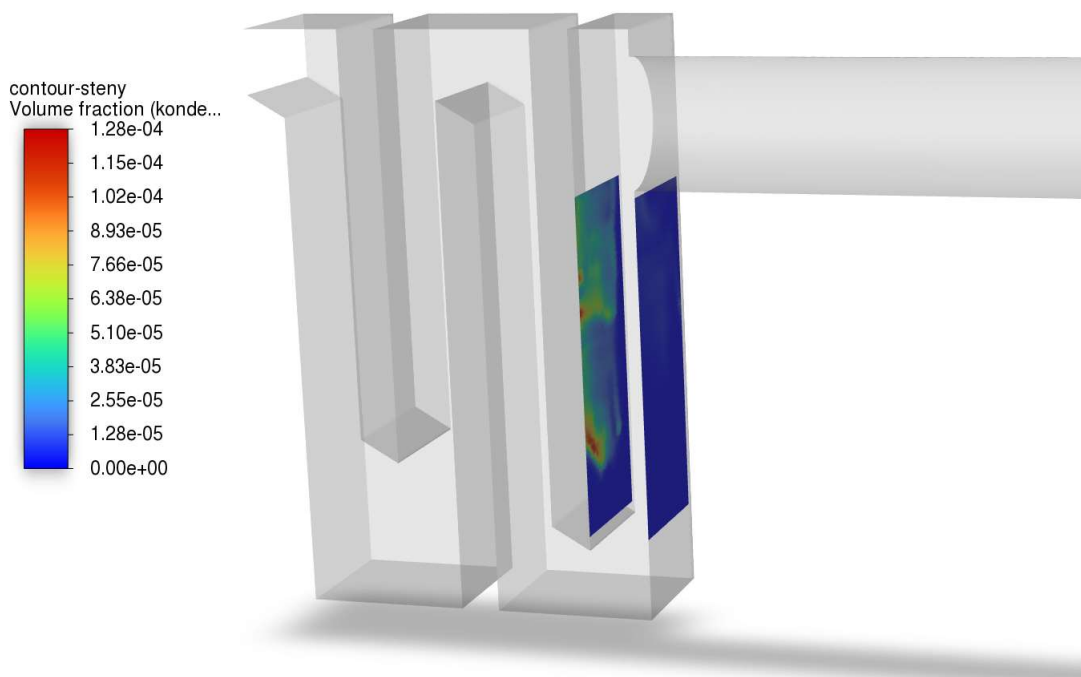
Pri analýze výsledkov kondenzácie bol v kotle pozorovaný trend zvyšovania súčiniteľa prestupu tepla na strane spalín pri ich zvlhčovaní. To je v súlade s teóriou zvlhčovania spalín popísanej v úvode práce, kde sa uvádza že zvýšený obsah vodnej pary v spalinách výrazne ovplyvňuje prestup tepla. Pri kondenzácii sa na stenách vytvára kvapalný film, ktorý zvyšuje prenos tepla stenou. V práci [19] je vplyv zvlhčenia spalín na prenos tepla charakterizovaný Nusseltovým číslom. V tejto práci sa využíva súčiniteľ prestupu tepla. V programe ANSYS Fluent je vyhodnocovaná priemerná hodnota súčiniteľa na stenách chladených vodou. Tieto hodnoty sú zobrazené v Tab. 3-11. Výraznejší vplyv je viditeľný najmä pri trojnásobnom objeme vodnej pary v spalinách, kde súčiniteľ narástol o viac ako $14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Tab. 3-11 Vplyv zvlhčenia spalín na súčiniteľ prestupu tepla spalín

Obsah vodnej pary v spalinách	Súčiniteľ prestupu tepla $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Pôvodné množstvo	101,42
Dvojnásobné množstvo	103,49
Trojnásobné množstvo	115,7

Zaujímavým poznatkom bol zistený pri porovnávaní súčiniteľov prestupu tepla na menších plochách steny v poslednom ťahu kotla, pri trojnásobnom zvýšení množstva vodnej pary. Tieto plochy sú vyznačené na Obr. 3-17, kde sú zobrazené kontúry objemového zlomku sekundárnej fázy. Podľa obrázku je možné usúdiť, že na ľavej strane posledného ťahu je objemový zlomok kondenzátu vyšší a dosahuje tu svoje maximum. Pri porovnaní zmeny súčiniteľa prestupu tepla medzi výpočtom s pôvodným a trojnásobným množstvom vodnej pary v spalinách, dochádza práve na tejto ploche steny k zvýšeniu hodnoty súčiniteľa približne o $7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, zatiaľ čo na protiahlejšej ploche sa hodnota súčiniteľa takmer nezmenila. Dôvodom nerovnomernej zmeny

súčiniteľu prestupu tepla na vybraných plochách je pravdepodobne zvýšený podiel kondenzátu na ľavej strane.



Obr. 3-17 Kontúry objemového zlomku sekundárnej fázy na vybraných plochách posledného tahu kotla

Priebeh viacfázových simulácií sprevádzali problémy s konvergenciou. Výpočtová náročnosť bola vysoká vzhľadom na počet riešených rovníc. Riešenie bolo stabilizované a pomaly konvergovalo len pri dostatočnom znížení relaxačných faktorov, čo sa prejavilo v pomalejšej zmene veličín a predĺžení výpočtov. Optimálne nastavenie viacfázového modelu je vecou ďalšej kalibrácie parametrov samotného modelu Eulerian, či použitého riešiču. To sa v priebehu riešenia práce nepodarilo dosiahnuť. Preto je množstvo vytvoreného kondenzátu aj pri vhodných podmienkach na stene kotla zanedbateľné. Jednofázové simulácie však ukázali správnosť samotného modelu a nastavení okrajových podmienok, čo bolo preukázané validáciou na experimentálnych dátach. Rovnako pozitívne je, že viacfázové simulácie vykazovali očakávané trendy, či už v miestach tvorby kondenzátu, alebo pri zvyšovaní množstva kondenzátu a náraste súčiniteľa prestupu tepla v závislosti na zvlhčení spalín.

3.9 Zhodnotenie využitia zvlhčenia spalín v kotle

V predchádzajúcej podkapitole bol popísaný vplyv zvlhčenia spalín na prenos tepla. S rastúcim množstvom vodnej pary v spalínach sa zvyšuje súčiniteľ prestupu tepla. Nárast prestupu tepla medzi spalínami a stenou sa prejaví v zvýšenej tepelnej účinnosti kotla. Ochladenie spalín tiež prispieva k zlepšeniu podmienok pre kondenzáciu. Simulácie ukázali, že ku kondenzácii spalín dochádza v minimálnej miere. Jedným z dôvodov je vysoký podiel nekondenzovateľných plynov v zmesi. Ako je uvedené v práci [20], vyššie koncentrácie CO_2 v zmesi obmedzujú difúzny pohyb ostatných zložiek, teda aj vodnej pary, čo znižuje potenciál kondenzácie. V tomto smere je zvlhčovanie spalín rozhodne prínosom. Pozitívne tiež pôsobí v smere zvyšovania teploty rosného bodu. Optimalizáciou výmenníku kotla by bolo možné ešte výraznejšie znížiť teplotu spalín. V prípade poklesu až pod teplotu rosného bodu by došlo k heterogénnej kondenzácii vodnej pary v objeme spalín. Tuhé častice, ktoré sú produktom

spaľovania, pôsobia v tomto prípade ako nukleačné jadrá kondenzácie. Podnetom k optimalizácii výmenníku kotla by mohli byť príklady kondenzačných kotlov ([4], [5]) uvedených v úvode práce. Spoločným znakom oboch kotlov je trubkový kondenzačný výmenník so špirálovým turbulátorom vloženým vo vnútri trubky. Teploty spalín na výstupe je u kotla Herz 31,5 °C, pri režime vody v kotle 50 °C/30 °C. Pri takýchto podmienkach by vodná para mohla kondenzovať v celom objeme, čo má pozitívny vplyv na redukciu emisií tuhých látok. V práci [22] je uvádzané, že pozitívny vplyv na zachytávanie tuhých častíc má zväčšenie plochy, na ktorej sa vytvára kvapalný film kondenzátu. Trubkový výmenník by v tomto smere mohol prispieť, pretože jeho steny majú v porovnaní so súčasným tvarom výmenníku väčšiu plochu. Vyššia účinnosť odlúčenia tuhých látok zo spalín je dosiahnutá pri nižšej rýchlosti spalín. Pri konštantnom prietoku spalín by to však vyžadovalo zväčšenie prierezu jednotlivých ťahov a teda zásah do konštrukcie kotla.

Vzhľadom k súčasnej konštrukcii kotla by aplikácia zvlhčovania spalín priniesla niekoľko nevyhnutných úprav. Prvou z nich je riešenie nástreku spalín. Ide o komplexné riešenie, ktoré zahŕňa okrem výberu vhodného miesta vzhľadom k teplote spalín, taktiež optimalizáciu smeru nástreku a veľkosť vstrekaných kvapiek vody. Keďže vlhčenie spalín sa aplikuje najmä za účelom zlepšenia podmienok pre kondenzáciu, resp. redukcie tuhých častíc, úprava kotla musí zahŕňať riešenie odvodu kondenzátu. V poslednom ťahu kotla bude pravdepodobne dochádzať ku kondenzácii v najvyššej miere. Kondenzačný film vytvorený na stenách výmenníku bude stekať smerom dole, avšak spaliny v tomto ťahu prúdia do komína smerom hore. To môže mať negatívny dopad na tvorbu filmu, prípadne môže dochádzať k únosu vzniknutého kondenzátu do komína. Z pohľadu konštrukcie kotla prináša zvlhčovanie spalín niekoľko problémov, ktoré je potrebné bližšie analyzovať.

ZÁVER

Diplomová práca sa venuje tvorbe CFD modelu kotla na drevené pelety. Pomocou výpočtových simulácií v programe ANSYS Fluent bola analyzovaná možnosť kondenzácie spalín vo výmenníkovej časti s využitím zvlhčovania spalín nástrekom vody. Podmienky v kotle boli nastavené podľa dát z experimentálnych meraní uskutočnených na VUT v Brne, na kotle EkoScroll Alfa PELLET s nominálnym výkonom 19 kW. Pri tvorbe modelu bola uvažovaná stredná teplota vody ohrievanej v kotle 65 °C, vzhľadom k experimentálnym dátam, ktoré boli využité k validácii modelu. Analýza kondenzácia už prebehla pri zníženom režime vody, kde stredná teplota bola 38 °C.

Úvodná časť tejto práce uvádza okrem popisu riešeného kotla aj dva príklady domácich kondenzačných kotlov na drevené pelety. Ďalej sú stručne popísané mechanizmy prenosu tepla a kondenzácia vodnej pary, najmä s ohľadom na prítomnosť vysokého množstva nekondenzovateľných plynov. Uvedený je popis zvlhčenia spalín a znižovania emisií tuhých častíc pri kondenzácii. V krátkosti sú predstavené prístupy modelovania viacfázového prúdenia pomocou CFD.

Na základe množstva a zloženia paliva, pri danom zložení a prebytku spaľovacieho vzduchu je stanovená materiálová a energetická bilancia kotla. Výstupom týchto pomocných výpočtov je zloženie a teoretická teplota spalín na vstupe kotla. Obsah vodnej pary v spalinách určuje teplotu rosného bodu. Z dôvodu nízkeho potenciálu kondenzácie pri pôvodnom množstve vodnej pary bolo uvažované zvlhčenie spalín nástrekom vody. Výpočtom bolo stanovené zloženie spalín a teplota rosného bodu pri zvýšení podielu vodnej pary v spalinách.

Model kotla je tvorený vstupnou doménou, radiačnou a konvekčnou časťou. Spaliny sú definované ako zdroj hmoty a energie v objeme vstupnej domény. V radiačnej časti dochádza vplyvom radiácie k ochladeniu spalín. Teplo je pohltené žiaruvzdorným materiálom modelovaným ako samostatná pevná doména. V konvekčnej časti sa spaliny vplyvom okrajovej podmienky konvekcie na vybraných stenách ďalej ochladzujú až na výstupnú teplotu v komíne. Simulácie CFD sú na základe tepelného výkonu kotla, teploty a rýchlosti spalín na výstupe z kotla porovnávané s experimentálnymi hodnotami. Zásadný vplyv na podmienky v kotle má súčiniteľ prestupu tepla na strane vody, ktorý je parametrom okrajovej podmienky konvekcie. S rastúcou hodnotou súčiniteľa sa zvyšuje tepelný výkon kotla. Výpočtom bol určený rozsah hodnôt súčiniteľa. Citlivostnou analýzou bol následne sledovaný vplyv súčiniteľa na priebeh simulácií. Zvolená bola najvhodnejšia hodnota s ohľadom na experimentálne dáta.

S využitím jednofázových simulácií na vytvorenom modeli boli porovnané prípady geometrie bez turbulátorov a s turbulátormi, pričom v prípade modelu s turbulátormi došlo k zvýšeniu tepelnej účinnosti približne o 2 %. Vplyvom turbulencie dochádza k intenzívnejšiemu ochladzovaniu spalín nie len pri stene kotla, ale aj v strede prúdu.

Analýza kondenzácie viacfázovým modelom Eulerian ukázala, že ku kondenzácii napriek vhodným teplotným podmienkam takmer nedochádza. To je spôsobené pravdepodobne nízkym obsahom vodnej pary. Na druhú stranu nastavenie viacfázového modelu je pomerne zložitý proces. Výpočty vykazovali v priebehu práce problém s konvergenciou a vyžadovali si dostatočné zníženie relaxačných faktorov. Preto je pre nájdenie optimálneho nastavenia potrebná ďalšia kalibrácia parametrov modelu a riešiču. Napriek tomu výpočty ukazovali očakávaný trend. Zvlhčenie spalín sa prejavilo vo zvýšenej tvorbe kondenzátu a náraste súčiniteľa prestupu tepla spalín. Ku tvorbe kondenzátu dochádzalo na stenách posledného, pri zvýšení obsahu vody aj predposledného ťahu kotla. Zvlhčenie spalín má preto na kondenzáciu a tepelnú účinnosť pozitívny vplyv. Kondenzácia v kotle prispieva aj k redukcii emisií tuhých

látok. Častice sa zachytávajú v kvapalnom filme kondenzátu a spolu s ním sú odvádzané z kotla. Tento spôsob je efektívny najmä pri nižšom množstve tuhých látok a nižších rýchlostiach spalín. Pozitívne vplýva aj zväčšenie plochy stien výmenníka.

Táto práca poskytuje rozšírený pohľad na možnosti využitia kondenzačných kotlov. Vytvorený model dobre simuluje tepelné podmienky v kotle. V prípade kondenzácie model ukazuje očakávaný trend, no vyžadoval by ďalšiu kalibráciu parametrov. K tomu by mohli domôcť experimentálne dáta zahrňujúce kondenzáciu, ktoré pri spracúvaní tejto práce neboli dostupné. Rozšírenie tejto práce by mohlo spočívať v analýze nástreku vody a zahrnutí jeho vplyvu na teplotu spalín. Ďalšou možnosťou je porovnanie simulácií spalín s iným typom výmenníkovej časti kotla. Za zmienku stoja napríklad už spomínané trubkové výmenníky so špirálovým turbulátorom spalín, použité u kondenzačných kotlov [4], [5].

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] Lokální topeniště. *MŽP: Ministerstvo životního prostředí* [online], [cit. 2023-03-21]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/lokalni_topeniste
- [2] VIGNALI, G. Environmental assessment of domestic boilers: A comparison of condensing and traditional technology using life cycle assessment methodology. In: *Journal of Cleaner Production* [online]. 2017. **142**, 2493–2508. [cit. 2023-03-14]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0959652616318637>
- [3] CORNETTE, J.F.P. et al. Particulate matter emission reduction in small- and medium-scale biomass boilers equipped with flue gas condensers: Field measurements. In: *Biomass and Bioenergy* [online]. 2021. **148**. [cit. 2023-03-11]. DOI: 10.1016/j.biombioe.2021.106056. ISSN: 0961-9534. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0961953421000933>
- [4] HERZ pelletstar CONDENSATION. *Herz-energie.at* [online]. HERZ Energietechnik GmbH © 2022 [cit. 2023-03-14]. Dostupné z: <https://www.herz-energie.at/en/products/pellet-boiler/pelletstar-cond/>
- [5] Kondenzační kotel na pelety ETA ePE. *Etaenergy.eu* [online]. ETA © 2023 [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://www.etaenergy.eu/cz/produkt/kondenzacni-kotel-na-pelety-eta-epe/>
- [6] NGENDAKUMANA, P. et al. Energetic and Environmental Performances of a Domestic Hot Water Condensing Boiler Fired by Wood Pellets. In: *Energy Procedia* [online]. ScienceDirect, 2017. **120**, 270–277. [cit. 2023-03-14]. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.07.207. ISSN: 1876-6102. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217327777>
- [7] FEDOROVA, N. et al. Investigation of the Concepts to Increase the Dew Point Temperature for Thermal Energy Recovery from Flue Gas, Using Aspen®. In: *Energies* [online]. 2019. **12**(9), 1585. [cit. 2023-03-11]. DOI: 10.3390/en12091585. ISSN: 1996-1073. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/9/1585>
- [8] Automatický kotel na uhlí a pelety ALFA. *Ekoscroll.cz* [online]. EkoScroll © 2023 [cit. 2022-12-21]. Dostupné z: <https://www.ekoscroll.cz/automaticky-kotel-na-uhli-a-pelety-alfa>
- [9] BLUMBERGA, D. et al. Fog unit versus electrical precipitator and filter. In: *Energy Procedia* [online]. 2017. **128**, 400–405. [cit. 2023-03-17]. DOI:10.1016/j.egypro.2017.09.045. ISSN: 1876-6102. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217338894>
- [10] Natgas. Natural Gas and the Environment. In: *NaturalGas* [online]. Sep 20, 2013 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <http://naturalgas.org/environment/naturalgas/>

- [11] GHAFGHAZI, S. et al. Particulate matter emissions from combustion of wood in district heating applications. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2011. **15**(6), 3019–3028. [cit. 2023-05-22]. DOI:10.1016/j.rser.2011.04.001. ISSN:1364-0321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032111001365>
- [12] Návod na automatický kotel ALFA a EKONOMIC. *Ekoscroll.cz* [online]. EkoScroll © 2023 [cit. 2022-12-21]. Dostupné z: https://www.ekoscroll.cz/data/files_content_category/63/N%C3%A1vod%20na%20automatick%C3%BD%20kotel%20ALFA%20a%20EKONOMIC.pdf
- [13] BALAJI, C. et al. *Heat transfer engineering: fundamentals and techniques*. London ; San Diego, CA: Academic Press, 2021. 422 s. ISBN 978-0-12-818503-2.
- [14] JÍCHA, M. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. ISBN 978-80-214-2029-8.
- [15] ANSYS Academic Research CFD, Release 2023 R1, ANSYS Fluent Theory guide, ANSYS, Inc.
- [16] ROHSENOW, W.M. et al. Ed. *Handbook of heat transfer*. 3rd ed. vyd. New York: McGraw-Hill, 1998. ISBN 978-0-07-053555-8.
- [17] INCROPERA, F.P. - INCROPERA, F.P. Ed. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. vyd. Hoboken, NJ: John Wiley, 2007. 997 s. ISBN 978-0-471-45728-2.
- [18] CHE, D. et al. Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases. In: *Heat and Mass Transfer* [online]. 2005. **41**(3), 250–256. [cit. 2023-03-12]. DOI: 10.1007/s00231-004-0505-9. ISSN: 1432-1181. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00231-004-0505-9>
- [19] POSKAS, R. et al. An Experimental Investigation of Water Vapor Condensation from Biofuel Flue Gas in a Model of Condenser, (2) Local Heat Transfer in a Calorimetric Tube with Water Injection. In: *Processes* . 2021. **9**, 1310. DOI: 10.1007/s00231-004-0505-9. ISSN: 1432-1181. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00231-004-0505-9>
- [20] LIU, D. et al. A comparative study on the design of direct contact condenser for air and oxy-fuel combustion flue gas based on Callide Oxy-fuel Project. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* [online]. 2018. **75**, 74–84. [cit. 2023-05-25]. DOI: 10.1016/j.ijggc.2018.05.011. ISSN: 1750-5836. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1750583618301178>
- [21] PRIEDNIECE, V. et al. Experimental and analytical study of the flue gas condenser – fog unit. In: *Energy Procedia* [online]. 2019. **158**, 822–827. [cit. 2023-03-16]. DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.215. ISSN: 1876-6102. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610219302255>

- [22] CUI, L. et al. Synergistic capture of fine particles in wet flue gas through cooling and condensation. In: *Applied Energy* [online]. 2018. **225**, 656–667. [cit. 2023-03-17]. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.04.084. ISSN: 0306-2619. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261918306421>
- [23] XU, J. et al. Heterogeneous Condensation on Fine Particles of Water Vapor in a Moderated Growth Tube. In: *Energy Procedia* [online]. 2017. **118**, 201–209. [cit. 2023-05-22]. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.07.025. ISSN: 18766102. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610217325511>
- [24] TU, J. et al. *Computational fluid dynamics: a practical approach*. . Second edition. Amsterdam: Elsevier/BH, 2013. 439 s. ISBN 978-0-08-098243-4.
- [25] MICHAELIDES, E.E. et al. Ed. *Multiphase Flow Handbook* [online]. 2. vyd. Boca Raton: CRC Press, 2016. 1420 s. ISBN 978-1-315-37192-4.
- [26] LEJON, M. *Wall Condensation Modelling in Convective Flow* [online]. Stockholm, 2013 [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:645576/fulltext01.pdf>. Master of Science Thesis. KTH Royal Institute of Technology, Stockholm. Supervisor Jan Ostlund.
- [27] Složení atmosferického vzduchu. In: *TZB-info* [online]. [cit. 2023-03-01]. ISSN: 1801-4399. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/74-slozeni-atmosferickeho-vzduchu>
- [28] JELÍNEK, V. *Kondenzační technika u plynových spotřebičů*. Praha: GAS, 2010. 140 s. ISBN 978-80-86176-26-0.
- [29] KELLEROVÁ, J. *Kritériální rovnice pro volnou a nucenou konvekci beze změny skupenství* [online]. Liberec, 2021. [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/161276>. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní. Vedoucí práce Magda Vestfálová.
- [30] BARAK, J. et al. Condensation of moist air in heat exchanger using CFD. In: *Int. J. Physical, Natural Science and Engineering* [online]. 2014. **8**, 22–27. [cit. 2023-03-22]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/271385483_Condensation_of_moist_air_in_heat_exchanger_using_CFD
- [31] LI, K. et al. CFD simulation of fine particle removal in flue gas condensing heat exchanger. In: *Applied Thermal Engineering* [online]. 2020. **174**, čl. 115290. [cit. 2023-01-20]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115290. ISSN: 1359-4311. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431119370231>
- [32] MOHAMMED, H.I. et al. CFD multiphase modelling of the acetone condensation and evaporation process in a horizontal circular tube. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2019. **134**, 1159–1170. [cit. 2023-03-29]. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.062. ISSN: 0017-9310. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793101835511X>

- [33] MCBRIDE, B.J. et al. Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species. In: *NASA NTRS* [online]. 1993. [cit. 2023-05-23]. NTRS Author Affiliations: NASA Lewis Research Center, Gordon, Sanford, Cleveland, Heidelberg Coll.NTRS Document ID: 19940013151NTRS Research Center: Legacy CDMS (CDMS). Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19940013151>
- [34] LINSTROM, P. NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database 69 [online]. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 1997. [cit. 2023-05-23]. DOI: 10.18434/T4D303. Dostupné z: <http://webbook.nist.gov/chemistry/>
- [35] ANSYS Academic Research CFD, Release 2023 R1, ANSYS Fluent User's guide, ANSYS, Inc.

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 1-1 Peletový kondenzačný kotol Herz Pelletstat condensation, prevzaté z [4].....	14
Obr. 1-2 Rez automatickým kotlom EkoScroll Alfa PELLET, prevzaté z [8], upravené.....	15
Obr. 1-3 Schéma retortového horáku na drevené pelety, prevzaté z [8]	16
Obr. 1-4 Umiestnenie tehliel zo žiaruvzdorného materiálu v radiačnej komore.....	16
Obr. 1-5 Tvar a umiestnenie turbulátorov v kotle	17
Obr. 1-6 Kondenzácia na povrchu steny: kvapková (vľavo) a s tenkou vrstvou kvapaliny (vpravo), prevzaté z [17]	22
Obr. 1-7 Kondenzácia vodnej pary na stene v prítomnosti nekondenzovateľných plynov, prevzaté z [18], upravené: 1 – medzná vrstva vody, 2 – stena výmenníku, 3 – kvapalný film kondenzátu, 4 – medzná vrstva nekondenzovateľných plynov; T_{SP} - teplota spalín, T_R - teplota fázového rozhrania, T_{STi} – teplota steny na strane spalín, T_{Sto} – teplota steny na strane vody, T_V – teplota vody, p_V – parciálny tlak vodnej pary v spalínach, p_{VR} – saturačný tlak vodnej pary.....	23
Obr. 1-8 Radiácia na nepriesvitnej stene, prevzaté z [15].....	28
Obr. 3-1 Model kotla s vyznačenými objemovými zónami	39
Obr. 3-2 Povrchová sieť kotla	40
Obr. 3-3 Detailný pohľad na objemovú sieť kotla.....	41
Obr. 3-4 Lokálne zjemnenie siete vo vstupnej doméne a blízkom okolí	41
Obr. 3-5 Polynómická závislosť viskozity CO_2 na teplote.....	45
Obr. 3-6 Polynómická závislosť tepelnej vodivosti CO_2 na teplote.....	45
Obr. 3-7 Grafické znázornenie okrajových podmienok modelu	49
Obr. 3-8 Graf závislosti teploty spalín na súčiniteli prestupu tepla pri teplote vody $65\text{ }^\circ\text{C}$	53
Obr. 3-9 Graf závislosti teploty spalín na súčiniteli prestupu tepla pri teplote vody $38\text{ }^\circ\text{C}$	54
Obr. 3-10 Rýchlostné pole prúdu spalín na rovine symetrie kotla	55
Obr. 3-11 Teplotné pole prúdu spalín na rovine symetrie kotla.....	56
Obr. 3-12 Porovnanie teplotného poľa spalín v poslednom ťahu kotla pre štyri rôzne prípady	58
Obr. 3-13 Graf priebehu teploty spalín po šírke posledného ťahu kotla pre štyri rôzne prípady	58
Obr. 3-14 Kontúry teploty na stenách konvekčnej časti kotla.....	59
Obr. 3-15 Oblasť výskytu kondenzácie v kotle pri pôvodnom zložení spalín	62
Obr. 3-16 Oblasť výskytu kondenzácie v kotle pri trojnásobnom zväčšení objemu vodnej pary v spalínach	63
Obr. 3-17 Kontúry objemového zlomku sekundárnej fázy na vybraných plochách posledného ťahu kotla.....	64

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 1-1 Namerané hodnoty z experimentálnych meraní	18
Tab. 1-2 Množstvo jednotlivých zložiek v drevených peletách.....	19
Tab. 1-3 Prvkové zloženie horľaviny drevených peliet	19
Tab. 2-1 Podmienky okolia pri spaľovaní.....	29
Tab. 2-2 Zloženie spaľovacieho vzduchu (zloženie suchého vzduchu prevzaté z [27])	30
Tab. 2-3 Spotreba kyslíku a spaľovacieho vzduchu	30
Tab. 2-4 Množstvo a zloženie vlhkých spalín.....	31
Tab. 2-5 Tepelná bilancia spaľovania	32
Tab. 2-6 Fyzikálne vlastnosti vody v kotle pri danej teplote a tlaku	33
Tab. 2-7 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla nútenou konvekciou	34
Tab. 2-8 Výpočet koeficientu prestupu tepla prirodzenou konvekciou	35
Tab. 2-9 Zmena zloženia spalín a teploty rosného bodu pri zvlhčení spalín	36
Tab. 3-1 Veľkosť a kvalita výpočtovej siete.....	42
Tab. 3-2 Nastavenie materiálových vlastností zložiek plynnej zmesi	44
Tab. 3-3 Metódy výpočtu vybraných vlastností zmesi plynov	46
Tab. 3-4 Materiálové vlastnosti oceli a žiaruvzdorného materiálu v čistom (nezanesenom) stave	46
Tab. 3-5 Množstvo a energia spalín generované vo vstupnej objemovej zóne.....	47
Tab. 3-6 Nastavenie okrajových podmienok na stene kotla	49
Tab. 3-7 Diskretizačné schémy rovníc použité pri riešení jednofázového modelu	50
Tab. 3-8 Závislosť vybraných veličín na zmene súčiniteľa prestupu tepla pri teplote vody 65 °C.....	52
Tab. 3-9 Závislosť vybraných veličín na zmene súčiniteľa prestupu tepla pri teplote vody 38 °C.....	54
Tab. 3-10 Porovnanie výpočtov bez turbulátorov a s turbulátormi	57
Tab. 3-11 Vplyv zvlhčenia spalín na súčiniteľ prestupu tepla spalín	63

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

Skratky

CFD	výpočtová dynamika tekutín - Computational Fluid Dynamics
EÚ	Európska únia
ČR	Česká republika
PM	tuhé znečisťujúce látky – Particulate matter
VUT	Vysoké učení technické v Brne
VOF	Volume of Fluid
DO	Discrete Ordinates
S2S	Surface-to-surface
WSGGM	Weighted-Sum-of-Grey-Gases Model

Symboly

\dot{q}	tepelný tok (W/m^2)
k, c_p	tepelná vodivosť ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)
ε	emisivita (-)
T	teplota ($^{\circ}\text{C}$) (K)
x	hrúbka steny (m)
α	súčiniteľ prestupu tepla ($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$)
E_0	žiarivosť čierneho telesa (W/m^2)
σ	Stefan-Boltzmannova konštanta ($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$)
T_{SP}	teplota spalín ($^{\circ}\text{C}$)
T_R	teplota fázového rozhrania ($^{\circ}\text{C}$)
T_{STi}	teplota steny na strane spalín ($^{\circ}\text{C}$)
T_{STo}	teplota steny na strane vody ($^{\circ}\text{C}$)
T_V	teplota vody
p_{p,H_2O}, p_V	parciálny tlak vodnej pary v spalinách (Pa)
p_0, p_{VR}	saturačný tlak vodnej pary (Pa)
p	tlak vzduchu (Pa)
∂	symbol parciálnej derivácie

α_v	objemový zlomok parnej fázy (-)
ρ_v	hustota parnej fázy (kg/m^3)
\vec{V}_V	rýchlosť parnej fázy (m/s)
\dot{m}_{vI}	prenos hmoty ($\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$)
ϕ_{H_2O}	relatívna vlhkosť vzduchu (-)
A, B, C	koeficienty Antoinovej rovnice (-)
x_{H_2O}	objemový zlomok vodnej pary (-)
Re	Reynoldsove číslo (-)
v_∞	rýchlosť voľného prúdu tekutiny (m/s)
x_k, L	charakteristický rozmer geometrie (m)
ν	kinematická viskozita (m^2/s)
c_p	merná tepelná vodivosť ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
η	dynamická viskozita ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
Pr	Prandtlove číslo (-)
Nu	Nusseltove číslo (-)
\dot{V}	objemový prietok (m^3/h)
S	plocha prietokového prierezu (m^2)
g	gravitačné zrýchlenie (m/s^2)
β	súčiniteľ teplotnej objemovej rozťažnosti (K^{-1})
Gr	Grashofove číslo (-)
C, n	koeficienty Grashofovho čísla (-)
y^+	bezrozmerný parameter siete (-)
k	kinetická energia turbulencie (m^2/s^2)
ε	disipácia kinetickej energie (m^2/s^3)
ω	špecifická disipácia energie (s^{-1})
M	Machove číslo (-)
R	molárna plynová konštanta ($\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$)
M_W	molárna hmotnosť (kg/mol)

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha č. 1 – Protokol o skúške drevených peliet Biomac.pdf

- Stanovenie obsahu sušiny
- Prvkový rozbor paliva
- Spalné teplo a výhrevnosť paliva

Príloha č. 2 – Výpočet spaľovania drevených peliet.xlsx

- Výpočet zloženia a množstva spalín
- Tepelná bilancia kotla
- Teoretická teplota spaľovania