

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**ZÁVĚREČNÁ  
PRÁCE**

**2020**

**MATĚJ  
VYKOUKAL**



# Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Matěj Vykoukal
<b>Název DP:</b>	Aplikace kondenzačních dochlazovačů spalin biomasových kotlů
<b>Anglický název:</b>	Application of heat recovery flue gas condensers on biomass boilers
<b>Akademický rok:</b>	2019/2020
<b>Ústav:</b>	Ústav Energetiky
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Zdeněk Funda, Ph.D.
<b>Konzultant:</b>	
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran 76 Počet obrázků 14 Počet tabulek 22 Počet příloh 0
<b>Klíčová slova:</b>	Kondenzace spalin, Zpětné získávání tepla, Biomasové kotle
<b>Keyword:</b>	Flue gas condensation, Heat recuperation, Biomass boilers
<b>Anotace:</b>	Práce se zabývá rozbořem a aplikací technologie na sprchování spalin na výstupu z modelového biomasového kotle a následné získávání zpětného tepla pomocí kondenzace vodní páry obsažené ve spalinách.
<b>Abstract:</b>	This work deals with analysis of technology used for wet scrubbing of flue gas in the outlet of biomass boilers and heat recuperation.

## Bibliografická citace

VYKOUKAL, M. *Aplikace kondenzačních dochlazovačů spalin biomasových kotlů*. Praha, 2020. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Funda, Ph.D

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Aplikace kondenzačních dochlazovačů spalin biomasových kotlů“ vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Zdeňka Fundy, Ph.D. Dále jsem využíval zdroje uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze, dne 22.6.2020

.....

Podpis

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu svojí diplomové práce Ing. Zdeňku Fundovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a věnovaný čas při tvorbě diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině, nejbližším přátelům a také Michaele Petrovičové za podporu a pomoc při studiu.

# Obsah

Bibliografická citace.....	4
Prohlášení .....	5
Poděkování .....	6
1 Úvod .....	9
2 Rešeršní část.....	10
2.1 Spalování biomasy .....	10
2.2 Kondenzační dochlazovače spalin.....	11
2.2.1 Rozprašovací věž.....	11
2.2.2 Cyklonová rozprašovací věž.....	12
2.2.3 Lopatkové odlučovače .....	13
2.2.4 Patrové věže .....	13
2.2.5 Venturiho pračka.....	13
2.3 Dochlazovač spalin relevantní pro tuto studii.....	14
2.3.1 Varianta 1 – ohřev vratné vody z otopné soustavy.....	15
2.3.2 Varianta 2 – zvlhčování a předeřev spalovacího vzduchu. ....	15
2.3.3 Zpětné získávání tepla.....	16
2.3.4 Důsledky aplikace kondenzační technologie .....	20
2.4 Zvlhčování spalovacího vzduchu .....	21
2.5 Technologické řešení jednotlivých prvků systému .....	22
2.5.1 Zvlhčovač vzduchu .....	22
2.5.2 Druhý stupeň kondenzátoru spalin .....	22
2.5.3 Vnitřní vodní okruh.....	22
2.5.4 Vliv implementace technologie na kotel a ostatní prvky systému .....	22
2.5.5 Nárůst teploty spalin na výstupu z kotle .....	22
2.5.6 Nízkoteplotní koroze v ekonomizéru.....	23
2.5.7 Riziko varu v kondenzátoru .....	23
2.5.8 Implementace zvlhčování spalovacího vzduchu .....	23
2.6 Následky implementace technologie.....	23
3 Výpočtová část .....	25
3.1 Stechiometrické výpočty.....	26
3.1.1 Stechiometrie spalin.....	26
3.1.2 I-t diagram spalin .....	28
3.2 Tepelná bilance kotle .....	30
3.2.1 Výhřevnost paliva.....	30

3.2.2	Tepelné ztráty kotle a účinnost .....	30
3.2.3	Ztráta chemickým nedopalem.....	31
3.2.4	Ztráta citelným teplem spalin (tj. ztráta komínová) .....	32
3.2.5	Účinnost kotle .....	32
3.2.6	Výrobní teplo horké vody a množství paliva .....	32
3.3	Rozvržení tepelného výkonu kotle .....	34
3.3.1	Bilanční výpočet teplosměnných ploch ze strany pracovní látky .....	34
3.3.2	Q-t diagram .....	36
3.4	Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla .....	36
3.4.1	Ohniště.....	36
3.4.2	Teplota nechlazeného plamene.....	36
3.4.3	Teplota odchozích spalin .....	37
3.4.4	Součinitel M .....	40
3.4.5	Stupeň černosti ohniště .....	40
3.4.6	Kontrola teploty odchozích spalin .....	42
3.4.7	Rozdělení tepla v ohništi.....	42
3.5	Výpočet teplosměnných ploch .....	43
3.5.1	Přisávání falešného vzduchu .....	43
3.5.2	Předběžná bilance teplosměnných ploch .....	43
3.5.3	Výpočet Ohříváku vody – EKO .....	46
3.6	Aplikace kondenzačního vychlazení spalin .....	51
3.6.1	Varianta 1 – Ohřev vratné vody z otopné soustavy.....	51
3.6.2	Varianta 2 – Zvlhčování a předeřev spalovacího vzduchu .....	56
3.7	Zhodnocení vlivu aplikace kondenzační technologie na vychlazení spalin .....	63
3.7.1	Varianta 1 .....	63
3.7.2	Varianta 2.....	64
4	Závěr.....	69
5	Seznam použitých symbolů a zkratk .....	72
6	Seznam obrázků, tabulek a příloh .....	75
6.1	Seznam obrázků .....	75
6.2	Seznam tabulek.....	75
6.3	Seznam příloh .....	76



# 1 Úvod

Tématem mé diplomové práce je problematika aplikace kondenzačního vychlazování spalin biomasových kotlů. Jedná se o jeden z možných způsobů zpětného využití tepla pomocí dochlazení spalin, při kterém dochází ke kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách. Kotle spalující biomasu jsou vhodné pro aplikaci této technologie z důvodu velkého obsahu vodní páry ve spalinách, která vzniká při spalování biomasy.

Cílem této práce je posouzení aplikace kondenzačního vychlazování spalin u biomasových kotlů. Posouzení je provedeno pomocí projekčního návrhu horkovodního biomasového kotle, vytvořením teoretického výpočtového modelu pro bilanční výpočet technologie na vychlazování spalin a následném promítnutí vypočtených dat do projekčního návrhu kotle. Modelový kotel a otopná soustava, na kterou je napojen, jsou navrženy tak, aby co nejvíce odpovídaly reálnému existujícímu provozu.

Aplikace technologie dochlazování spalin je nejprve hodnocena pro variantu, při které je hodnocen možný ohřev vody ve vratné větvi otopné soustavy a dále pro variantu, která uvažuje se zvlhčováním a ohřevem spalovacího vzduchu před vstupem do spalovací komory.

Práce je rozdělena na dvě části. V teoretické části je zpracována rešerše technologie využívané ke kondenzaci vodní páry ze spalin a popis výpočtového modelu využitého k hodnocení vychlazovací technologie. Výpočtová část obsahuje výpočet tepelné bilance biomasového horkovodního kotle, určení účinnosti a spotřeby paliva. Dále obsahuje návrh uspořádání a potřebné velikosti výhřevných ploch a projekční návrh kotle. Dále obsahuje výpočet jednotlivých variant zapojení kondenzačního dochlazovače spalin.

V závěru práce je popsán vliv technologie kondenzačního vychlazování spalin na změnu parametrů kotle.

## 2 Teoretická část

Rešeršní část této práce je zaměřena na popis technologie na kondenzační vychlazování spalin a její využití v biomasových kotlích.

### 2.1 Spalování biomasy

Pojem biomasa označuje hmotu organického původu. V souvislosti s energetickým využitím v biomasových kotlích je uvažována především biomasa rostlinného původu, tzn. především dřevo a různorodý dřevní odpad, resp. jiné energetické rostliny vhodné k získávání energie. Řadí se mezi obnovitelné zdroje energie. (1)

Biomasa je v podmínkách ČR perspektivním zdrojem energie a energii v ní obsaženou je možné získat a využít následujícími způsoby:

- Termochemickou konverzí – spalováním, zplyňováním a pyrolýzou,
- biochemickou konverzí – anaerobní fermentací, aerobní fermentací nebo alkoholovou fermentací,
- fyzikálně – chemickou konverzí – esterifikací bioolejů. (2)

Kotle na spalování biomasy mají v reálných aplikacích řadu koncepcí a technologických uspořádání, které závisí na použití daného kotle a na výrobních parametrech. (3)

Biomasa je z hlediska produkce oxidu uhličitého při spalování tzv. neutrálním palivem. Přibližně stejné množství produkovaného  $\text{CO}_2$  při spalování je vyváženo spotřebou  $\text{CO}_2$  při fotosyntéze v rámci životního cyklu rostlin. (4) Při spalování dochází k produkci relativně velkého množství tuhých částic, které jsou tak malé, že jsou dále odváděny spalinami a při zvýšení jejich koncentrace v ovzduší může docházet k vážným zdravotním problémům. Tuhé částice vznikající při spalování biomasy jsou silně závislé na složení paliva, použité technologii a nastavení spalovacího procesu. Různé studie dokázaly, že koncentrace tuhých částic vzniklých při spalování se pohybuje mezi 60 a 2100  $\text{mg}/\text{Nm}^3$  spalin. (5) Koncentraci tuhých částic je možné ovlivnit opatřeními zavedenými v předúpravě paliva, v průběhu spalování nebo při čištění výstupních spalin z kotle. Nejběžnějším způsobem je čištění spalin před jejich vypuštěním do atmosféry. Existuje několik alternativ čištění spalin a každá z nich je vhodná na jiné typy spalovacích zařízení a jiné typy paliva. Mezi účinné technologie na čištění spalin patří např. elektrostatické a tkaninové filtry. Jejich nasazení je silně závislé na ekonomické návratnosti investice. Pro čištění spalin od tuhých částic jsou vhodné také kondenzační ekonomizéry, jejichž princip je popsán v kapitole 2.1.2.2.

Produkce  $\text{SO}_2$  při spalování závisí na obsahu síry v palivu. V případě biomasy je množství produkovaného  $\text{SO}_2$  zanedbatelné. Může docházet k produkci plynů dusíku ( $\text{NO}_x$ ), avšak v současnosti existuje řada primárních opatření při nastavení spalovacího procesu, které brání tvorbě  $\text{NO}_x$ . Není tedy nutné ve velké míře řešit dodatečné čištění spalin od produktů vzniklých při spalování síry. (6)

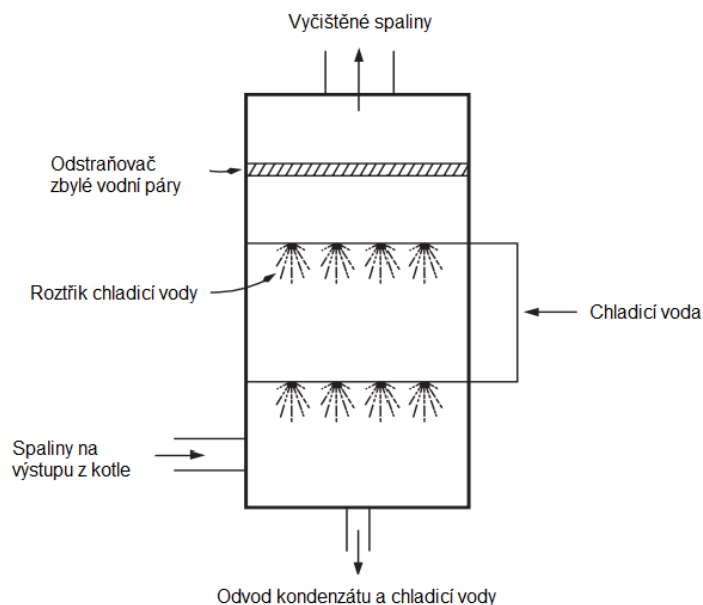
Koncepce průmyslových biomasových kotlů je silně závislá na použitém palivu a výrobních parametrech. Popis modelového biomasového kotle je uveden ve výpočtové části práce.

## 2.2 Kondenzační dochlazovače spalin

Kondenzační dochlazovače v praxi existují v několika principiálních provedeních. Hlavním principem přenosu hmoty a tepla je přímý kontakt mezi spalinami a chladicí vodou. Kromě dochlazení spalin a získávání tepla zde dochází i k zachytávání tuhých částic a jejich odvodu v ohřáté chladicí vodě. Následující aplikace jsou rozlišovány podle provedení na vertikální a horizontální. Toto označení stanovuje vertikální či horizontální orientaci osy zařízení, která je totožná se směrem proudění spalin v kontaktním prostoru dochlazovače. (6)

### 2.2.1 Rozprašovací věž

Mezi nejběžnější typy patří dochlazovače, které jsou označovány jako tzv. rozprašovací věže. Základní schéma je uvedené na obrázku 1.



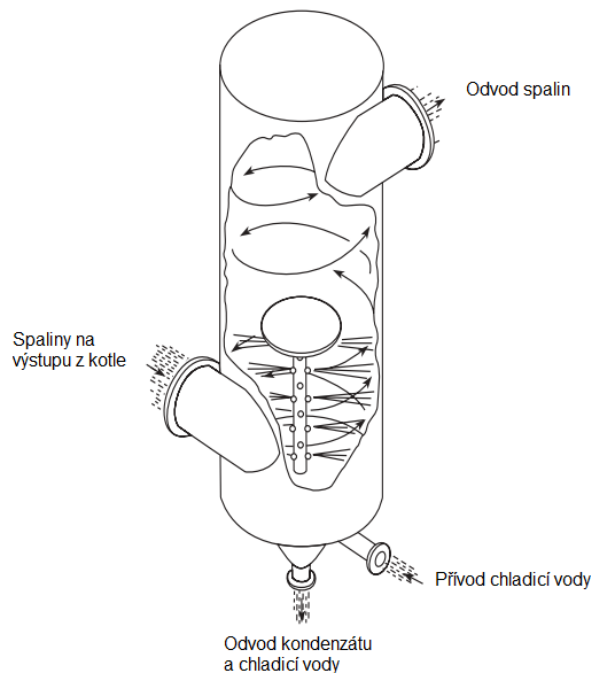
Obrázek 1 Obrázek 1 Schéma rozprašovací věže (7)

Proud spalin je do dochlazovače přiváděn v jeho spodní části a odváděn v části vrchní. Chladicí voda je do proudu spalin vstříkována pomocí trysek, které zajistí její rozptýlení a zvětší tak účinný povrch přenosu tepla. Část tepla je přenesena přes povrch vodních kapek a část přes stěny dochlazovače. Čištění spalin je realizováno pomocí zachytávání tuhých částic kapkami rozstříkované vody. (7; 8) Rozprašování je realizováno pomocí trysek, které mohou být instalovány vertikálně, přičemž vzájemné proudy spalin a chladicí vody mají opačné směry, nebo horizontálně, kde dochází k příčnému vstříkávání chladicí vody ke směru proudění spalin. Tento typ dochlazovačů je všeobecně konstrukčně jednodušší, ale má horší parametry pro zpětné získávání tepla než

komplexnější typy dochlazovačů. Investiční a provozní náklady rozprašovacích dochlazovačů jsou nižší. (7) Účinnost odloučení tuhých částic u rozprašovacích věží je relativně vysoká pro hrubší částice. Může dosahovat až 90% pro částice větší než 5  $\mu\text{m}$ . Pro částice mezi 3 a 5  $\mu\text{m}$  se účinnost odloučení pohybuje mezi 60 a 80 % a pro částice s velikostí pod 3  $\mu\text{m}$  se účinnost snižuje pod 50%. (7)

### 2.2.2 Cyklonová rozprašovací věž

Základní schéma cyklonové rozprašovací věže je totožné se schématem vertikální rozprašovací věž. Hlavním rozdílem je směr proudu spalin cyklického charakteru. Spaliny jsou do cyklonové rozprašovací věže vháněny ve spodní části, přičemž je před vyústěním do kontaktního prostoru zúžen průřez spalinovodu, čímž je urychlen proud spalin. Cyklického pohybu spalin v kontaktním prostoru dochlazovače je docíleno vyústěním vstupního spalinovodu tangenciálně vzhledem ke stěně kontaktního prostoru dochlazovače nebo instalací lopatek, které usměrňují proud spalin. Chladicí voda je do kontaktního prostoru vstříkována pomocí trysek, které mohou být umístěny v horní části horizontálně nebo ve spodní části vertikálně v ose dochlazovače. Vodní kapky jsou proudem spalin odnášeny ke stěně, po které stékají do spodní části kontaktního prostoru a jsou odváděny pryč ve formě kondenzátu. Schéma cyklonového dochlazovače je uvedeno na obrázku 2. (8)



Obrázek 2 Schéma cyklonové rozprašovací věže (7)

Cyklonové rozprašovací věže mají vyšší účinnost při pohlcování tuhých částic než jednoduché rozprašovací věže vzhledem k vyšší relativní rychlosti mezi vodními

kapkami a proudem spalin. Pro částice větší než 5  $\mu\text{m}$  dosahuje účinnost odloučení až 95 % a pro částice menší než 5  $\mu\text{m}$  se účinnost odloučení pohybuje mezi 60 a 75%. (7)

### 2.2.3 Lopatkové odlučovače

V lopatkových odlučovačích je proud chladicí vody přiváděn na mechanicky poháněný rotor s lopatkami, který zajišťuje účinnější disperzi vodních kapek v kontaktním prostoru dochlazovače než při rozprašování pomocí trysek. Mechanické rozmělnění kapek tedy zvyšuje míru odloučení jemných tuhých částic. Nevýhodou tohoto přístupu jsou vyšší provozní náklady zařízení. (7; 6)

### 2.2.4 Patrové věže

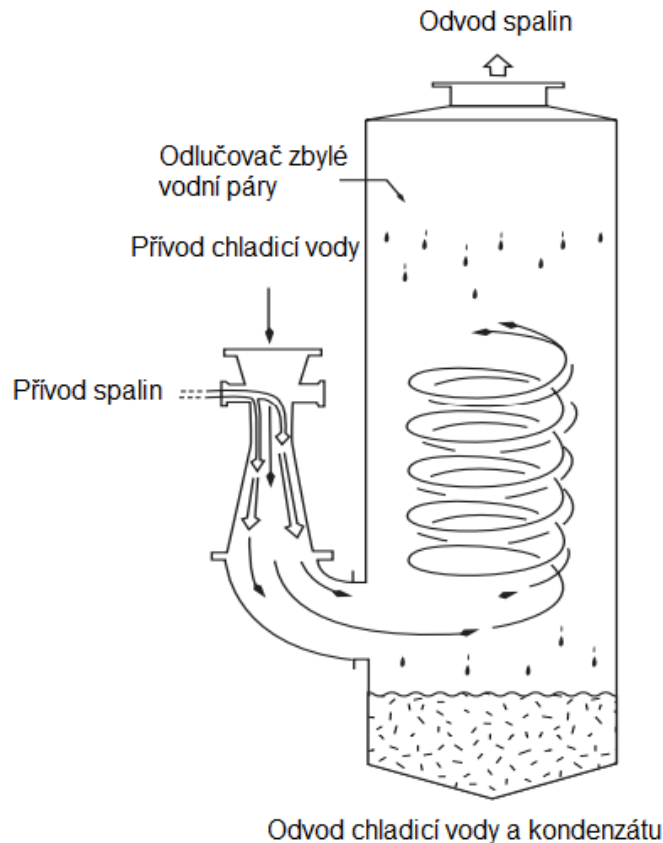
Patrové věže jsou v praxi realizovány ve vertikálním provedení. V kontaktním prostoru je umístěna řada perforovaných pater, na jejichž horní část je přiváděna chladicí voda, která prostupuje otvory v patrech směrem dolů. Spaliny jsou přiváděny ve spodní části věže a prostupují otvory nahoru, čímž dochází ke kontaktu mezi spalinami a chladicí vodou. Kontakt mezi jednotlivými médii je zde větší než ve sprchovacích věžích, což zvyšuje i přenos tepla a hmoty. (7; 8)

Zachycení tuhých částic ze spalin s rozměrem pod 1  $\mu\text{m}$  není v patrových věžích možná, ale účinnost zachycení částic s rozměrem nad 5  $\mu\text{m}$  dosahuje až 97 % a je možné zde zachytávat i některé plyny vzniklé při spalování. (7)

### 2.2.5 Venturiho pračka

Venturiho pračka využívá k promísení chladicí vody a spalin tzv. venturiho efektu. Spaliny jsou do pračky přiváděny v nejširším místě přívodního potrubí, do kterého je zaveden i přívod chladicí vody. Průřez potrubí se po směru proudění směsi zmenšuje až do tzv. hrdla, a poté se zase zvětšuje. Zmenšující průřez vodícího potrubí má za následek zvýšení rychlosti spalin a díky tomu je dosaženo důkladného rozptýlení chladicí vody. Směs je dále přivedena do cyklonového odlučovače, ve kterém dochází k odloučení vodních kapek, jímání kondenzátu a chladicí vody a odvodu spalin pryč. Schéma Venturiho pračky je uvedeno na obrázku 3.

Investiční náklady na Venturiho pračky jsou mnohem vyšší než investiční náklady u předchozích aplikací. Tento fakt je ale vyvážen větší účinností odloučení jemných částic, která se pro částice s velikostí nad 1  $\mu\text{m}$  pohybuje mezi 70 a 99 % a u částic s velikostí pod 1  $\mu\text{m}$  je účinnost 50 % a vyšší. Využití venturiho efektu zvyšuje tlakovou ztrátu zařízení a zvyšuje provozní náklady. (7)



Obrázek 3 Schéma Venturiho pračky (7)

### 2.3 Dochlazovač spalin relevantní pro tuto studii

Cílem diplomové práce je vytvoření projekčního návrhu modelového horkovodního kotle na biomasu, aplikace kondenzačního dochlazovače spalin na tento kotel a posouzení vlivu aplikace dochlazovače spalin na funkci biomasového kotle.

Kondenzace vodní páry je docílena pomocí ochlazení spalin pod teplotu rosného bodu. Obsah vodní páry ve spalinách je přímo úměrný vstupní vlhkosti paliva. Čím vyšší je obsah vodní páry, tím vyšší je i míra zpětného získání tepla. (9)

Spaliny jsou na výstupu přivedeny do kontaktního prostoru dochlazovače., ve kterém jsou následně sprchovány chladicí vodou. Přestup tepla je realizován konvekcí na povrchu vodních kapek a kondenzací vodní páry ve spalinách. Vodní kapky v kontaktním prostoru zachycují tuhé částice a čistí tak spaliny.

V rámci výpočtu budou spaliny uvažovány za ideální plyn.

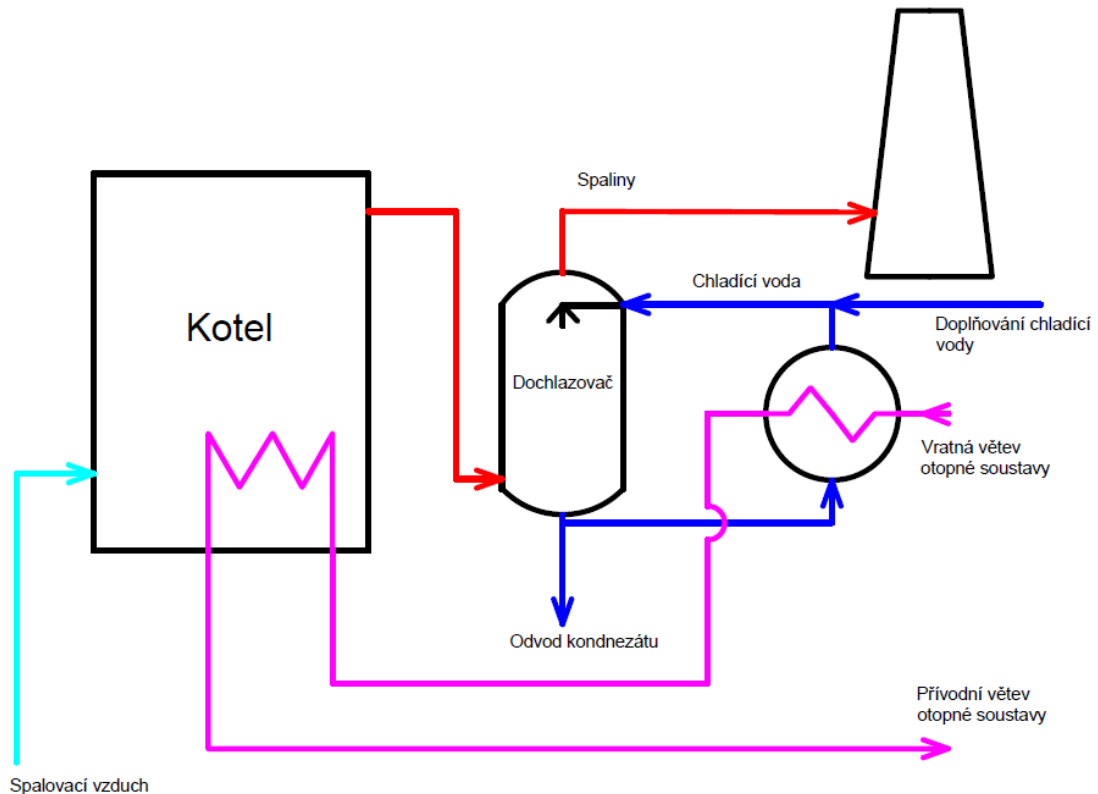
Diplomová práce se zabývá zpětným získáváním tepla, a nikoliv čištěním spalin. Není zde popsán projekční návrh dochlazovače. Dochlazovač je pojatý jako sprchovací věž, ve které dochází ke sprchování spalin chladicí vodou.

Aplikace kondenzačního dochlazování spalin je realizováno pro dvě varianty zapojení, které jsou uvedeny níže.

### 2.3.1 Varianta 1 – ohřev vratné vody z otopné soustavy.

Varianta 1 počítá se zapojením kondenzačního dochlazovače na konec spalínového traktu kotle. Spaliny jsou v dochlazovači sprchovány chladicí vodou a dochází zde k přenosu tepla a kondenzaci vodní páry ze spalínů. Ohřátá chladicí voda je dále použita k předehřevu vratné vody otopné soustavy před vstupem do výhřevných ploch kotle.

Ve výpočtové části je hodnoceno nastavení parametrů dochlazovače a chladicího oběhu a následný vliv na provozní parametry biomasového kotle.

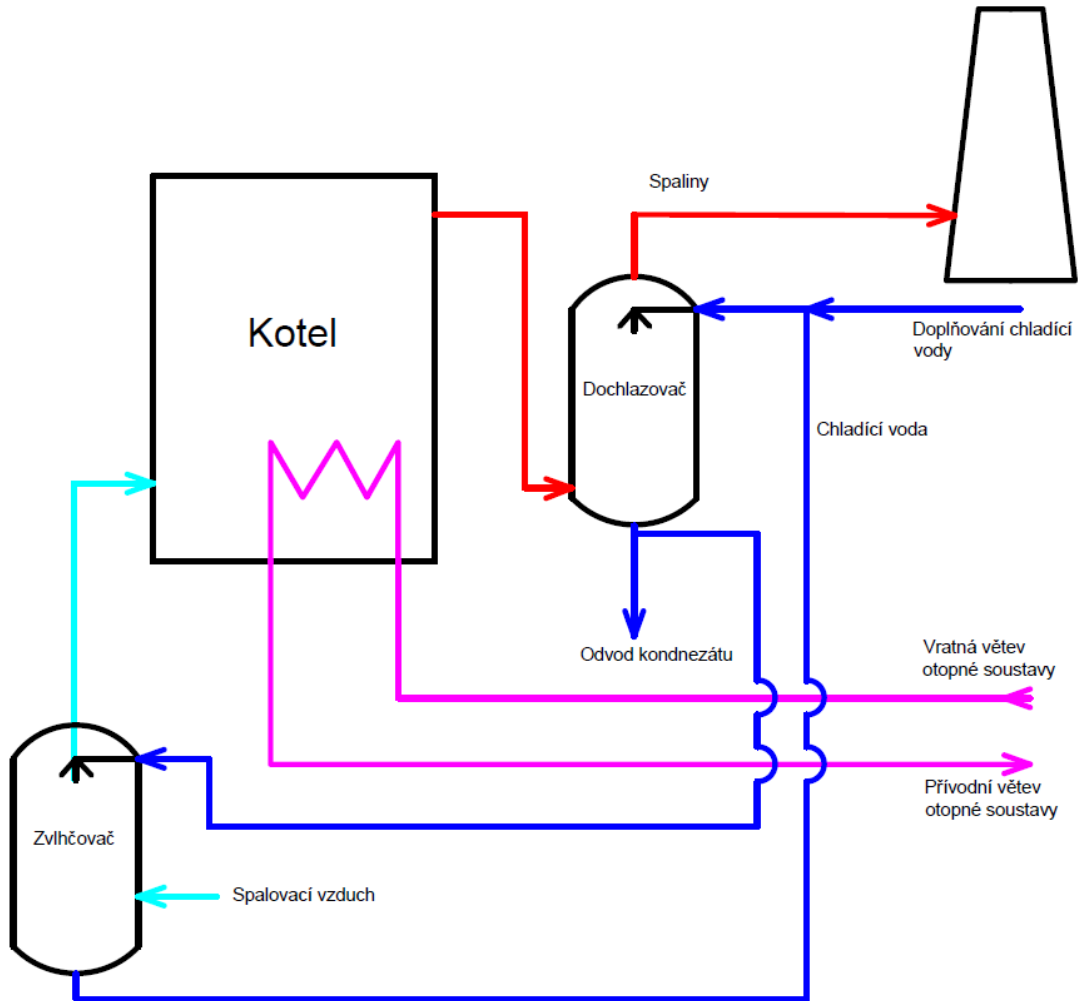


Obrázek 4 Schéma zapojení Varianty 1

### 2.3.2 Varianta 2 – zvlhčování a předehřev spalovacího vzduchu.

Ve variantě 2 je ohřátá chladicí voda použita k předehřevu a zvlhčování spalovacího vzduchu před vstupem do spalovací komory.

Ve výpočtové části je hodnoceno nastavení parametrů dochlazovače a chladicího oběhu a následný vliv na provozní parametry biomasového kotle. Zvlhčování spalovacího vzduchu mění jeho vstupní parametry a má vliv na projekční výpočet kotle a dimenzování dochlazovače. Je tedy proveden iterační výpočet.



Obrázek 5 Schéma zapojení Varianty 2

### 2.3.3 Zpětné získávání tepla

Zpětné získávání tepla lze v této práci definovat jako získávání tepla ze spalin na výstupu z kotle, které by jinak byly vypuštěno do atmosféry. Získávání tepla z těchto spalin zvyšuje celkovou účinnost oběhu. Teplo lze ze spalin zpětně získat ve dvou formách, a to ve formě citelného tepla a ve formě latentního tepla. Citelné teplo spalin je teplo, které se úměrně zvyšuje se stoupající teplotou spalin. Latentní teplo je teplo vázané ve vodní páře a k jeho uvolnění dochází při změně skupenství – kondenzaci. Celkově teplo je zpětně získáváno pomocí teplotního rozdílu mezi teplou a studenou stranou výměníků.

(8)

Citelné teplo spalin je definováno následovně (10):

$$Q = \dot{m} * c_p * dT$$

kde,  $Q$  [kW] je citelné teplo,  $\dot{m}$  [kg/s] je hmotnostní průtok média,  $c_p$  [kJ/kg\*K] je měrná tepelná kapacita,  $dT$  [K, °C] je teplotní rozdíl mezi horkou a studenou stranou výměníku.



Latentní teplo využívá energii vázanou ve formě látkové změny média. Pokud teplota vodní páry klesne pod teplotu rosného bodu, dojde k uvolnění latentního tepla. Rosný bod je definován jako stav, při kterém je relativní vlhkost rovna 100% a je parciálního tlaku vodní páry ve spalínách a tlaku syté páry. Ke kondenzaci dochází, když parciální tlak vodní páry dosáhne tlaku syté páry pro dané parametry. Latentní teplo lze definovat následovně (10):

$$Q_l = \dot{m} * l$$

kde,  $Q_l$  [kW] je latentní teplo,  $\dot{m}$  [kg/s] je hmotnostní průtok kondenzované vodní páry,  $l$  [kJ/kg] je měrné skupenské teplo varu. Při vypařování je nutno látce dodat skupenské teplo varu, přičemž při kondenzaci je toto teplo uvolněno. Měrné skupenské teplo varu je množství tohoto tepla vztažené na jednotku hmoty kondenzované vody. (11; 6)

Pro základní bilancování tepelného výměníku s kondenzací vodní páry je nutné stanovit vstupní a výstupní parametry spalín a chladicí vody.

Teplota a objemový průtok spalín bude známý z projekčního návrhu kotle stejně jako složení spalín. Hustotu vlhkého vzduchu lze vypočítat následujícím způsobem vztahu. (3)

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VSmin} * \rho_{VS} + (X_v - 1) * O_{VSmin} * \rho_{H2O}}{O_{VVmin}} [kg/Nm^3]$$

A hustotu stechiometrických spalín, které stanovují minimální objem spalín při spalování paliva s přebytkem spalovacího vzduchu  $\alpha = 1$  lze určit dle vztahu (3):

$$\rho_{SVmin} = \frac{\sum_i O_i * \rho_i}{O_{VVmin}} [kg/Nm^3]$$

kde,  $O_i$  [ $Nm^3/kg$ ] resp. [ $Nm^3/Nm^3$ ] jsou objemy jednotlivých složek spalín, tj. CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, Ar a H<sub>2</sub>O a  $\rho_i$  [ $kg/Nm^3$ ] jsou hustoty těchto složek dle tab. 4-6 na straně 44 (3). Hustota spalín s přebytkem vzduchu  $\alpha$  [-] je (3):

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SVmin} * \rho_{SVmin} + (\alpha - 1) * O_{VVmin} * \rho_{VV}}{O_{SVmin} + (\alpha - 1) * O_{VVmin}} [kg/Nm^3]$$

Takto vypočítané hustoty platí pro normální stav vzduchu a spalín. Pro jiné podmínky je nutné hustotu přepočítat dle stavové rovnice:

$$\rho = \rho_n * \frac{273}{t + 273} * \frac{p}{0,101325} [kg/m^3]$$

Obdobně lze vypočítat vlastnosti vlhkých spalín, které se od stechiometrických spalín liší přebytkem spalovacího vzduchu.

Dalším důležitým parametrem je hmotnostní tok páry, který je potřebný pro stanovení přenosu tepla v dochlazovači a je možné jej získat ze vztahu (12):

$$\dot{m}_{SVskut} = \dot{V}_{SVskut} * \rho_{SV}$$

Množství vodní páry ve spalínách je popsáno pomocí měrné vlhkosti  $x$  [kg/kg, g/kg] (12).

$$x = \frac{m_{H_2O}}{m_{SS}}$$

, kde  $m_{H_2O}$  je hmotnost vodní páry ve spalinách [kg] a  $m_{SS}$  je hmotnost suchých spalin. Vzhledem k nízkým řádům hmotnosti vodní páry se v praxi nepoužívá jednotka [kg/kg], ale [g/kg]. (10)

Měrnou vlhkost spalin přivedených do dochlazovače lze stanovit dle následujícího vzorce. (10)

$$x_{Sin} = \frac{m_{H_2O}}{m_{SS}} = \frac{M_{H_2O} * p_{H_2O}}{M_{SS} * p_{SS}}$$

kde,  $M_{H_2O}$  [kg/kmol] je molární hmotnost vodní páry;  $p_{H_2O}$  [MPa] je parciální tlak vodní páry,  $M_{SS}$  [kg/kmol] je molární hmotnost suchých spalin,  $p_{SS}$  [MPa] je parciální tlak suchých spalin. Pro parciální tlaky platí, že jejich součet je roven celkovému tlaku vlhkých spalin:

$$P_{SV} = P_{H_2O} + P_{SS}$$

Parciální tlak vodní páry ve spalinách lze získat ze vztahu:

$$P_{H_2O} = r_{H_2O} * p_{SV}$$

kde,  $r_{H_2O}$  [–] je objemový podíl vodní páry ve spalinách. (3) Lze jej získat dle vzorce:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (X_v - 1) * (\alpha - 1) * O_{VVmin}}{O_{SVmin} + (\alpha - 1) * O_{VVmin}}$$

Měrnou vlhkost je možné porovnat s relativní vlhkostí spalin, která představuje poměr mezi skutečným množstvím vodní páry a maximálním množstvím vodní páry, kterou je možné ve spalinách udržet za daných stavových podmínek. Relativní vlhkost spalin je silně závislá na teplotě spalin, a čím vyšší je teplota spalin, tím vyšší je obsah vodní páry ve spalinách. Při ochlazování spalin začne docházet ke kondenzaci a obsah vodní páry ve spalinách se snižuje. Teplota, při které začne docházet ke kondenzaci vodních par ve spalinách je označována jako teplota rosného bodu, kterou lze spočítat dle následujícího vzorce. (3)

$$t_r = t_k + \frac{\beta * \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{X_{\dot{u}} * A_r}}$$

, kde  $t_r$  [°C] je teplota rosného bodu,  $t_k$  [°C] je teplota sytosti vodní páry při parciálním tlaku vodní páry ve spalinách,  $X_{\dot{u}}$  je poměrný obsah popela v úletu dle tab. 5-2 na straně 64 (3), součinitel  $\beta$  je volen podle přebytku spalovacího vzduchu za ohništěm kotle,  $S_r$  [% kg/MJ] je redukovaný obsah síry v surovém palivu a  $A_r$  [% kg/MJ] je redukovaný obsah popela v surovém palivu. (3)

Pokud je v palivu obsažena síra, dochází nejdříve ke kondenzaci par kyseliny sírové. V případě spalování biomasy toto nepředstavuje tak závažný problém jako je tomu u sirnatých paliv. Teplotu rosného bodu také zvyšuje přítomnost jemných tuhých částic ve spalinách, které fungují jako kondenzační jádra. Ke kondenzaci dochází především na

studeném povrchu. Toho je v případě kondenzačního dochlazování spalin využíváno, avšak v normálních provozech je snaha kondenzaci zabraňovat, neboť způsobuje nízkoteplotní korozi. (3)

Měrná vlhkost spalin na výstupu z dochlazovače je vypočtena na základě stavových veličin spalin na výstupu z dochlazovače. Spaliny jsou chlazený vodou, která stanovuje minimální teplotní rozdíl  $\Delta t_{min}$  a také způsobí, že jsou zcela nasyceny vodní parou, tzn. jejich relativní vlhkost je 100 %. Vztah pro výpočet měrné vlhkosti výstupních spalin je následující: (8)

$$x_{Sout} = \frac{M_{H2O}}{M_{SS}} * \frac{p''_{H2O}}{p_{SS} - p''_{H2O}} * \frac{\varphi}{\varphi}$$

Na základě stanovení výstupní měrné vlhkosti jsme schopni stanovit množství kondenzované vodní páry ze spalin. (9; 6)

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{SS} * (x_{in} - x_{out})$$

Bilancování dochlazovače z hlediska tepelného výkonu je vztaženo k referenční teplotě, která je nejčastěji stanovena jako teplota okolního vzduchu. Bilance tepla přivedeného ve spalinách je následující (6):

$$Q_{in} = \dot{m}_{SVin} * c_{pSin} * (t_{sin} - t_{ref}) + l_{H2O} * \dot{m}_{SS} * x_{in}$$

kde,  $\dot{m}_{SVin} [kg/s]$  je hmotnostní průtok spalin na vstupu do dochlazovače,  $c_{pSin} [kJ/kg * K]$  je měrná tepelná kapacita spalin na vstupu do dochlazovače,  $t_{sin} [^{\circ}C]$  je teplota spalin na vstupu do dochlazovače,  $t_{ref} [^{\circ}C]$  je referenční teplota.

Bilanci odvedeného tepla lze popsat následovně (6):

$$Q_{out} = \dot{m}_{SVout} * c_{pSout} * (t_{sout} - t_{ref}) + l_{H2O} * \dot{m}_{SS} * x_{out}$$

kde,  $\dot{m}_{SVout} [kg/s]$  je hmotnostní průtok spalin na výstupu z dochlazovače,  $c_{pSout} [kJ/kg * K]$  je měrná tepelná kapacita spalin na výstupu z dochlazovače,  $t_{sout} [^{\circ}C]$  je teplota spalin na výstupu z dochlazovače,  $t_{ref} [^{\circ}C]$  je referenční teplota.

Platí celková bilance mezi vstupem a výstupem spalin, která určuje tepelný výkon dochlazovače předaný chladicí vodě (6).

$$Q = Q_{in} - Q_{out}$$

Teplota chladicí vody na výstupu z dochlazovače je stanovena na základě následujícího vztahu (6; 9):

$$t_{CWout} = t_{ref} + \frac{Q}{\dot{m}_{CWout} * c_{pCW}} + \frac{\dot{m}_{CWin}}{\dot{m}_{CWout}} * (t_{CWin} - t_{ref})$$

kde,  $t_{CWin} [^{\circ}C]$  je vstupní teplota chladicí vody dochlazovače,  $\dot{m}_{CWin} [kg/s]$  je hmotnostní průtok chladicí vody na vstupu do dochlazovače,  $\dot{m}_{CWout} [kg/s]$  je hmotnostní průtok chladicí vody na výstupu z dochlazovače,  $c_{pCW} [kJ/kg * K]$  je měrná tepelná kapacita chladicí vody. (6)

Veškerá zkondenzovaná vody ze spalin je odváděna chladicí vodou ven z prostoru chladiče. Bilance průtoků chladicí vody je tedy následující:

$$\dot{m}_{CWout} = \dot{m}_{CWin} + \dot{m}_{cond}$$

### 2.3.4 Důsledky aplikace kondenzační technologie

Kondenzační teplo spalin je ta část tepla, která se při spalování použila k vypaření vody v palivu. Díky kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách je možné toto teplo zpětně získat a dále jej využít. (10)

K samotné kondenzaci dochází, pokud jsou spaliny ochlazeny pod teplotu rosného bodu. Toho je v praxi možné docílit v několika typech tepelných výměníků.

V současnosti existuje mnoho různých typů tepelných výměníků. Každý z nich je aplikovatelný v různých průmyslových provozech v závislosti na jejich parametrech. Obecně lze ale říci, že všechny tepelné výměníky mají jednu věc společnou – snahu o přenos co největšího množství tepla z jednoho média do druhého na základě stanovených okrajových podmínek. (7)

Tepelné výměníky používané pro kondenzaci média jsou nazývány kondenzátory a dochází v nich k ochlazení plynného média kotle chladicí vodou. Existují tři možné způsoby přenosu tepla z plynu do chladicí vody. (4)

Prvním z nich je nepřímá kondenzace bez aplikace zvlhčování spalin pomocí rozstříku chladicí vody. Kondenzátor tohoto typu je koncipován jako standardní tepelný výměník, ve kterém nedochází ke směšování teponosných médií, přičemž na jedné straně kondenzátoru dochází ke kondenzaci vlivem ochlazení plynu pod teplotu rosného bodu. V této práci se nebudu zabývat detailním rozbohem klasických kondenzátorů a jejich konstrukčních prvků.

Druhým způsobem je přenos tepla při částečném vstřikování chladicí vody do spalin a následném odvodu kondenzátu. Přenos tepla je v tomto případě částečně realizovaný ohřevem vstřikované chladicí vody a částečně přenosem přes teplosměnnou plochu jako v prvním případě.

Třetím způsobem je zvlhčování proudu spalin pomocí celého objemu chladicí vody v kontaktním kondenzačním dochlazovači.

Hlavní podmínkou je, aby tato voda měla teplotu nižší, než je rosný bod spalin - včetně zahrnutí případných koncových teplotních spádů instalovaných výměníků. Množství zpětně získané energie je silně ovlivňováno teplotou vratné vody. Čím chladnější vodu je možné použít, tím vyšší je zpětné získávání tepla pomocí kondenzace spalin. (13) V systému je možné dosáhnout kondenzace vodní páry ze spalin i pomocí kondenzačních ekonomizérů, ve kterých dochází k přímému kontaktu mezi spalinami a vodou. Přenos tepla je realizován na povrchu vodních kapek s cílem dosáhnout co nejvyšší plochy pro přenos tepla. Kondenzační ekonomizéry jsou technicky řešeny jako sprchovací zařízení,

ve kterých se chladící voda rozprašuje na plynnou náplň (spaliny) pro maximální zvýšení teplosměnné plochy a tím i přenosu tepla. (13)

Veškeré parametry ovlivňující vliv kondenzace spalin na změnu účinnosti systému lze rozdělit do dvou skupin.

První skupina obsahuje parametry, které nejsou závislé na designu či provozu systému (14):

- složení paliva,
- vlhkost paliva,
- teplota paliva,
- teplota okolního vzduchu,
- vlhkost okolního vzduchu,
- tlak okolního vzduchu, nadmořská výška.

Druhá skupina parametrů je závislá na parametrech systému a technologii (14):

- přebytek spalovacího vzduchu,
- kvalita hoření,
- ztráty kotle a kotelny,
- teplota spalin,
- teplota kondenzované vody,
- teplota vratné vody,
- způsob předehřevu spalovacího vzduchu, či jeho zvlhčování,
- přídatné technologie.

## 2.4 Zvlhčování spalovacího vzduchu

Zvlhčování spalovacího vzduchu je prováděno ve výměníku tepla, který se svou konstrukcí velmi podobá kondenzačnímu ekonomizéru. Dochází v něm ke sprchování spalovacího vzduchu topnou vodou, které je doprovázeno přenosem tepla a vlhkosti z topné vody do spalovacího vzduchu. (13)

V kombinaci s aplikací zvlhčování spalovacího vzduchu lze dosáhnout vyššího obsahu vodní páry ve spalinách a tím i zvýšení teploty rosného bodu. Hlavním přínosem tohoto procesu je možnost zpětného získávání tepla při vyšší teplotě a následné využití při vytápění. (14)

Za účelem zvýšení objemu zpětně získaného tepla ze spalin je možné využít tepelné čerpadlo pro získání tepelné energie o nižších teplotách, než je teplota vratné vody otopné soustavy díky zvýšení množství kondenzované vodní páry. Pro využití absorpčního tepelného čerpadla je nutná spotřeba páry produkované kotlem či zvýšená spotřeba elektrické energie pro využití kompresorového tepelného čerpadla. (13)

V současné době jsou však technologie zvlhčování vzduchu aplikovatelné především na vysoce optimalizované systémy, které mají již nainstalovaný kondenzační ekonomizér. Veškerý přírůstek kondenzačního tepla je odebírán v kondenzačním ekonomizéru a tím dochází ke zvýšení účinnosti celého systému.

V případě spalování biomasy, kde je obsah síry v palivu minimální, je účinnost systému s kondenzací spalin silně závislá na vlhkosti dřevní štěpky, přebytku spalovacího vzduchu a na teplotě spalin na výstupu z kotle. Teplota spalin za kotlem je silně závislá na teplotě vratné vody z otopné soustavy a na designu systému. Při posuzování systému je také nutné vzít v potaz vlastnosti zvlhčovaného vzduchu.

## 2.5 Technologické řešení jednotlivých prvků systému

### 2.5.1 Zvlhčovač vzduchu

Technické řešení zvlhčovače vzduchu je praxi řešené jako náplňová kolona, ve které je chladný vzduch sprchován teplou vodou. Voda částečně ohřívá vzduch a částečně je odpařována. Zbylá voda je v průběhu procesu ochlazená a odváděna pryč. Využívá se protiproudé zapojení, při kterém je chladný vzduch vháněn do spodní části zvlhčovače a dále veden vzhůru proti proudu vody. Existují i jiné typy zvlhčování, ale v praxi nedosahují takové účinnosti a pro využití nízkopotenciálního tepla ze spalin nejsou vhodné. (13)

### 2.5.2 Druhý stupeň kondenzátoru spalin

Technologicky je ekvivalentní klasickým kondenzačním ekonomizérům. Je možné použít buď jako kontaktní výměník, ve kterém jsou spaliny sprchovány, nebo jako tepelný výměník umístěný v proudu spalin, který je chlazený studenou vodou. (6) Kondenzace vodní páry ve spalinách vyžaduje jeden nebo více stupňů s oddělenými okruhy chladicích kapalin. Množství stupňů závisí na implementaci zvlhčování. (13)

### 2.5.3 Vnitřní vodní okruh

Je nutné uvažovat přenos nečistot ze spalin do kondenzátu v kondenzačního ekonomizéru. Pro delší životnost zařízení je vhodné zařadit vložený vodní okruh pro realizaci přenosu tepla ze spalin do spalovacího vzduchu. (13)

Oběh s kondenzátem je nutné vybavit filtrací, odkalovacím ventilem a celý okruh zkonstruovat tak, aby byla možná snadná údržba. (14)

### 2.5.4 Vliv implementace technologie na kotel a ostatní prvky systému

Zvlhčování spalovacího vzduchu ovlivňuje kotel a další prvky systému několika způsoby. Dále jsou uvedeny pouze vlivy relevantní pro horkovodní kotle (13).

#### 2.5.4.1 Nárůst teploty spalin na výstupu z kotle

Vlivem zvlhčování vzduchu dochází ke zvyšování teploty spalin za kotlem, což může způsobovat zvýšení komínové ztráty a snížení účinnosti kotle. Vyšší teplota dále způsobí změnu vstupních parametrů zařízení instalovaných ve spalinovém traktu kotle. Při

aditivní instalaci technologie zvlhčování může nárůst výstupní teploty spalin znamenat problém, pokud nemá stávající ekonomizér dostatečně velký rezervní výkon. V opačném případě je nutné počítat s náklady na přístavbu dodatečných teplosměnných ploch.

#### **2.5.4.2 Nízkoteplotní koroze v ekonomizéru**

Zvlhčování spalovacího vzduchu má za následek výrazně vyšší množství vodní páry proudící ve spalínovém traktu kotle, které vede ke zvýšení rosného bodu spalin a tím pádem i zvýšenému riziku nízkoteplotní koroze.

#### **2.5.4.3 Riziko varu v kondenzátoru**

Následkem zvlhčování vzduchu dochází ke zvyšování teploty vody v teplosměnných plochách kotle. U některých systémů může dojít ke zvýšení teploty až k bodu varu, což je závislé na konfiguraci systému z hlediska řazení teplosměnných ploch. U většiny kotlů je toto riziko minimální, neboť jsou bilancovány s dostatečnou teplotní rezervou v jednotlivých výhřevných plochách.

#### **2.5.4.4 Implementace zvlhčování spalovacího vzduchu**

Implementace technologie na zvlhčování spalovacího vzduchu do stávajícího systému je primárně určena rozměry zvlhčovače a vedením potrubních sítí. Potřebné umístění musí být vybráno na základě bezpečnostních předpisů, místních a ekonomických kritérií tak, aby byla zaručena optimální aplikace zvlhčovače. Je důležité rozlišovat mezi vlastnostmi zvlhčovaného vzduchu ve vnějším prostředí a vlastnostmi vzduchu uvnitř kotelny, neboť provoz systému je s nimi úzce spojen.

Další důležitá kritéria pro umístění zvlhčovače (13):

- Blízkost k vedením primárního a sekundárního spalovacího vzduchu kvůli zamezení tlakových ztrát či nadbytečnému prodlužování ventilace.
- Blízkost k odkalovací nádrži.
- Pevnost podkladu který je schopný unést váhu technologie.
- Blízkost větví otopné soustavy z důvodu nadbytečného prodlužování potrubních tras a zvyšování tepelných ztrát.
- Možnost snadného vedení potrubních sítí ke kondenzačnímu ekonomizéru.

## **2.6 Následky implementace technologie**

V současné době lze bezpečně stanovit, že většina provozních problémů bude úzce spojena se zvýšenou vlhkostí spalovacího vzduchu. Níže jsou popsány hlavní následky implementace technologie na zvlhčování spalovacího vzduchu (13):

- Snížení maximální možné teploty spalování na roštu ve spalovací komoře.
- Zvýšení průtoků spalovacího vzduchu a spalin. Zvýšení obsahu vody ve spalinách
- Zvýšení konvektivního přenosu tepla, které bude relativně malé v porovnání se zvýšením přenosu tepla sáláním..
- Zvýšení přenosu tepla v ekonomizérech.

Na základě výše zmíněných následků implementace technologie je možné předpovědět následující vlivy na individuální systémy:

- Ohříváky spalovacího vzduchu budou provozovány se vzduchem o vyšší vlhkosti a bude zde zvýšené riziko koroze.
- Zvýšený přenos tepla v ekonomizéru bude mít za následek zvýšený ohřev vody a přiblížení k teplotě varu, což bude mít za následek sníženou schopnost ekonomizéru chladit spaliny na navrhovanou výchozí teplotu spalin. Vyšší vlhkost spalin způsobí zvýšení jejich rosného bodu a také zvýšení možnosti nízkoteplotní koroze.
- Zařízení na čištění a úpravu spalin před kondenzačním ekonomizérem budou vystaveny zvýšenému průtoku spalin a kondenzační výměníky budou provozovány při vyšší pracovní teplotě.

Hlavním vlivem aplikace dochlazování spalin spojené se zvlhčováním spalovacího vzduchu na změnu funkce systému je snížení maximální teploty ve spalovací komoře a zvýšení toku spalin. Většina změn provozních podmínek může být drobných, avšak změny lokálních teplot a průtoku spalin mají velký potenciální vliv na celkovou účinnost kotle a množství zpětně získaného tepla. V současnosti není přesně popsáno, jak tyto změny ovlivňují provoz dílčích částí systému, a lze stanovit, že každý systém bude reagovat individuálně. Obecně je možné stanovit, že většina zařízení spalinového traktu bude moci fungovat po implementaci technologie bez výrazných změn. Je předvídáno, že implementace technologie by měla velký vliv na SNCR technologii pro snižování emisí  $\text{NO}_x$ . Při vstřikování močoviny či čpavkové vody je technologie SNCR provozována v úzkém teplotním rozsahu okolo  $1000^\circ\text{C}$ . Při změně teplotního profilu ve spalovací komoře je nutné upravit i lokalitu technologie SNCR a její provoz, pokud má být zaručeno snižování emisí  $\text{NO}_x$ . (13)



### 3 Výpočtová část

Kotel navrhovaný ve výpočtové části je řešený jako horkovodní průtočný kotel využívaný k zásobování otopné soustavy horkou vodou. Doplnění vody je realizováno z úpravny vody zásobující kotel. Výkon kotle je stanovený na 7 000 kW.

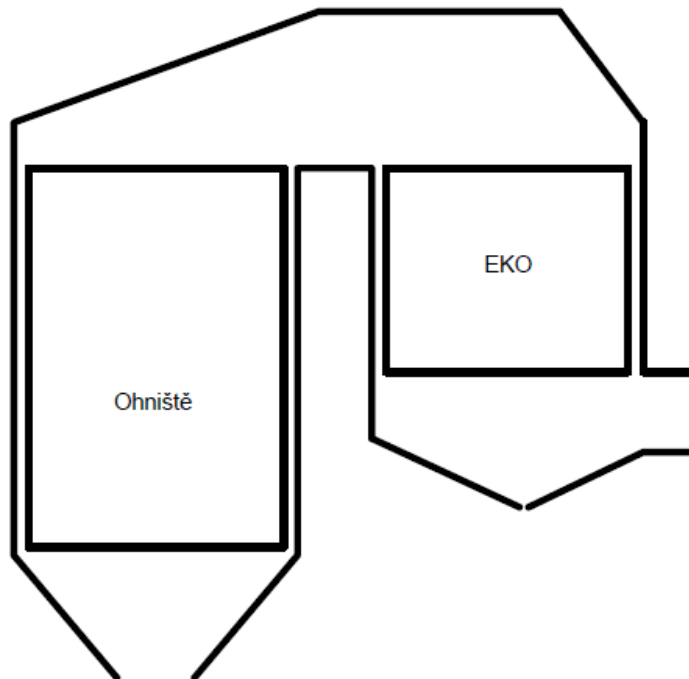
Spalování biomasy probíhá na roštu.

Není zaveden předehřev ani recirkulace spalin.

Parametry stávajícího horkovodního systému jsou následující:

- |  |             |
|--|-------------|
| - Parametry horké vody pro otopnou soustavu                                | 130 / 60 °C |
| - Provozní tlak na výstupu horké vody z HVS1 a HVS2                        | 1,6 MPa     |
| - Oběhové množství horkovodu max.  | 198 t/h     |
| - Provozní medium  | demivoda    |
| - Oběhová čerpadla jsou instalována na vratné větvi před výměníky          |             |
| - Řízení tlakové diference na patě teplárny, nebo na předávacích stanicích |             |

Veškeré parametry byly zadány na základě existujícího biomasového kotle.



Obrázek 6 Předběžné schéma navrhovaného kotle

### 3.1 Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty vycházejí z prvkového rozboru paliva, který byl zadán. Palivem je rostlinná biomasa – především sláma obilovin, řepky apod. Ve všech výpočtech je uvažován model dokonalého spalování.

#### 3.1.1 Stechiometrie spalin

- **Palivo – dřevní štěpka**

Jako uvažované palivo je použita směs dřevní štěpky různých dřevin a poměrně vysokou vlhkostí. Před spalováním v kotli se neuvažuje vysušování paliva a ani jiné úpravy.

Tabulka 1 - Prvkový rozbor paliva

	Hořlavina	Sušina	Původní stav
[%]	daf	d	r
<b>W</b>	X	X	0,5000
<b>A</b>	X	0,030	0,0150
<b>C</b>	0,50960	0,494	0,2472
<b>H</b>	0,069299	0,067	0,0336
<b>N</b>	0,0026	0,003	0,0013
<b>S</b>	0,000101	0,000098	0,000049
<b>O</b>	0,418392	0,406	0,2029

- **Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right)$$

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{0,2472}{12,01} + \frac{0,0336}{4,032} + \frac{0,000049}{32,06} - \frac{0,2029}{32} \right) = 0,5055 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{0,5055}{0,21} = 2,407 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VV \min} = O_{VS \min} \cdot \chi = 2,407 \cdot 1,016 = 2,4455 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Konstantu  $\chi$  jsem zvolil dle (3) pro běžné klimatické podmínky 1,016, což odpovídá přibližně relativní vlhkosti  $\phi = 70 \%$  při teplotě  $t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

- **Objem vodní páry v objemu  $O_{VV \min}$**

$$O_{HO_2}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 2,4455 - 2,407 = 0,0385 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem oxidu uhličitého ve spalínách:**

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,2472 + 0,0003 \cdot 2,407$$

$$O_{CO_2} = 0,4588 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem oxidu siřičitého ve spalínách**

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,000049 = 0,0000335 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem dusíku ve spalínách**

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,00013 + 0,7805 \cdot 2,407$$

$$O_{N_2} = 1,8797 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem argonu ve spalínách**

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0,0092 \cdot 2,407 = 0,0221 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchých spalín**

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,4588 + 0,0000355 + 1,8797 + 0,0221$$

$$O_{SS \min} = 2,3607 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem vodní páry ve vlhkých spalínách**

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{HO_2}^V$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0336 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,5 + 0,0385 = 1,0336 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem vlhkých spalín**

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 2,3607 + 1,0336 = 3,3943 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem spalín z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,5$**

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} = 3,3943 + (1,5 - 1) \cdot 2,4455$$

$$O_{SV} = 4,6170 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,5$**

$$O_{VV} = O_{VV \min} \cdot \alpha = 2,4455 \cdot 1,5 = 3,6683 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 3.1.2 I-t diagram spalín

- **Entalpie minimálního objemu suchých spalín**

$$I_{S \min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O}^S \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t$$

- úlet  $a_{\dot{u}}$  volím **30 %**

- **Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu**

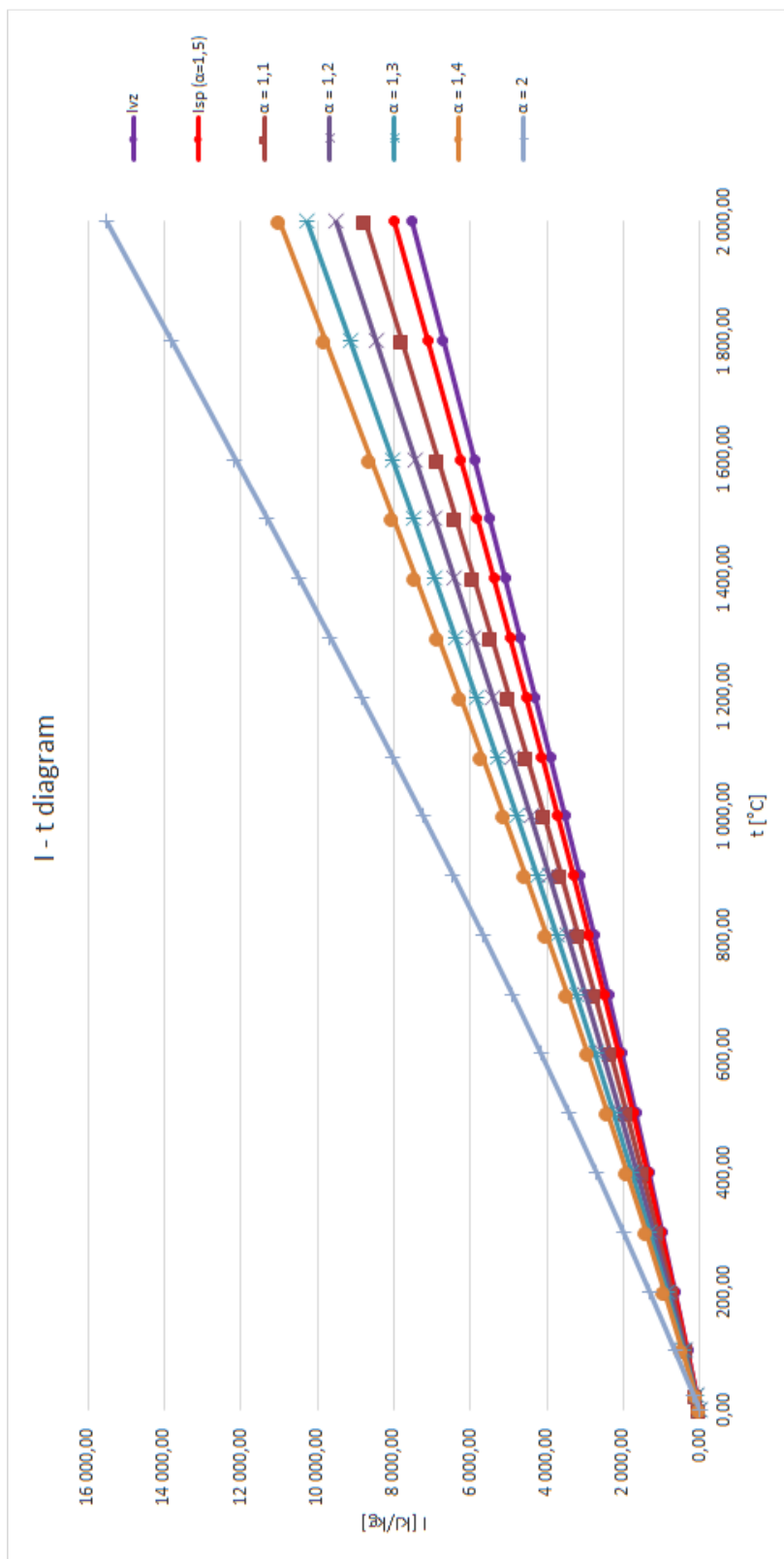
$$I_{V \min}^t = O_{VS \min} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t$$

- **Entalpie spalín**

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S \min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V \min}^t$$

Tabulka 2 - Entalpie spalín v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (3)

t [°C]	$I_{S \min}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_{V \min}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]					
			$\alpha=1,1$	$\alpha=1,2$	$\alpha=1,3$	$\alpha=1,4$	$\alpha=1,5$	$\alpha=2$
0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	82,36	79,90	90,35	98,34	106,33	114,32	122,31	162,26
100	876,28	324,24	908,71	941,13	973,56	1005,98	1038,41	1200,53
200	1979,01	652,47	2044,26	2109,50	2174,75	2240,00	2305,24	2631,48
300	1213,13	986,64	1311,80	1410,46	1509,12	1607,79	1706,45	2199,77
400	1354,09	1327,97	1486,89	1619,69	1752,48	1885,28	2018,08	2682,06
500	3210,14	1677,22	3377,86	3545,58	3713,30	3881,02	4048,75	4887,36
600	2110,22	2034,15	2313,63	2517,05	2720,46	2923,88	3127,29	4144,37
700	5181,22	2398,53	5421,07	5660,92	5900,78	6140,63	6380,48	7579,75
800	2856,70	2768,90	3133,59	3410,48	3687,38	3964,27	4241,16	5625,61
900	4828,08	3146,94	5142,77	5457,47	5772,16	6086,85	6401,55	7975,02
1000	9500,69	3530,01	9853,69	10206,70	10559,70	10912,70	11265,70	13030,71
1100	12945,44	3918,10	13337,25	13729,06	14120,87	14512,68	14904,49	16863,54
1200	19359,67	4308,78	19790,55	20221,42	20652,30	21083,18	21514,06	23668,45
1300	4881,54	4702,06	5351,75	5821,95	6292,16	6762,37	7232,57	9583,60
1400	337968,21	5097,87	338478,00	338987,79	339497,57	340007,36	340517,15	343066,08
1500	10608,31	5498,68	11158,18	11708,04	12257,91	12807,78	13357,65	16106,99
1600	186263,84	5899,61	186853,80	187443,77	188033,73	188623,69	189213,65	192163,45
1800	12525,42	6709,07	13196,32	13867,23	14538,14	15209,04	15879,95	19234,49
2000	998836,69	7528,58	999589,55	1000342,41	1001095,26	1001848,12	1002600,98	1006365,27



Obrázek 7 I-t diagram spalín a spalovacího vzduchu

## 3.2 Tepelná bilance kotle

Tepelná bilance kotle slouží k určení potřebného množství paliva, které je potřeba spálit, aby se transformovala chemická energie vázaná v palivu na energii pracovní látky – vodní páry nebo vody. Tato transformace neprobíhá v kotli dokonale, tj. beze ztrát.

### 3.2.1 Výhřevnost paliva

Zadané palivo má spalné teplo hořlaviny  $Q_s^{daf} = 20\,344,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tabulka 3 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva

	Hořlavina	Sušina	Původní stav
[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	daf	d	r
$Q_s$	20 334,60	10 167,30	9 862,28
$Q_i$	18 366,09	8 198,79	7 893,77

Palivo není předeříváno ani sušeno, proto se neuvažuje fyzické teplo paliva. Ani obsah vody v palivu není tak velký, aby významně ovlivnil výhřevnost paliva. Redukovaná výhřevnost je tedy uvažována přímo jako výhřevnost paliva v původním stavu.

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r$$

### 3.2.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Účinnost kotle je počítána nepřímo přes tepelné ztráty kotle.

#### 3.2.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích. S přihlédnutím ke koncepci kotle se uvažuje pouze ztráta nedopalem ve škváře a ztráta nedopalem v úletu.

Tabulka 4 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm

	Podíl hořlaviny			Podíl popela		
Škvára	$C_s$	6	[%]	$X_s$	62	[%]
Úlet	$C_u$	15	[%]	$X_u$	30	[%]

- Ztráta nedopalem ve škváře

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i\text{red}}} \cdot Q_{cs} = \frac{0,06}{1 - 0,06} \cdot 0,62 \cdot \frac{0,015}{7893,8} \cdot 32\,600 = 0,00245$$

- Ztráta nedopalem v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_u}{1 - C_u} \cdot X_u \cdot \frac{A^r}{Q_{i\text{red}}} \cdot Q_{cú} = \frac{0,15}{1 - 0,15} \cdot 0,30 \cdot \frac{0,015}{7893,8} \cdot 32\,600 = 0,00328$$

- **Celková ztráta mechanickým nedopalem**

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú} = 0,00245 + 0,00328 = 0,0057$$

### 3.2.3 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem představuje ztrátu hořlavinou ve spalinách neboli teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalinách – konkrétně se kontroluje koncentrace oxidu uhelnatého.

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} = \frac{0,2116 \cdot 250 \cdot 2,3607}{(21 - 11) \cdot 7893,8} = 0,00158$$

Koncentraci CO ve spalinách jsem volil na základě emisního limitu CO.

Obsah kyslíku  $O_{2\ ref}$  pro referenční stav spalin se pro spalování biomasy volí 11 %.

#### 3.2.3.1 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí se u kotlů určuje podle jmenovitého výkonu kotle. Ztráta je odečtena z (3) – obr. 5-1, str. 66

$$Z_{sv} = 0,014$$

#### 3.2.3.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tabulka 5 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti

	Jednotka	Škvára nebo struska	Úlet
Podíl hořlavin	[%]	6	15
Podíl popela	[%]	62	30
Měrná tepelná kapacita	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0,9301	0,8189
Teplota	[°C]	600	137,4

- **Ztráta fyzickým teplem ve škváře nebo strusce**

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot c_s \cdot t_s = \frac{0,62}{1 - 0,06} \cdot \frac{0,015}{7893,8} \cdot 0,9301 \cdot 600 = 0,000699$$

- **Ztráta fyzickým teplem v úletu**

Ztráta fyzickým teplem v úletu není uvažována, stejně jako ztráta části fyzického tepla tuhých zbytků. Úlet putuje spalinovým traktem kotle a jeho energetická bilance byla již zahrnuta do energetického obsahu spalin (viz [2.2 I-t diagram spalin](#)).

- **Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

$$Z_f = Z_{fs} = 0,000699 = 0,000699$$

### 3.2.4 Ztráta citelným teplem spalin (tj. ztráta komínová)

Tato ztráta nejvíce ovlivňuje celkovou účinnost kotle. Jedná se o teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Komínová ztráta závisí na teplotě spalin a přebytku vzduchu ve spalinách.

Tabulka 6 - Teplota a entalpie spalin a vzduchu

	Spaliny	Vzduch
<b>Teplota [°C]</b>	140	25
<b>Entalpie [kJ·kg<sup>-1</sup>]</b>	507,55	81,8

- **Přebytek vzduchu ve spalinách**

Součinitel přebytku vzduchu za kotlem se určí podle naměřené koncentrace kyslíku ve spalinách. Koncentrace kyslíku ve spalinách byla zvolena na základě reálných parametrů provozu biomasového horkovodní kotle.  $O_{O_2} = 4,9 \%$

$$\alpha = \frac{0,21 + \left(\frac{O_{SS\ min}}{O_{VS\ min}} - 1\right) \cdot O_{O_2}}{0,21 - O_{O_2}} = \frac{0,21 + \left(\frac{2,3607}{2,407} - 1\right) \cdot 0,049}{0,21 - 0,049} = 1,3$$

- **Výpočet komínové ztráty**

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - \alpha_k \cdot I_{VZ}}{Q_{i\ red}} = (1 - 0,0142) \cdot \frac{507,55 - 1,3 \cdot 81,8}{7\ 893,8} = 0,0505$$

### 3.2.5 Účinnost kotle

- **Celková ztráta kotle**

$$Z = Z_c + Z_{CO} + Z_{sv} + Z_f + Z_k$$

$$Z = 0,00573 + 0,00158 + 0,015 + 0,000699 + 0,0505 = 0,0736$$

- **Účinnost kotle**

$$\eta_k = 1 - Z = 1 - 0,0736 = 0,9264$$

### 3.2.6 Výrobní teplo horké vody a množství paliva

Výrobní teplo horké vody jinak označuje celkový tepelný výkon kotle a udává potřebné množství tepla pro ohřev páry na požadované parametry.

#### 3.2.6.1 Výrobní teplo horké vody

Pro výpočet výrobního tepla horké vody (tj. celkového tepelného výkonu kotle) je nutno znát konkrétní stavy vody. Pro určení těchto stavů dle parametrů jsem použil software XSteam verze 2.6, který pracuje dle IAPWS-IF97 (12).



Tabulka 7 - Parametry a stavy vody

	Horká voda	Vratná voda
Teplota [°C]	130	60
Tlak [MPa]	1,76	1,6
Entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	547,4	252,48

Parametry vody v předchozí tabulce 7 jsou dlouhodobé průměry hodnot při provozu kotle na jmenovité parametry.

### 3.2.6.2 Množství vody v otopné soustavě

Množství vody v otopné soustavě bylo vypočteno na základě výkonu kotle  $Q_v = 7\,000\text{ kW}$ , entalpie horké vody a entalpie vratné vody.

$$M_{vody} = \frac{Q_v}{I_{hv} - I_{vv}} = \frac{7\,000}{547,4 - 252,62} = 23,76\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 3.2.6.3 Množství paliva

- Skutečné množství paliva

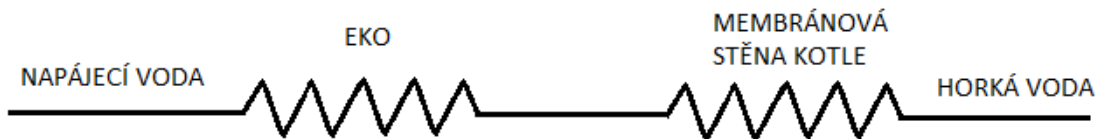
$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i\text{red}} \cdot \eta_k} = \frac{7\,000}{7\,893 \cdot 0,926} = 0,957\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 3.3 Rozvržení tepelného výkonu kotle

Celkový tepelný výkon kotle se skládá z dílčích výkonů jednotlivých teplosměnných ploch, na nichž dochází k předání tepla ze spalín do pracovního média, tj. vody.

#### 3.3.1 Bilanční výpočet teplosměnných ploch ze strany pracovní látky

Pracovní látka prochází parovodním traktem kotle dle schématu na obrázku 3. Napájecí voda vstupuje do kotle o teplotě 60 °C a tlaku 1,6 MPa a horká voda vystupuje z kotle o teplotě 130 °C a tlaku 1,76 MPa. V tabulce 8 jsou rozděleny tlakové ztráty po cestě pracovní látky.



Obrázek 8 Schéma vodního traktu kotle

Tabulka 8 - Rozdělení tlakových ztrát pracovní látky na teplosměnných plochách

Teplosměnná plocha		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	$\Delta p$ [MPa]
EKO	Vstup	60	1,76	0,1
	Výstup	90	1,66	
Membránová stěna kotle	Vstup	90	1,66	0,06
	Výstup	130	1,6	

#### 3.3.1.1 Ohřívák vody EKO

První teplosměnnou plochou z hlediska pracovní látky je první část ohřívače vody neboli ekonomizéru. Zde se ohřívá napájecí voda a jedná se o poslední teplosměnnou plochu ze strany spalín.

$$Q_{EKO1} = M_{vody} \cdot (i_{EKO} - i_{NV}) = 23,76 \cdot (378,198 - 252,6) = 2\,983,26 \text{ kW}$$

#### 3.3.1.2 Membránová stěna kotle

V membránové stěna kotle dochází k dalšímu ohřevu vody.

$$Q_{výp} = M_{vody} \cdot (i_{MS} - i_{EKO}) = 23,76 \cdot (547,288 - 378,198) = 4\,016,74 \text{ kW}$$

**3.3.1.3 Výrobní teplo horké vody**

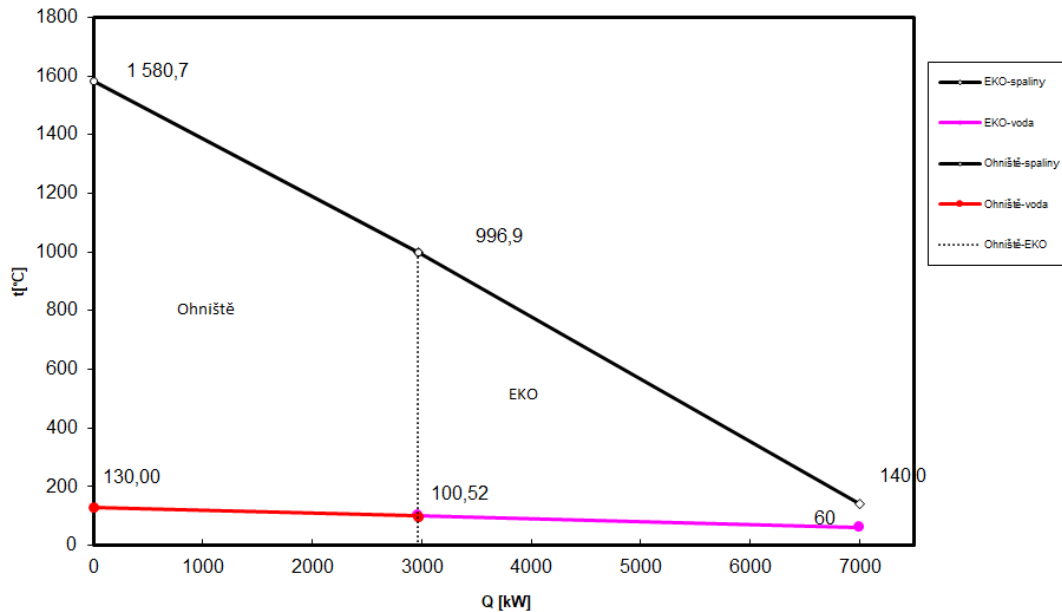
Součtem všech vypočtených bilančních výkonů jednotlivých teplosměnných ploch je celkový tepelný výkon kotle, který se shoduje se zadaným výkonem kotle  $Q_v = 7\,000\text{ kW}$

$$Q_{výr} = Q_{EKO} + Q_{MS}$$

$$Q_{výr} = 2\,983,26 + 4\,016,74$$

$$Q_{výr} = 7\,000\text{ kW}$$

### 3.3.2 Q-t diagram



Obrázek 9 Q-t diagram kotle

## 3.4 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

Přenos tepla v oblasti ohniště se děje především sáláním, vliv konvekce se obvykle zanedbává.

### 3.4.1 Ohniště

Spalovací komora, která je tvořena membránovou stěnou, vytváří celý první tah kotle a nejsou zde žádné další přídavné teplosměnné plochy.

### 3.4.2 Teplota nechlazeného plamene

Jedná se o teoretickou adiabatickou spalovací teplotu. Takovou teplotu by měl plamen, pokud by se neodvádělo žádné teplo a plamen by byl tedy nechlazený.

- **Teplo přivedené do spalovací komory ve vzduchu**

Vzduch nasávaný do kotle má teplotu 25 °C. Jedná se o dlouhodobý průměr při provozu kotle na jmenovitém výkonu. Přebytek spalovacího vzduchu v ohništi ( $\alpha_{ok}$ ) je roven 1,23.

$$Q_v = \alpha_{ok} \cdot I_V^t = 1,23 \cdot 81,81 = 100,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_u = Q_{i \text{ red}} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_v - Q_{CZ}$$

Předehřev spalovacího vzduchu není uvažován v základním okruhu.

$$Q_u = 7\,893,8 \cdot (1 - 0,00573 - 0,00158 - 0,000699) + 100,62 - 0$$

$$Q_u = 7\,931,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplota nechlazeného plamene**

Jelikož kotel nemá recirkulaci spalin, tak teplo uvolněné v ohništi je rovnou entalpie spalin.

$$I_{np}^{t_{np}, \alpha_{ok}} = Q_u = 7\,931,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pro tuto entalpii lze odečíst v i-t diagramu spalin pro  $\alpha_{ok} = 1,25$  teplotu nechlazeného plamene.

$$t_{np} = 1\,580,74 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 3.4.3 Teplota odchozích spalin

Výpočet je založen na iteračním principu. Pro první iteraci volím teplotu odchozích spalin  $t_{ok} = 1\,200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### 3.4.3.1 Geometrické parametry ohniště

Geometrické parametry ohniště jsou odvozeny od objemového tepelného zatížení ohniště  $q_v = 150 \text{ kW/m}^3$  a průřezového tepelného zatížení ohniště  $q_s = 1\,000 \text{ kW/m}^2$ .

- **Předběžný objem ohniště**

$$V = \frac{M_{pal} * Q_i}{q_v} = \frac{0,957 * 7\,893,8}{150} = 50,37 \text{ m}^3$$

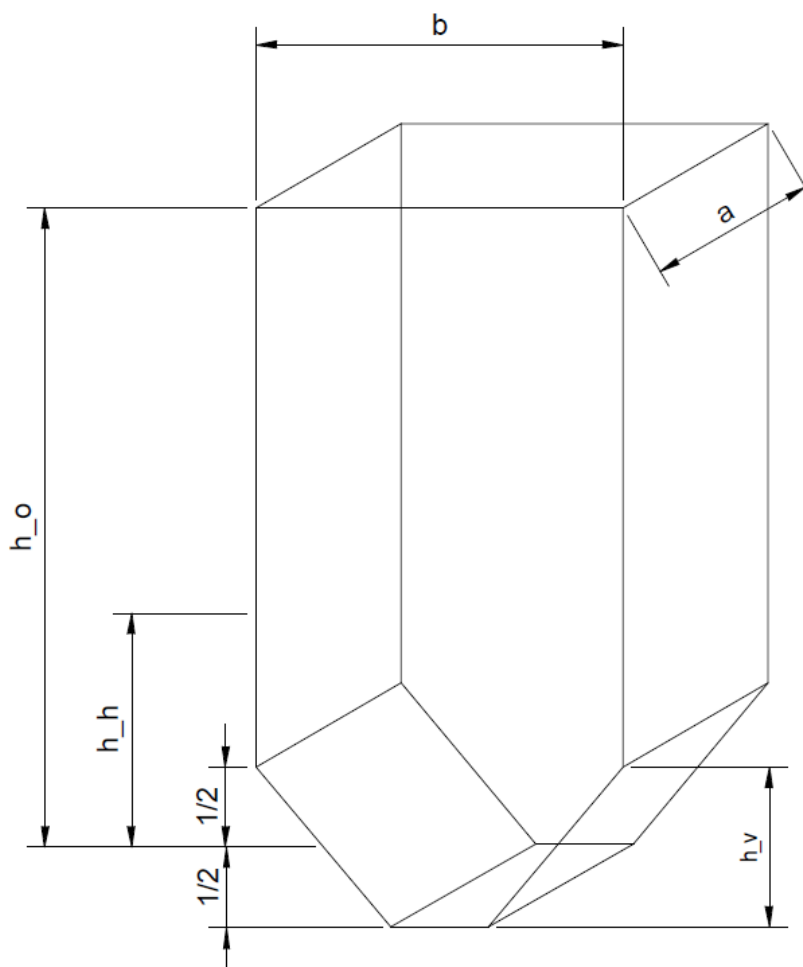
- **Předběžný průřez ohniště**

$$S = \frac{M_{pal} * Q_i}{q_s} = \frac{0,957 * 7\,893,8}{1\,000} = 7,56 \text{ m}^2$$

- **Předběžná výška ohniště**

$$h = \frac{V}{S} = \frac{50,37}{7,56} = 6,66 \text{ m}$$

- Navržené parametry



Obrázek 10 Geometrické parametry ohniště

Šířka ohniště

$$a = 3 \text{ m}$$

Hloubka ohniště

$$b = 3,2 \text{ m}$$

Výška ohniště

$$h_o = 7 \text{ m}$$

Výška výsypky

$$h_v = 1,3 \text{ m}$$

Střední výška hořáků

$$h_h = 2,4 \text{ m}$$

- **Aktivní objem ohniště**

Jako aktivní objem ohniště je brán celý objem spalovací komory ohraničený rovinami procházejícími osami trubek membránových stěn. Výškově je aktivní objem uvažován od poloviny výsypky až po přechodový průřez do druhého tahu kotle.

$$V_o = a * b * h_o - \frac{h_v}{2} * \frac{b}{2} * a = 3 * 3,2 * 7 - \frac{1,3}{2} * \frac{3,2}{2} * 3 = 64,08 \text{ m}^3$$

- **Projekční povrch stěn ohniště**

Projekční povrch stěn ohniště se určí jako uzavřený povrch aktivního objemu ohniště včetně výstupního průřezu, kterým spaliny prochází do druhého tahu kotle.

$$\begin{aligned} S_{st} &= 2 * \left[ (a + b) * \left( h_o - \frac{h_v}{2} \right) + \left( \frac{a + 0,5 * a}{2} \right) * \frac{h_v}{2} + b * \sqrt{\left( \frac{h_v}{2} \right)^2 + \left( \frac{a}{4} \right)^2} \right] + \frac{a * b}{2} \\ &= 2 * \left[ (3 + 3,2) * \left( 7 - \frac{1,3}{2} \right) + \left( \frac{3 + 0,5 * 3}{2} \right) * \frac{1,3}{2} + 3,2 * \sqrt{\left( \frac{1,3}{2} \right)^2 + \left( \frac{3}{4} \right)^2} \right] \\ &\quad + \frac{3 * 3,2}{2} = 95,7 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- **Chlazená plocha stěn s trubkami**

Plocha v ohništi, která je chlazená se určí tím způsobem, že se od projekčního povrchu ohniště  $S_{st}$  odečtou nechlazené plochy – vstup paliva  $S_{pal}$ , rošt  $S_{rošt}$  a přechodové okno do dalšího tahu kotle  $S_{přech}$ .

$$S_{tr} = S_{st} - S_{pal} - S_{rošt} - S_{TZ} - S_{přech} = 95,7 - 0,93 - 9,12 - 9,6 = 76,09 \text{ m}^2$$

### 3.4.3.2 Boltzmannovo číslo

- **Entalpie odchozích spalin z ohniště**

Entalpie spalin odchozích z ohniště je odečtena z I-t diagramu pro teplotu  $t_{ok}$  940°C.

$$I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 4\,449,56 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Střední tepelná jímavost v ohništi**

$$(O_s \bar{c}_s)_o = \frac{Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{7\,931,15 - 4\,449,56}{1\,580,74 - 940} = 5,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$$

- **Součinitel tepelné efektivity stěn ohniště a výstupního okna**

Součinitel zanesení stěn ohniště  $\xi$  volím 0,65 dle (3) – tab. 6-11, str. 86.

Úhlový součinitel osálení stěn ohniště  $x_s$  volím 1, protože stěny ohniště jsou tvořeny membránovou stěnou.

Korekční součinitel  $\delta$  volím 0,95 dle (3) – obr. 6-3, str. 85.

$$\psi_1 = x_s \cdot \xi = 1 \cdot 0,65 = 0,65$$

$$\psi_2 = \delta \cdot x_s \cdot \xi = 1 \cdot 0,95 \cdot 0,65 = 0,618$$

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_1 \cdot (S_{tr} + S_{přech}) + \psi_2 \cdot S_{přech}}{S_{st}} = \frac{0,65 \cdot (76,09 + 9,6) + 0,618 \cdot 9,6}{76,09} = 0,645$$

- **Hodnota Boltzmannova čísla**

Hodnota ztráty sáláním a vedením tepla z ohniště  $Z_{sv}^o$  je zvolena 0,15 %.

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_s \bar{c}_s)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3}$$

$$Bo = \frac{(1 - 0,0015) \cdot 0,957 \cdot 5,43}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,645 \cdot 76,09 \cdot (273 + 1\,580,74)} = 0,291$$

### 3.4.4 Součinitel M

- **Poloha maximální teploty plamene pro roštová ohniště (3)**

$$x_{pl} = 0,14$$

- **Hodnota součinitele M**

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0,14 = 0,52$$

### 3.4.5 Stupeň černosti ohniště

- **Střední efektivní průměr částic popílku (3)**

$$d_{pk} = 20 \mu m$$



- **Hmotnost spalín**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min} = 1 - 0,015 + 1,306 \cdot 1,23 \cdot 2,4455$$

$$G_s = 5,07 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popela ve spalínách**

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,015 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 5,07} = 0,0019 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0019}{\sqrt[3]{(940 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 68,01$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{1,0336 + (1,016 - 1) \cdot 1,23 \cdot 2,4455}{3,3943 + (1,23 - 1) \cdot 2,4455}$$

$$r_{H_2O} = 0,2561$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,4588 + 0,0000335}{3,3943 + (1,23 - 1) \cdot 2,4455} = 0,1125$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,2561 + 0,1125 = 0,3686$$

- **Účinná tloušťka sálavé plochy ohniště**

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{64,08}{76,09} = 3,03 \text{ m}$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

Tlak spalín  $p$  volím 0,1 MPa.

$$p_s = r_s \cdot p = 0,3686 \cdot 0,1 = 0,03686 \text{ MPa}$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_s = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1\,000} \right) \cdot r_s$$

$$k_s = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,2561}{\sqrt{0,03686 \cdot 3,03}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{940 + 273,15}{1\,000} \right) \cdot 0,3686$$

$$k_s = 1,431$$

- **Optická hustota plamene**

Bezrozměrný součinitel  $k_{kok}$  volím 10.

Bezrozměrné charakteristiky  $\kappa_1$  a  $\kappa_2$  volím dle (3) -  $\kappa_1 = 0,5$ , protože se v kotli spaluje paliva s velkým podílem prchavé hořlaviny a  $\kappa_2 = 0,03$ , protože se jedná o roštový kotel.

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s$$

$$k \cdot p \cdot s = (1,431 \cdot 0,368 + 68,01 \cdot 0,0019 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03) \cdot 0,1 \cdot 3,03 = 0,245$$

- **Stupeň černosti plamene při spalování tuhých paliv**

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,245} = 0,217$$

- **Stupeň černosti ohniště**

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}}$$

$$a_o = \frac{0,217}{0,217 + (1 - 0,217) \cdot 0,645} = 0,3$$

### 3.4.6 Kontrola teploty odchozích spalin

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} + 273,15 = \frac{1\,580,74 + 273,15}{1 + 0,52 \cdot \left(\frac{0,3}{0,291}\right)^{0,6}} - 273,15 = 939,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vypočtená hodnota teploty odchozích spalin se od navrhnuté liší o méně než  $\pm 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ , takže iterační výpočet je ukončen. Odchylka od navrhnuté hodnoty teploty je  $0,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

### 3.4.7 Rozdělení tepla v ohništi

Teplu, které se uvolnilo v ohništi, se dle poměrů účinných sálavých ploch rozdělí na teplo předané do stěn a na teplo odsávané oknem ohniště do šotů.

- **Celkové teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_o = M_{pv} \cdot (Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} - Z_{sv}^o \cdot Q_u)$$

$$Q_o = 0,957 \cdot (7\,931,15 - 4\,449,56 - 0,0015 \cdot 7\,931,15) = 3\,321,14 \text{ kW}$$

- **Účinná sálavá plocha stěn**

$$S_{us} = S_{tr} \cdot \psi_1 = 76,09 \cdot 0,65 = 49,46 \text{ m}^2$$

- **Účinná sálavá plocha výstupního okna**

$$S_{uvo} = S_{přech} \cdot \psi_2 = 9,6 \cdot 0,6175 = 5,928 \text{ m}^2$$

- **Celková účinná plocha sálavá plocha ohniště**

$$S_u = S_{us} + S_{uvo} = 49,46 + 5,928 = 55,39 \text{ m}^2$$

- **Teplo předané od stěn**

$$Q_{st} = Q_o \cdot \frac{S_{us}}{S_u} = 3\,321,14 \cdot \frac{49,46}{55,39} = 2\,965,68 \text{ kW}$$

- **Teplo odsávané výstupním oknem do šotů**

$$Q_{st} = Q_o \cdot \frac{S_{uvo}}{S_u} = 3\,321,14 \cdot \frac{5,928}{55,39} = 355,453 \text{ kW}$$

### 3.5 Výpočet teplosměnných ploch

Výpočet navazuje na předchozí kapitolu. Teplota spalin vystupujících z ohniště je použita jako vstupní teplota spalin do druhého tahu kotle. Kontrolní tepelný výpočet dále pokračuje po jednotlivých výhřevných plochách ve směru spalin. (7)

Výpočet byl proveden jako několikanásobně opakovaná iterace, aby vypočtená data odpovídala reálným měřeným hodnotám z provozu. Při iteračním výpočtu jsem postupoval od poslední teplosměnné plochy spalinového traktu (tj. první část EKA) směrem zpět až k deskovému přehříváku páry. Iterační výpočet byl ukončen, když se entalpie spalin počítaná odzadu shodovala s entalpií spalin vystupujících z ohniště s maximální povolenou odchylkou  $\pm 2\%$ . Provedené výpočty zde uvádím v pořadí od výstupu z ohniště dále po směru spalin až po konec kotle.

#### 3.5.1 Přisávání falešného vzduchu

Ve spalinovém traktu je třeba určit přebytek vzduchu na jednotlivých teplosměnných plochách. Toto rozdělení je zpracováno v následující tabulce 10.

Tabulka 9 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli

Teplosměnná plocha		Přebytek vzduchu [-]	Přisávání vzduchu [-]
<b>Membránová stěna Ohniště</b>	Vstup	1,23	0,05
	Výstup	1,28	
<b>EKO</b>	Vstup	1,28	0,02
	Výstup	1,3	

#### 3.5.2 Předběžná bilance teplosměnných ploch

Vratná voda z otopné soustavy je nejdříve ohřívána v ekonomizéru na dělicí teplotu a následně dohřívána na teplotu horké vody v membránové stěně kotle.

Z celkového výkonu kotle a výkonu předaného do membránové stěny ohniště je možné stanovit dělicí teplotu vody mezi ekonomizérem a membránovou stěnou ohniště.

$$Q_{EKO} = Q_v - Q_{MS} = 7\,000 - 2\,965,68 = 4\,034,32 \text{ kW}$$

Z okrajových teplot pro vratnou vodu a horkou vodu, tlakových ztrát jednotlivých otopných ploch a znalosti potřebného výkonu ekonomizéru je možné stanovit dělicí teplotu vody. Získané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 11.

Tabulka 10 – Tepelná bilance teplosměnných ploch na straně vody

Výhřevná plocha		Teplota t [°C]	Tlak p [Mpa]	Entalpie i [kJ/kg]	Tepelný výkon Q [kW]
EKO	Vstup	60	1,76	252,61	4 034,32
	Výstup	100,51	1,66	422,44	
Membránová stěna ohniště	Vstup	100,51	1,66	422,44	2 965,68
	Výstup	130	1,6	547,29	

### 3.5.2.1 Předběžná bilance ohříváku vody – EKO

Předběžná bilance ohříváku vody je vypočítána podle následujícího postupu.

- Poměrná ztráta tepla do okolí prostoru EKA

$$Z_{EKO} = 0,0003$$

- Přisávání falešného vzduchu v prostoru EKA

$$\Delta\alpha_{EKO} = 0,02$$

- Přebytek vzduchu na vstupu do EKA

$$\alpha'_{EKO} = 1,28$$

- Přebytek vzduchu na výstupu z EKA

$$\alpha''_{EKO} = \alpha'_{EKO} + \Delta\alpha_{EKO} = 1,3$$

- Střední velikost součinitele přebytku vzduchu v EKA

$$\alpha''_{EKO} = \frac{\alpha'_{EKO} + \alpha''_{EKO}}{2} = \frac{1,28 + 1,3}{2} = 1,29$$

- Ztráta EKA sáláním a vedením tepla do okolí

$$Q_{ZEKO} = Z_{EKO} * M_{pv} * Q_{ired} = 0,0003 * 0,957 * 7\,893,8 = 2,254 \text{ kW}$$

- Entalpie spalin na vstupu do EKA

$$\begin{aligned}
 I'_{SEKO} &= \frac{Q_{EKO} + Q_{ZEKO} + M_{pv} * I_{SK} - M_{pv} * \Delta\alpha_{EKO} * I_{Vf}}{M_{pv}} \\
 &= \frac{4\,034,32 + 2,254 + 0,957 * 507,55 - 0,957 * 0,02 * 81,81}{0,957} \\
 &= 4\,747,33 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

- **Teplota spalin na vstupu do EKA**

Z I-t diagramu následně určím teplotu spalin na vstupu do EKA

$$t'_{SEKO} = 996,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 3.5.2.2 Kontrolní bilance Membránové stěny ohniště (MS)

- **Poměrná ztráta tepla do okolí prostoru MS**

$$Z_{MS} = 0,009$$

- **Přisávání falešného vzduchu v prostoru MS**

$$\Delta\alpha_{MS} = 0,05$$

- **Přebytek vzduchu na vstupu do MS**

$$\alpha'_{MS} = 1,23$$

- **Přebytek vzduchu na výstupu z MS**

$$\alpha''_{MS} = \alpha'_{MS} + \Delta\alpha_{MS} = 1,28$$

- **Střední velikost součinitele přebytku vzduchu v MS**

$$\alpha''_{MS} = \frac{\alpha'_{MS} + \alpha''_{MS}}{2} = \frac{1,23 + 1,28}{2} = 1,255$$

- **Ztráta MS sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_{ZMS} = Z_{MS} * M_{pv} * Q_{ired} = 0,009 * 0,957 * 7\,893,8 = 67,6 \text{ kW}$$

- **Entalpie spalin na vstupu do MS**

$$I'_{SMS} = \frac{Q_{MS} + Q_{ZMS} + M_{pv} * I'_{SEKO} - M_{pv} * \Delta\alpha_{MS} * I_{Vf}}{M_{pv}} =$$

$$= \frac{2\,956,68 + 67,6 + 0,957 * 507,55 - 0,957 * 0,05 * 81,81}{0,957} =$$

$$= 7\,930,49 \text{ kJ/kg}$$

- **Teplota spalin na vstupu do MS**

Z I-t diagramu následně určím teplotu spalin na vstupu do MS.

$$t'_{SEKO} = 1\,579,94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota na vstupu do membránové stěny ohniště by měla být totožná s teplotou nechlazeného plamene. Rozdíl teplot je roven 0,8 °C. Teplotní bilance teplosměnných ploch ze strany spalin i vody je tedy správná.

### 3.5.3 Výpočet Ohříváku vody – EKO

#### 3.5.3.1 Geometrie svazku ohříváku vody

- Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání EKA

Tabulka 11 - Rozměry svazku EKA

	Označení	Hodnota	
ŠÍŘKA spalínového tahu	a	3 300	[mm]
HLOUBKA spalínového tahu	b	3 200	[mm]
Vnější průměr trubky	D	32	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	24	[mm]
Tloušťka stěny trubky	S <sub>tr</sub>	4	[mm]
Uspořádání trubek		vystřídané uspořádání	
Příčná rozteč trubek	S <sub>1</sub>	128	[mm]
Podélná rozteč trubek	S <sub>2</sub>	48	[mm]
Počet trubek	n <sub>tr</sub>	78	[-]
Počet trubek v jedné řadě	Z <sub>1</sub>	39	[-]
Počet řad	Z <sub>2</sub>	23	[-]
RYCHLOST SPALIN	W <sub>s</sub>	10	[m/s]
RYCHLOST VODY	W <sub>vody</sub>	0,7	[m/s]

- Vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO

- Střední teplota spalin v EKO

$$t_{SEKO} = \frac{t'_{SEKO} - t_{SK}}{2} = \frac{996,87 - 140}{2} = 568,43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Střední objem vlhkých spalin

$$O_S = O_{SVmin} + (\alpha_{EKO} - 1) * O_{VVmin} = 3,3943 + (1,29 - 1) * 2,4455 = 4,1034 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- Skutečný průtok spalin v EKO

Skutečný průtok spalin v EKO je počítán na základě absolutní hodnoty podtlaku na straně spalin v EKO, která je rovna 0,001 MPa.

$$V_{SEKO} = O_S * \frac{t_{SEKO} + 273,15}{273,15} * \frac{0,101325}{p_b - \Delta p_s} = 4,1034 * \frac{568,43 + 273,15}{273,15} * \frac{0,101325}{0,101325 - 0,001} = 12,16 \text{ m}^3 * \text{s}^{-1}$$

- Počet paralelních trubek ohříváku vody

Měrný objem vody pro střední parametry vody v EKO je  $v_{vody} = 0,00103 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$n_{tr} = \frac{4 * M_{vody} * v_{vody}}{\pi * d^2 * w_{vody}} = \frac{4 * 23,76 * 0,00103}{\pi * 0,024^2 * 0,7} = 77,24$$

Zaokrouhlím na počet trubek  $n_{tr} = 78$ .

Při vystřídaném uspořádání je počet trubek v 1 řadě poloviční  $z_1 = 39$ .

- Příčná rozteč svazku

Šířkový rozměr kotle je 3 m.

$$s_1 = \frac{a - 0,25}{z_1 - 1} = \frac{3 - 0,25}{39 - 1} = 0,072 \text{ mm}$$

- **Boční rozměr spalinového průtahu**

$$b = \frac{V_{SEKO} \cdot s_1}{a \cdot w_s \cdot (s_1 - D)} = \frac{12,16 \cdot 0,072}{3 \cdot 10 \cdot (0,072 - 0,032)} = 0,072 \text{ m}$$

### 3.5.3.1.1 Výpočet přestupu tepla EKU

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v druhé části EKA.

Tabulka 12 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKU (3)

	Označení	Hodnota	
<b>Součinitel tepelné vodivosti spalin</b>	$\lambda_s$	0,0737	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
<b>Kinematická viskozita spalin</b>	$\nu_s$	0,00008272	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
<b>Prandtlovo číslo spalin</b>	$Pr_s$	0,433	[-]

- **Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin - příčné obtékání trubek ve vystřídáném uspořádání**

$$\alpha_s = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left( \frac{w_{SEKO2} \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33}$$

$$\alpha_s = 1 \cdot 0,329 \cdot \frac{0,0737}{0,032} \left( \frac{10 \cdot 0,032}{0,00008272} \right)^{0,6} \cdot 0,432^{0,33} = 81,89 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel  $C_z$  na počet řad svazku v podélném směru proudu a  $C_s$  na uspořádání svazku jsem určil dle (3).

$$C_z = 1, \text{ protože } z_2 \geq 10$$

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} = 0,275 \cdot 1,70^{0,5} = 0,329$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,072}{0,032} = 2,262$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,048}{0,032} = 1,878$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,262^2 + 1,878^2} = 1,436$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,262 - 1}{1,878 - 1} = 1,436$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin**

- **Hmotnost spalin**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{KS} \cdot O_{VV \text{ min}}$$

$$G_s = 1 - 0,015 + 1,306 \cdot 1,3 \cdot 2,45 = 5,14 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popílku ve spalínách**

$$\mu_k = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,015 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 5,14} = 0,0019 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  jsem volil dle (5) 20  $\mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{SstřEKO} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(568,43 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 87,08$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{KS} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{KS} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{1,03 + (1,016 - 1) \cdot 1,3 \cdot 2,45}{3,39 + (1,3 - 1) \cdot 2,45}$$

$$r_{H_2O} = 0,2561$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{KS} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,46 + 0,000033}{3,39 + (1,3 - 1) \cdot 2,45} = 0,11$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,26 + 0,11 = 0,37$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,37 \cdot 0,1 = 0,037 \text{ MPa}$$

- **Efektivní tloušťka sálové vrstvy**

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,128 \cdot 0,048}{0,032^2} - 1 \right) = 0,191 \text{ m}$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřEKO} + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,256}{3,16 \cdot \sqrt{0,037 \cdot 0,191}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{568,43 + 273,15}{1000} \right) = 30,25$$

- **Optická hustota spalín**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s$$

$$k \cdot p \cdot s = (30,25 \cdot 0,37 + 87,08 \cdot 0,0019) \cdot 0,1 \cdot 0,191 = 0,216$$

- **Stupeň černosti spalín**

$$\alpha_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,216} = 0,195$$

- **Součinitel zanesení EKA**



Na teplosměnné ploše omývané spalinami se za provozu vytváří nános, který má špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebrat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,75 \cdot 1 \cdot 0,002 + 0,0015 = 0,0032 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

Základní hodnota součinitele zanesení EKA je určena dle (3) – obr. 7-19, str. 122

$$\varepsilon_0 = 0,002 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

Korekční součinitel  $C_D$  je opravný součinitel na průměr trubky – určen dle (3) – obr. 7-19, str. 122

$$C_D = 0,85$$

Korekční součinitel  $C_f$  je opravný součinitel na jemnost popílkových částic, která je charakterizována podílem částic větších než 30  $\mu\text{m}$ . Tato hodnota však není pro konkrétní aplikaci zjištěna. Koeficient tedy volím dle (3).

$$C_f = 1$$

Přirážka  $\Delta\varepsilon$  je určena dle (3) – tab. 7-2, str. 123

$$\Delta\varepsilon = 0,0015 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

- **Teplota povrchu nánosů na EKO na straně spalin**

Předběžná plocha  $S_{EKO} = 150 \text{ m}^2$ .

$$t_{zEKO} = t_{pEKO} + \varepsilon \cdot \frac{Q_{EKO}}{S_{EKO}} = 60 + 0,0022 \cdot \frac{4\,034,31}{150} = 60,086 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  jsem volil dle (5) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}}{2} \cdot a_s \cdot (t_{SstřEKO} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zEKO} + 273,15}{t_{SstřEKO} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_{zEKO} + 273,15}{t_{SstřEKO} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8}{2} \cdot 0,195 \cdot (568,43 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{60,086 + 273,15}{568,43 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{60,086 + 273,15}{568,43 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 4,37 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### 3.5.3.2 Tepelný výkon EKA vypočtený ze strany spalin

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin**

Součinitel omývání plochy  $\omega$  jsem volil 1.

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 81,89 + 4,36 = 86,26 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_S}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_S} = \frac{86,49}{1 + 0,0032 \cdot 86,26} = 67,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SEKO} - t_{EKO}) - (t'_{vodyEKO} - t_{vodyN})}{\ln\left(\frac{t'_{SEKO} - t_{EKO}}{t'_{vodyEKO} - t_{vodyN}}\right)} = \frac{(996,87 - 100,5) - (140 - 60)}{\ln\left(\frac{996,87 - 100,5}{140 - 60}\right)}$$

$$\Delta t_{ln} = 337,85 \text{ K}$$

- **Velikost výhřevné plochy EKA**

$$S_{EKO} = \frac{M_{vody} \cdot (I'_{EKO} - I_{EKO})}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{23,76 \cdot (422,44 - 252,6)}{67,6 \cdot 337,85} = 176,64 \text{ m}^2$$

- **Délka jedné trubky**

$$L = \frac{S_{EKO}}{n_{tr} \cdot \pi \cdot D} = \frac{176,64}{78 \cdot \pi \cdot 0,032} = 22,53 \text{ m}$$

- **Počet řad ohříváku vody**

$$z_2 = \frac{L}{b} \cdot 2 = \frac{22,53}{0,8} \cdot 2 = 56,31$$

Zaokrouhlo na 57.

- **Výška svazku EKA, včetně tří mezer, které dělí EKO do čtyř dílů.**

$$H = (z_2 - 1) \cdot s_2 + 3 \cdot 0,6 = (57 - 1) \cdot 0,048 + 3 \cdot 0,6 = 4,488 \text{ m}$$

- **Výkon EKA vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{EKO2}^k = S_{EKO2} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 176,64 \cdot 67,6 \cdot 337,85 \cdot 10^{-3} = 4\,034,31 \text{ kW}$$

### 3.5.3.2.1 Odchylka výkonu druhé části EKA vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu z bilance vody

$$x = \frac{Q_{EKO2}^k}{Q_{EKO2}} = \frac{4\,034,31}{4\,034,31} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Odchylka je 0 %. Kladná hodnota značí, že hodnota výkonu vypočteného pomocí prostupu tepla je stejná jako hodnota výkonu vypočtená pomocí bilance vody.

### 3.6 Aplikace kondenzačního vychlazování spalin

Z projekčního výpočtu biomasového kotle jsem zjistil vlastnosti výstupních spalin, které jsou využity pro ohřev vratné vody z otopné soustavy. Diplomová práce se nezabývá konstrukčním návrhem dochlazovače. Hodnotí jeho nasazení do spalinového traktu biomasového kotle v závislosti na zvolených okrajových podmínkách a zkoumá jeho přínos a závislost na vybraných parametrech, mezi které patří například vlhkost vstupního paliva, teplota chladicí vody, aj.

Tabulka 13 Vstupní parametry spalin v dochlazovači

	Označení	Hodnota	Jednotka
<b>Vstupní teplota spalin</b>	$t_{SVin}$	140,00	°C
<b>Vstupní tlak spalin</b>	$p_{SVin}$	0,10	MPa
<b>Přebytek spalovacího vzduchu</b>	$\alpha_{doch}$	1,40	

#### 3.6.1 Varianta 1 – Ohřev vratné vody z otopné soustavy

##### 3.6.1.1 Průtoky spalin

Pro bilancování dochlazovače je nutné zjistit složení, hustoty, entalpie a hmotnostní průtoky vlhkých spalin na vstupu a suchých na výstupu.

- **Objem suchého vzduchu**

$$O_{VS} = \alpha_{doch} * O_{VSmin} = 1,4 * 2,41 = 3,37 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

- **Objem suchých spalin**

$$O_{SS} = O_{SSmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VS} = 2,36 + (1,4 - 1) * 3,37 = 3,709 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

$$O_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{SS} * \frac{273 + t_{SVin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{SVin}} = 3,71 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1}$$

$$= 5,685 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

- **Objemový průtok suchých spalin**

$$\dot{V}_{SS} = O_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 5,685 * 0,957 = 5,44 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- **Objem vlhkých spalin**

$$O_{SV} = O_{SVmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VV} = 3,39 + (1,4 - 1) * 3,42 = 4,37 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

$$O_{SV,t_{doch},p_{doch}} = O_{SV} * \frac{273 + t_s}{273} * \frac{0,101325}{p_s} = 3,71 * \frac{273 + 140}{271} * \frac{0,101325}{0,1}$$

$$= 6,7 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

- **Objemový průtok vlhkých spalin**

$$\dot{V}_{SV} = O_{SV,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 6,702 * 0,957 = 6,415 \text{ m}^3/kg$$

- **Objem vodní páry**

$$O_{H_2O,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} - O_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} = 6,702 - 5,68 \\ = 1,018 \text{ Nm}^3/kg$$

- **Objemový průtok vodní páry**

$$\dot{V}_{H_2Ov} = O_{H_2O,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 1,02 * 0,957 = 0,974 \text{ m}^3/kg$$

- **Hustota vlhkého vzduchu**

Pro výpočet hustot jsou použité hodnoty z tabulky 4-6 na str. 44 (3).

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VSmin} * \rho_{VS} + (X_v - 1) * O_{VSmin} * \rho_{H_2O}}{O_{VVmin}} = \frac{2,41 * 1,29 + (1,016 - 1) * 2,41 * 0,81}{2,45} \\ = 1,285 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota vlhkých stechiometrických spalin**

$$\rho_{SVmin} = \frac{\sum_i O_i * \rho_i}{O_{SVmin}}$$

Kde  $O_i$  [ $\text{Nm}^3/kg$ ] jsou objemy jednotlivých složek spalin, tj.  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{Ar}$  a  $\text{H}_2\text{O}$  a  $\rho_i$  [ $\text{kg/Nm}^3$ ] jsou hustoty těchto složek dle tabulky 4-6 na str. 44 (3).

$$\rho_{SVmin} = \frac{O_{CO_2} * \rho_{CO_2} + O_{SO_2} * \rho_{SO_2} + O_{N_2} * \rho_{N_2} + O_{Ar} * \rho_{Ar} + O_{H_2O} * \rho_{H_2O}}{O_{SVmin}} \\ = \frac{0,46 * 1,98 + 0,0000335 * 2,93 + 1,88 * 1,25 + 0,02 * 1,78 + 1,03 * 0,81}{3,39} \\ = 1,217 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota vlhkých spalin s přebytkem vzduchu  $\alpha_{doch}$**

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SVmin} * \rho_{SVmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VVmin} * \rho_{VV}}{O_{SVmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VVmin}} \\ = \frac{3,39 * 1,22 + (1,4 - 1) * 2,45 * 1,29}{3,39 + (1,4 - 1) * 2,45} = 1,23 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota vlhkých spalin pro vstupní parametry dochlazače**

$$\rho_{SV,t_{dochin},p_{dochin}} = \rho_{SV} * \frac{273}{273 + t_{SVin}} * \frac{p_{SVin}}{0,101325} = 1,23 * \frac{273}{140 + 273} * \frac{0,1}{0,101325} \\ = 0,8 \text{ kg/m}^3$$

- **Hustota suchých stechiometrických spalin**

$$\rho_{SSmin} = \frac{\sum_i O_i * \rho_i}{O_{SSmin}}$$

Kde  $O_i$  [ $Nm^3/kg$ ] jsou objemy jednotlivých složek spalin, tj.  $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $N_2$ ,  $Ar$  a  $H_2O$  a  $\rho_i$  [ $kg/Nm^3$ ] jsou hustoty těchto složek dle tabulky 4-6 na str. 44 (3).

$$\begin{aligned}\rho_{SSmin} &= \frac{O_{CO_2} * \rho_{CO_2} + O_{SO_2} * \rho_{SO_2} + O_{N_2} * \rho_{N_2} + O_{Ar} * \rho_{Ar}}{O_{SSmin}} \\ &= \frac{0,46 * 1,98 + 0,0000335 * 2,93 + 1,88 * 1,25 + 0,02 * 1,78}{2,36} \\ &= 1,4 \text{ kg}/Nm^3\end{aligned}$$

- **Hustota suchých spalin s přebytkem vzduchu  $\alpha_{doch}$**

$$\begin{aligned}\rho_{SS} &= \frac{O_{SSmin} * \rho_{SSmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VSmin} * \rho_{VS}}{O_{SSmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VSmin}} = \frac{2,36 * 1,4 + (1,4 - 1) * 2,41 * 1,29}{2,36 + (1,4 - 1) * 2,41} \\ &= 1,37 \text{ kg}/Nm^3\end{aligned}$$

- **Hustota suchých spalin pro vstupní parametry dochlazovače**

$$\begin{aligned}\rho_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} &= \rho_{SS} * \frac{273}{273 + t_{SVin}} * \frac{p_{SVin}}{0,101325} = 1,37 * \frac{273}{140 + 273} * \frac{0,1}{0,101325} \\ &= 0,892 \text{ kg}/m^3\end{aligned}$$

- **Hmotnostní průtok suchých spalin**

$$\dot{m}_{SS} = \dot{V}_{SS} * \rho_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} = 5,441 * 0,892 = 4,851 \text{ kg}/s$$

- **Hmotnostní průtok vodní páry**

$$\dot{m}_{H_2Ov} = \dot{V}_{H_2Ov} * \rho_{H_2O,t_{dochin},p_{dochin}} = 0,974 * 0,529 = 0,516 \text{ kg}/s$$

kde  $\rho_{H_2O,t_{dochin},p_{dochin}}$  je hustota vodní páry pro parametry vstupních spalin získaná ze software XSTEAM.

- **Měrná tepelná kapacita spalin**

Střední měrná tepelná kapacita spalin je vypočtena na základě obsahu jednotlivých složek ve spalinách. Její hodnota je rozdílná na vstupu do dochlazovače a na výstupu, protože dojde ke kondenzaci vodní páry, ale její odchylka je minimální a na konečný výsledek nebude mít velký vliv. Z toho důvodu je přijat předpoklad, že měrná tepelná kapacita spalin je po celou dobu konstantní. Pro výpočet jsou použity interpolované hodnoty z tabulky 4-9 na str. 47 (3) pro vstupní teplotu spalin v dochlazovači a vstupní obsah vodní páry.

$$c_{SV} = \sum_i \varphi_i * c_i$$

### 3.6.1.2 Výpočet rosného bodu spalin

Jako první je nutné definovat rosný bod spalin, který stanovuje teplotu, při které je dosaženo stavu nasycení par ve spalinách a začíná jejich kondenzace.

- **Teplota sytosti vodní páry ve spalinách**

Teplota sytosti vodní páry ve spalinách při parciálním tlaku vodní páry ve spalinách platí je zjištěna pomocí programu XSTEAM.

- **Objemový podíl vodní páry ve spalinách**

$$\varphi_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O_v}}{\dot{V}_{SV}} = \frac{0,974}{6,415} = 0,1518$$

- **Parciální tlak vodní páry ve spalinách**

$$p_{H_2O_v} = \varphi_{H_2O} * p_{SV} = 0,24 * 0,1 = 0,01518 \text{ MPa}$$

Pro tlak parciální tlak vodní páry je teplota sytosti vodní páry:

$$t_k = 54,22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Redukovaný obsah síry v surovém palivu**

$$S_r = \frac{S^r}{Q^r} * 10^5 = \frac{0,000049}{7893,77} * 10^5 = 0,00062 \text{ } \% \text{ kg/MJ}$$

- **Redukovaný obsah popela v surovém palivu**

$$A_r = \frac{A^r}{Q^r} * 10^5 = \frac{0,015}{7893,77} * 10^5 = 0,19 \text{ } \% \text{ kg/MJ}$$

- **Součinitele**

Součinitel  $\beta$  se volí pro přebytek vzduchu na vstupu do dochlazovače  $\alpha = 1,4$

$$\beta = 208$$

Součinitel poměrného obsahu popela v úletu je dle tab. 5-2 na str. 64 (3)  $X_{\dot{u}} = 0,3$

- **Rosný bod spalin**

Rosný bod spalin je vypočtený dle následujícího vzorce:

$$t_r = t_k + \frac{\beta * \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{X_{\dot{u}} * A_r}} 54,22 + \frac{208 * \sqrt[3]{0,00062}}{1,2266^{0,3 * 0,19}} = 54,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výpočet rosného bodu stanovuje, při které teplotě začne docházet ke kondenzaci vodní páry ve spalinách a k využití latentního tepla. Teplota chladicí vody vloženého okruhu je limitována teplotou vratné vody v otopné soustavě. Při minimálním teplotním rozdílu  $2^\circ\text{C}$  bude mít chladicí voda na vstupu do dochlazovače teplotu  $62^\circ\text{C}$ . Teplota rosného bodu ve spalinách není v tomto případě dostatečně vysoká a dochlazovač tedy nevyužije kondenzační teplo vodní páry.

### 3.6.1.3 Výkon dochlazovače spalin

Výkon dochlazovače spalin je možné stanovit dle kalorimetrické rovnice pro vstupní a výstupní parametry vlhkých spalin v dochlazovači.

$$Q_{V1} = \dot{m}_{SV} * c_{SV} * (t_{SVin} - t_{SVout})$$

Entalpie spalin na vstupu a výstupu z dochlazovače jsou odečteny z I-t diagramu pro  $\alpha_{doch} = 1,4$ .

$$Q_{doch1} = \dot{m}_{SV} * c_{SV} * (t_{SVin} - t_{SVout}) = 5,16 * 1,28 * (140 - 64) = 501,14 \text{ kW}$$

### 3.6.1.4 Výstupní teplota chladicí vody

Chladicí voda je do oběhu doplňována z úpravny demivody. Hmotnostní průtok chladicí vody je  $\dot{m}_{CW1} = 20 \text{ kg/s}$

Výstupní teplota je vypočtena na základě následující bilance dochlazovače.

$$t_{CWout1} = \frac{Q_{V1} + \dot{m}_{CW1} * c_{pvody} * t_{CWin}}{\dot{m}_{CW1} * c_{pvody}}$$

Měrná tepelná kapacita vody je  $c_{pvody} = 4,18 \text{ kJ/kg} * K$ .

$$t_{CWout1} = \frac{501,14 + 20 * 4,18 * 62}{20 * 4,18} = 67,99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 3.6.1.5 Výkon vloženého ohříváku vody

Výkon ohříváku vody je shodný s výkonem dochlazovače spalin.

$$Q_{OV1} = 501,14 \text{ kW}$$

### 3.6.1.6 Teplota ohřáté vody ve vratné větvi otopné soustavy

Výstupní teplota je vypočtena na základě následující bilance dochlazovače.

$$t_{vodyout1} = \frac{Q_{V1} + \dot{m}_{vody} * c_{pvody} * t_{vodyin}}{\dot{m}_{vody} * c_{pvody}}$$

Vstupní teplota ohřívání vody je  $60^\circ\text{C}$ .

$$t_{vodyout1} = \frac{501,14 + 23,76 * 4,18 * 60}{23,76 * 4,18} = 65,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Důsledky a zhodnocení ohřevu vody ve vratné větvi otopné soustavy navrženého ve variantě 1 jsou uvedeny v kapitole 3.7.1.

### 3.6.2 Varianta 2 – Zvlhčování a přehřev spalovacího vzduchu

Pro variantu 2 probíhá výpočet totožně jako pro variantu 1 až do fáze zjištění rosného bodu spalin.

Protože ve variantě 2 dochází k přehřevu spalovacího vzduchu, není teplota chladicí vody při sprchování spalin limitována teplotou vody ve vratné větvi z otopné soustavy, ale teplotou okolního vzduchu, která je podstatně nižší a má hodnotu 25°C.

#### 3.6.2.1 Složení spalin

- **Objemy složek spalin na vstupu do dochlazovače**

$$\begin{aligned} O_{CO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} &= O_{CO_2} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} = 0,46 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} \\ &= 0,7 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} O_{SO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} &= O_{SO_2} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} = 0,0000335 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} \\ &= 0,000051 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} O_{N_2, t_{dochin}, p_{dochin}} &= O_{N_2} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} = 1,88 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} \\ &= 2,88 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} O_{Ar, t_{dochin}, p_{dochin}} &= O_{Ar} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} = 0,02 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} \\ &= 0,034 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} O_{VS, t_{dochin}, p_{dochin}} &= O_{VS} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} = 3,37 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} \\ &= 2,07 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

- **Objemové průtoky složek spalin na vstupu do dochlazovače**

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 0,7 * 0,957 = 0,67 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{SO_2} = O_{SO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 0,000051 * 0,957 = 0,000049 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 2,88 * 0,957 = 2,76 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 0,034 * 0,957 = 0,034 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 2,07 * 0,957 = 1,98 \text{ m}^3/\text{s}$$

- **Objemové koncentrace složek spalin**

Pro objemové koncentrace suchých spalin platí:

$$\varphi_i = \frac{\dot{V}_i}{\dot{V}_{SS}}$$



Pro objemové koncentrace vlhkých spalin platí:

$$\varphi_i = \frac{\dot{V}_i}{\dot{V}_{SV}}$$

Výsledné hodnoty jsou uvedené v následující tabulce:

Tabulka 14 Objemové koncentrace spalin

Složka spalin	Vlhké spalin	Suché spalin
CO <sub>2</sub>	0,1049	0,1237
SO <sub>2</sub>	0,0000077	0,000009
N <sub>2</sub>	0,4299	0,5068
Ar	0,0051	0,006
VS	0,3083	0,3635
H <sub>2</sub> O	0,1518	-

### 3.6.2.2 Molární hmotnosti spalin

Pro výpočet molární hmotnosti spalin uvažují spaliny jako ideální plyn. Pro výpočet molární hmotnosti směsi plynů lze použít následující vztah:

$$M = \sum_i \varphi_i * M_i$$

#### • Molární hmotnost suchých spalin

$$\begin{aligned} M_{SS} &= M_{CO_2} * \varphi_{CO_2} + M_{SO_2} * \varphi_{SO_2} + M_{N_2} * \varphi_{N_2} + M_{Ar} * \varphi_{Ar} + M_{VS} * \varphi_{VS} = \\ &= 44,01 * 0,1237 + 64,06 * 0,000009 + 28,01 * 0,5068 + 39,94 * 0,006 + 28,96 * 0,3635 = \\ &= 30,41 \text{ kg/kmol} \end{aligned}$$

#### • Molární hmotnost vlhkých spalin

$$\begin{aligned} M_{SS} &= M_{CO_2} * \varphi_{CO_2} + M_{SO_2} * \varphi_{SO_2} + M_{N_2} * \varphi_{N_2} + M_{Ar} * \varphi_{Ar} + M_{VS} * \varphi_{VS} + M_{H_2O} * \varphi_{H_2O} = \\ &= 44,01 * 0,1049 + 64,06 * 0,0000077 + 28,01 * 0,4299 + 39,94 * 0,0051 + \\ &\quad + 28,96 * 0,3083 + 18,02 * 0,1518 = \\ &= 28,52 \text{ kg/kmol} \end{aligned}$$

### 3.6.2.3 Bilancování systému

Pro bilancování systému byl vytvořen výpočtový model v programu MS Excel s rozšířením X Steam. Celkové množství tepla, které je možné účinně odebrat ze spalin, je limitované vlastnostmi spalovacího vzduchu ve zvlhčovači.

Níže je uvedený postup bilancování dochlazovače spalin a následně i zvlhčovače spalovacího vzduchu.

Celý výpočetní model je závislý na rozdílných teplotních spádech mezi spalinami, chladicí vodou a spalovacím vzduchem. Určující hodnotou je teplota chladicí vody na výstupu ze zvlhčovače (nebo vstupu do dochlazovače), která spojuje bilanci dochlazovače a bilanci zvlhčovače.

### 3.6.2.4 Bilancování dochlazovače spalin

- **Měrná vlhkost spalin na vstupu do dochlazovače**

Pro výpočet měrné vlhkosti spalin na vstupu do dochlazovače platí následující vztah.

$$x_{SVin} = \frac{M_{H_2O}}{M_{SS}} * \frac{p_{H_2Ov}}{p_{SSin} - p_{H_2Ov}} \text{ kg}_{H_2O_s} / \text{kg}_{SS}$$

- **Měrná vlhkost spalin na výstupu z dochlazovače**

Pro výpočet měrné vlhkosti spalin na výstupu z dochlazovače platí následující vztah.

$$x_{SVout} = \frac{M_{H_2O}}{M_{SS}} * \frac{p'_{H_2Ov}}{p_{SSout} - p'_{H_2Ov}}$$

- **Množství kondenzátu**

Množství kondenzátu je možné spočítat jako rozdíl měrných vlhkostí na vstupu a na výstupu z dochlazovače

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{SS} * (x_{in} - x_{out})$$

- **Průtok chladicí vody na vstupu**

Průtok chladicí vody je zvolený stejně jako ve variantě 1  $\dot{m}_{cwin2} = 40 \text{ kg/s}$ .

- **Průtok chladicí vody na výstupu**

$$\dot{m}_{cwin2} = \dot{m}_{cwin2} + \dot{m}_{cond} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- **Entalpie spalin na vstupu a výstupu z dochlazovače**

Entalpie jsou odečítány pro konkrétní teploty z I-t diagramu spalin pro  $\alpha_{doch} = 1,4$ . Teplota vstupních spalin je 140 °C. Teplota výstupních spalin je závislá na vstupní teplotě chladicí vody. Minimální teplotní rozdíl je 2 °C.

$$t_{SVout} = t_{cwin} + 2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

- **Průtok spalin na vstupu**

Průtok spalin na vstupu do dochlazovače je vypočítán dle následujícího vztahu

$$\dot{m}_{SVin} = \dot{V}_{SV} * \rho_{SV,t_{dochin},p_{dochin}} \text{ [kg/s]}$$

- **Průtok spalin na výstupu**

$$\dot{m}_{SVout} = \dot{m}_{SVin} - \dot{m}_{cond} \text{ [kg/s]}$$

- **Měrná tepelná kapacita spalin**

Střední měrná tepelná kapacita spalin je vypočtena na základě obsahu jednotlivých složek ve spalinách. Její hodnota je rozdílná na vstupu do dochlazovače a na výstupu, protože dojde ke kondenzaci vodní páry, ale její odchylka je minimální a na konečný výsledek nebude mít velký vliv. Z toho důvodu je přijat předpoklad, že měrná tepelná kapacita spalin je po celou dobu konstantní. Pro výpočet jsou použity interpolované hodnoty z tabulky 4-9 na str. 47 (3) pro vstupní teplotu spalin v dochlazovači a vstupní obsah vodní páry.

$$c_{SV} = \sum_i \varphi_i * c_i$$

- **Tepelný výkon dochlazovače**

Tepelný výkon dochlazovače je roven teplu, které je možné získat ze spalin jejich dochlazením pomocí chladicí vody. Je možné jej získat z následující rovnice.

$$Q_{doch2} = \dot{m}_{SVin} * t_{SVin} * c_{SV} - \dot{m}_{SVout} * t_{SVout} * c_{SV} + l_{H2Ov} * \dot{m}_{cond}$$

Kde  $l_{H2Ov} = 2\,257 \frac{kJ}{kg} * K$  je měrné skupenské teplo vypařování vody.

- **Výstupní teplota chladicí vody**

$$t_{CWout} = \frac{Q_{doch2} + \dot{m}_{CWin2} * c_{pCW} * t_{CWin}}{\dot{m}_{CWout2} * c_{pCW}}$$

### 3.6.2.5 Bilancování zvlhčovače spalovacího vzduchu

- **Vlastností spalovacího vzduchu na vstupu**

Teplota spalovacího vzduchu na vstupu do zvlhčovače je shodná s teplotou okolí  $t_{VZin} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Relativní vlhkost vzduchu je  $\varphi_{VZin} = 70 \%$ . Tlak na vstupu je roven barometrickému tlaku  $p_{VZin} = 0,101325 \text{ MPa}$ .

Měrnou vlhkost na vstupu lze stanovit podle následujícího vzorce:

$$x_{VZin} = \frac{M_{H2O}}{M_{VZsuchý}} * \frac{p''_{H2Oin} * \varphi_{VZin}}{p_{VZin} - p''_{H2Oin} * \varphi_{VZin}}$$

Kde  $p''_{H2Oin}$  je parciální tlak syté páry pro  $t_{VZin}$ .

- **Vlastnosti spalovacího vzduchu na výstupu**

Teplota spalovacího vzduchu na vstupu do zvlhčovače je závislá na teplotě ohřáté chladicí vody a respektování minimálního teplotního rozdílu  $t_{VZout} = t_{CWout} - 2 \text{ } [^\circ\text{C}]$ . Relativní vlhkost vzduchu je  $\varphi_{VZout} = 100 \%$ . Tlak na výstupu po započítání tlakové ztráty je  $p_{VZout} = 0,1 \text{ MPa}$ .

Měrnou vlhkost na vstupu lze stanovit podle následujícího vzorce:

$$x_{VZout} = \frac{M_{H_2O}}{M_{VZsuchý}} * \frac{p''_{H_2Oout} * \varphi_{VZout}}{p_{VZout} - p''_{H_2Oout} * \varphi_{VZout}}$$

Kde  $p''_{H_2Oout}$  je parciální tlak syté páry pro  $t_{VZout}$ .

- **Množství vypařené vody**

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_{VS} * (x_{VZout} - x_{VZin})$$

- **Hmotnostní průtok suchého vzduchu na vstupu**

Hmotnostní průtok na vstupu do zvlhčovače je bráný pro současnou stechiometrii.

$$\dot{m}_{Vsin} = \rho_{VS} * \dot{V}_{VS}$$

$$\dot{V}_{VS} = O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal}$$

$$O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{VSmin} * \alpha_{doch} * \frac{273 + t_{SVin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{SVin}}$$

- **Hmotnostní průtok vzduchu na výstupu**

Při zvlhčování spalovacího vzduchu dochází k přenosu vodní páry do spalovacího vzduchu a k navýšení jeho hmotnostního průtoku.

$$\dot{m}_{VSout} = \dot{m}_{Vsin} + \dot{m}_{vap}$$

- **Hmotnostní průtok chladicí vody**

Hmotnostní průtok chladicí vody je totožný s  $\dot{m}_{CWout2}$ .

- **Tepelný výkon zvlhčovače spalovacího vzduchu**

$$Q_{zvl2} = \dot{m}_{VSout} * c_{pVS} * t_{VSout} - \dot{m}_{Vsin} * c_{pVS} * t_{Vsin} + l_{H_2Ov} * \dot{m}_{vap}$$

- **Výstupní teplota chladicí vody ze zvlhčovače**

Spodní indexy in a out berou v potaz značení zavedené v dochlazovači spalin. Výstupní teplota ze zvlhčovače je vstupní teplota v dochlazovači.

$$t_{CWin} = \frac{\dot{m}_{CWout2} * c_{pCW} * t_{CWout} - Q_{zvl2}}{\dot{m}_{CWout2} * c_{pCW}}$$

### 3.6.2.6 Numerické hodnoty pro bilancování systému

Numerické hodnoty pro bilancování systému byly získány pomocí nástroje „Citlivostní analýza - Hledat řešení“ v MS Excel pro podmínku  $Q_{zvl2} - Q_{doch2} = 0$ . Manuální výpočet by probíhal tak, že by byla nejprve zvolena hodnota  $t_{CWin}$  a pro ní byly spočítány výkony dochlazovače a zvlhčovače a na jejich základě by byla provedena další iterace až do chvíle, kdy by byl rozdíl mezi výkony dochlazovače a zvlhčovače co nejmenší.

Zvlhčování spalovacího vzduchu má za následek nasycení spalovacího vzduchu vodní parou, což má vliv na spalovací proces, obsah vodní páry ve spalinách a bilancování systému aplikovaného ve variantě 2.

V následujících tabulkách jsou uvedeny hodnoty pro 1. iteraci výpočtu při bilancování dochlazovače spalin a zvlhčovače vzduchu.

- **Bilance dochlazovače spalin – 1. iterace**

Tabulka 15 Numerické hodnoty bilancování dochlazovače

<b>Dochlazovač spalin</b>			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
<b>Vstup spalin</b>			
Teplota	$t_{svin}$	140,00	°C
Tlak	$p_{svin}$	0,10000	MPa
Měrná vlhkost	$x_{svin}$	0,11	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{svin}$	5,16	kg/s
Měrná tepelná kapacita	$c_{sv}$	1,28	kJ/kg*K
<b>Výstup spalin</b>			
Teplota	$t_{svout}$	49,35	°C
Tlak	$p_{svout}$	0,10	MPa
Měrná vlhkost	$x_{svout}$	0,08	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{svout}$	5,03	kg/s
Množství kondenzátu	$\dot{m}_{cond}$	0,12	kg/s
<b>Vstup chladicí vody</b>			
Teplota	$t_{cwin}$	47,35	°C
Tlak	$p_{cwin}$	1,60	MPa
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{cwin}$	40,00	kg/s
<b>Výstup chladicí vody</b>			
Teplota	$t_{cwout}$	52,48	°C
Tlak	$p_{cwout}$	1,60	MPa
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{cwout}$	40,12	kg/s
Tepelný výkon	$Q_{dochz}$	885,87	kW

- **Bilance zvlhčovač spalovacího vzduchu – 1. iterace**

Tabulka 16 Numerické hodnoty bilancování zvlhčovače

<b>Zvlhčovač spalovacího vzduchu</b>			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
<b>Vstup spalovacího vzduchu</b>			
Teplota	$t_{vvin}$	25,00000	°C
Tlak	$p_{vvin}$	0,101325	MPa
Měrná vlhkost	$x_{vvin}$	0,01	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{vvin}$	4,55	kg/s
<b>Výstup spalovacího vzduchu</b>			
Teplota	$t_{vvout}$	50,48	°C
Tlak	$p_{vvout}$	0,10	MPa
Měrná vlhkost	$x_{vvout}$	0,09	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{vvout}$	5,69	kg/s
Množství vodní páry	$\dot{m}_{vap}$	0,34	kg/s
<b>Vstup chladicí vody</b>			
Teplota	$t_{cwout}$	52,48	°C
Tlak	$p_{cwout}$	1,60	MPa

<b>Hmotnostní průtok</b>	$\dot{m}_{cWout}$	40,12	kg/s
<b>Výstup chladicí vody</b>			
<b>Teplota</b>	$t_{cWin}$	47,35	°C
<b>Tlak</b>	$p_{cWin}$	1,60	MPa
<b>Hmotnostní průtok</b>	$\dot{m}_{cWin}$	39,78	kg/s

- **Hodnota součinitele  $X_v$**

Pro hodnotu součinitele  $X_v$ , který stanovuje podíl vodní páry na 1 Nm<sup>3</sup> suchého spalovacího vzduchu platí (3):

$$X_v = 1 + \frac{\varphi_{out}}{100} * \frac{p''_{H2Oout}}{p_{VVout} - \frac{\varphi_{out}}{100} * p''_{H2Oout}}$$

Kde  $\varphi_{out}$  [%] je relativní vlhkost vzduchu na výstupu ze zvlhčovače,  $p''_{H2Oout}$  [MPa] je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro teplotu na výstupu ze zvlhčovače.

Na výstupu ze zvlhčovače spalovacího vzduchu bude relativní vlhkost  $\varphi_{VV} = 100\%$ . Výpočet je tedy následující:

$$X_v = 1 + \frac{100}{100} * \frac{0,15036}{0,1 - \frac{100}{100} * 0,15036} = 1,174$$

Za základě hodnoty koeficientu jsou stanoveny vstupní hodnoty pro výpočet stechiometrie při zachování stejného paliva.

Celkem bylo provedeno 15 iterací výpočtu s postupným výpočtem koeficientu a ustálením jeho hodnoty. Výstupní hodnoty a vliv na spalovací proces jsou uvedeny v kapitole 3.7.2.

## 3.7 Zhodnocení vlivu aplikace kondenzační technologie na vychlazování spalin

### 3.7.1 Varianta 1

Nevýhodou aplikace první varianty je vysoká teplota vody ve vratné větvi otopné soustavy. Není možné využít skupenské teplo vody, protože spaliny nebudou dochlazeny pod teplotu rosného bodu a nedojde ke kondenzaci. Míra zpětného získávání tepla je tedy značně malá.

Zhodnocení Varianty 1 není pro aplikaci technologie na kondenzační dochlazování spalin relevantní, protože nedochází ke kondenzaci. Dochlazení spalin je možné realizovat pomocí konvenčních tepelných výměníků.

### 3.7.2 Varianta 2

Při zavedení zvlhčování spalovacího vzduchu je možné dochladiť spaliny na nižší teplotu než při Variantě 1, protože spalovací vzduch má nižší vstupní teplotu, než voda ve vratné větvi otopné soustavy.

Pro bilancování Varianty 2 byl zaveden výpočetní model založený na základě iterační metody. Výstupní hodnotou byl součinitel  $X_v$ , který stanovuje podíl vodní páry připadající na 1 Nm<sup>3</sup> suchého vzduchu. Tato hodnota v další iteraci výpočtu ovlivňuje množství vodní páry v objemu spalovacího vzduchu a spalin, množství kondenzátu získaného ze spalin, výkony dochlazovače a zvlhčovače.

Součinitel  $X_v$  se při iteračním výpočtu postupně zvyšuje a po 20 iteraci se ustálí na hodnotě 1,276.

V tabulce 15 jsou uvedeny hodnoty pro bilanci kondenzátoru ve variantě 2 pro 20. iteraci.

Tabulka 17 Numerické hodnoty bilancování dochlazovače

<b>Dochlazovač spalin</b>			
<b>Popis</b>	<b>Označení</b>	<b>Hodnota</b>	<b>Jednotka</b>
<b>Vstup spalin</b>			
<b>Teplota</b>	$t_{svin}$	140,00	°C
<b>Tlak</b>	$p_{svin}$	0,10000	MPa
<b>Měrná vlhkost</b>	$x_{svin}$	0,32	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
<b>Hmotnostní průtok</b>	$\dot{m}_{svin}$	5,83	kg/s
<b>Měrná tepelná kapacita</b>	$c_{svin}$	1,58	kJ/kg*K
<b>Výstup spalin</b>			
<b>Teplota</b>	$t_{svout}$	58,26	°C
<b>Tlak</b>	$p_{svout}$	0,10	MPa
<b>Měrná vlhkost</b>	$x_{svout}$	0,13	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
<b>Hmotnostní průtok</b>	$\dot{m}_{svout}$	4,92	kg/s
<b>Množství kondenzátu</b>	$\dot{m}_{cond}$	0,91	kg/s
<b>Vstup chladicí vody</b>			
<b>Teplota</b>	$t_{cwin}$	56,26	°C
<b>Tlak</b>	$p_{cwin}$	1,60	MPa
<b>Hmotnostní průtok</b>	$\dot{m}_{cwin}$	40,00	kg/s
<b>Výstup chladicí vody</b>			
<b>Teplota</b>	$t_{cwout}$	71,92	°C
<b>Tlak</b>	$p_{cwout}$	1,60	MPa
<b>Hmotnostní průtok</b>	$\dot{m}_{cwout}$	40,91	kg/s
<b>Tepelný výkon</b>	$Q_{doch2}$	<b>2 893,25</b>	kW

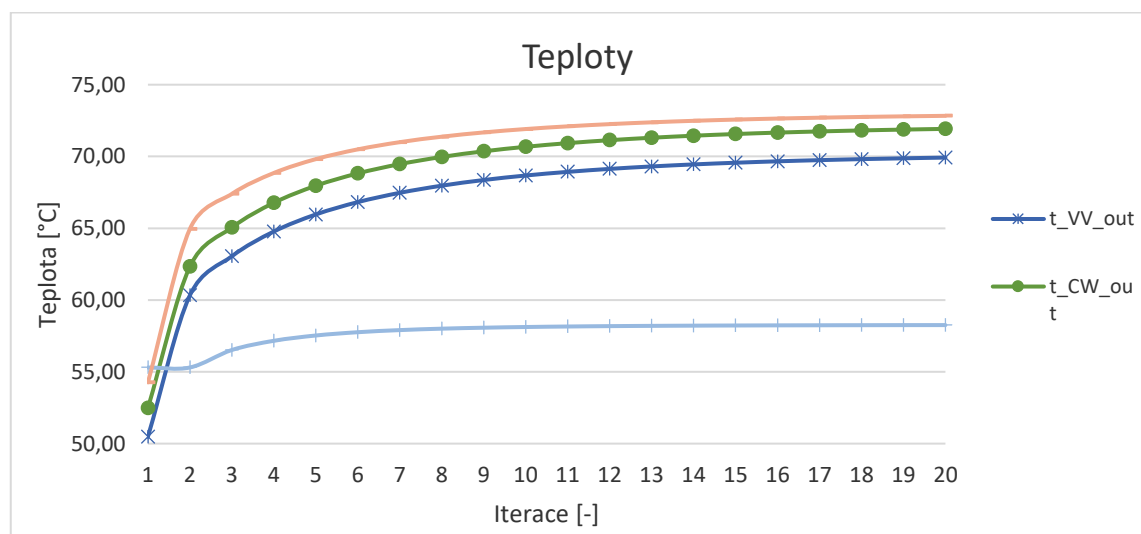


Tabulka 18 Numerické hodnoty bilancování zvlhčovače

Zvlhčovač spalovacího vzduchu			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
<b>Vstup spalovacího vzduchu</b>			
Teplota	$t_{VVin}$	25,00000	°C
Tlak	$p_{VVin}$	0,101325	MPa
Měrná vlhkost	$x_{VVin}$	0,01	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{VVin}$	4,55	kg/s
<b>Výstup spalovacího vzduchu</b>			
Teplota	$t_{VVout}$	69,92	°C
Tlak	$p_{VVout}$	0,10	MPa
Měrná vlhkost	$x_{VVout}$	0,28	$kg_{H_2O_s}/kg_{SS}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{VVout}$	5,83	kg/s
Množství vodní páry	$\dot{m}_{vap}$	1,19	kg/s
<b>Vstup chladicí vody</b>			
Teplota	$t_{CWout}$	71,92	°C
Tlak	$p_{CWout}$	1,60	MPa
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{CWout}$	40,91	kg/s
<b>Výstup chladicí vody</b>			
Teplota	$t_{CWin}$	56,26	°C
Tlak	$p_{CWin}$	1,60	MPa
Hmotnostní průtok	$\dot{m}_{CWin}$	39,72	kg/s

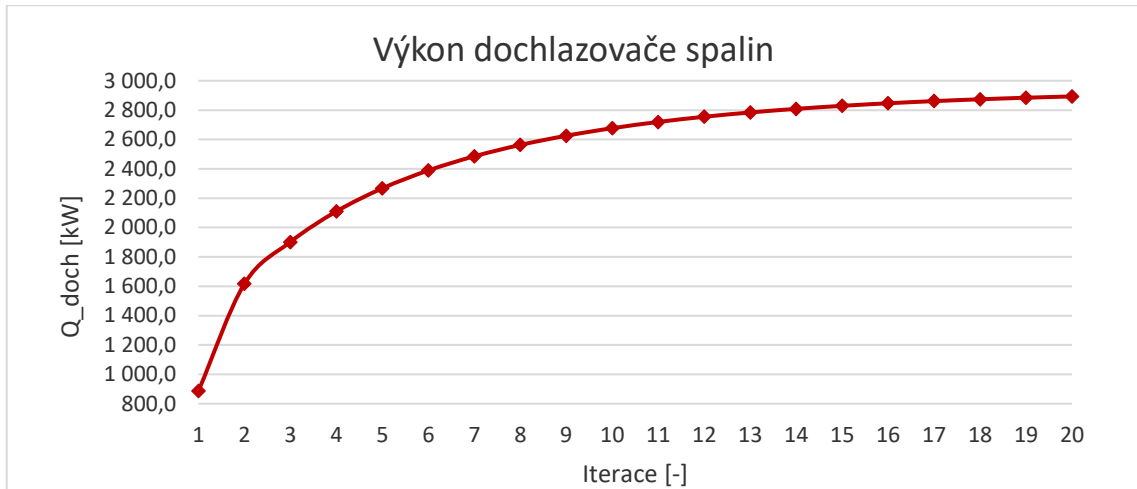
Teplotní spády pro jednotlivá zařízení jsou stanoveny teplotou rosného bodu  $t_r$  a teplotou okolního vzduchu, která je v rámci výpočtového modelu neměnná. Teplota rosného bodu je silně závislá na obsahu vodní páry ve spalínách. S vyšší teplotou rosného bodu lze tedy dosáhnout vyššího množství zkondenzované vodní páry a vyššího množství zpětně získaného tepla, které určuje potenciální výkon dochlazovače.

Teplota rosného bodu se po iteračním výpočtu ustálila na hodnotě 72,8 °C. Průběh vypočítaných hodnot pro jednotlivé teploty je uveden na obrázku 10.



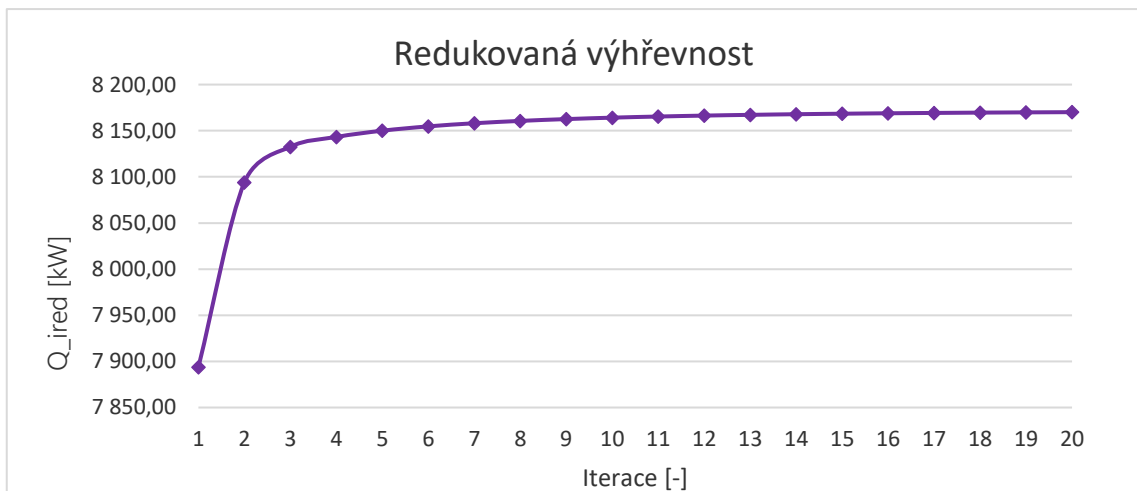
Obrázek 11 Průběh teplot

Průběh hodnot pro jednotlivé iterace je zpočátku strmý, protože první hodnota neuvažuje se zvlhčováním vzduchu a možnou kondenzací přidané vodní páry ze spalin. Hodnoty výkonu dochlazovače jsou uvedeny na obrázku 11.



Obrázek 12 Výkon dochlazovače spalin

Přehřev spalovacího vzduchu má za následek zvýšení redukované výhřevnosti, která sumarizuje celkové teplo přivedené do kotle vztažené na jednotkové množství paliva. Je to zásadní parametr, který určuje výpočet ztrát a také celkovou účinnost kotle.



Obrázek 13 Redukovaná výhřevnost

Navýšení redukované výhřevnosti má za následek snížení ztrát kotle. Další důležitou výhodou aplikace kondenzačního dochlazovače je snížení citelné ztráty teplem spalin vlivem ochlazení spalin na nižší teplotu. Hodnoty ztrát původního kotle a po aplikaci kondenzačního dochlazovače jsou uvedeny v následující tabulce včetně jejich rozdílů. Nejvýraznější snížení bylo zaznamenáno u ztráty citelným teplem spalin, která bývá zásadně nejvyšší a má tak nejvyšší vliv na účinnost kotle.

Tabulka 19 Porovnání ztrát kotle

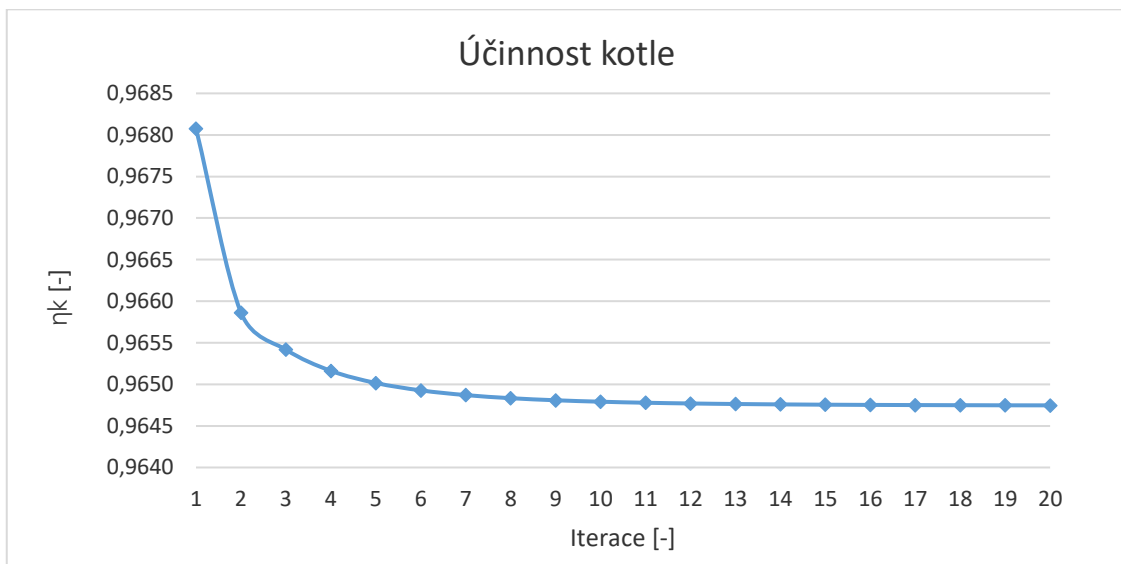
Název ztráty	Značení	Původní stav	Po aplikaci kondenzačního dochlazování	Rozdíl
Mechanickým nedopalem	$Z_c$	0,0057311	0,0055373	-0,0001938
Chemickým nedopalem	$Z_{CN}$	0,0015820	0,0015285	-0,0000535
Fyzickým teplem tuhých zbytků	$Z_F$	0,0006994	0,0006758	-0,0000237
Sáláním a vedením tepla do okolí	$Z_{SO}$	0,0150000	0,0150000	-0,0000000
Citelným teplem spalin	$Z_k$	0,0505487	0,0125112	-0,0380375

Po výpočtu ztrát kotle byla stanovena účinnost. Její porovnání je uvedeno v následující tabulce. Vlivem aplikace kondenzačního dochlazení spalin došlo ke zlepšení účinnosti o 3,83 %.

Tabulka 20 Porovnání účinnosti kotle

	Značení	Původní stav	Po aplikaci kondenzačního dochlazování	Rozdíl
Účinnost kotle	$\eta_k$	0,9264	0,9647	+0,0383

Průběh výpočtu účinnosti kotle při jednotlivých iteracích je uveden na obrázku 13. Při první iteraci došlo vlivem poměrů redukované výhřevnosti a koncovou teplotou spalin pro navýšení účinnosti kotle až na hodnotu 96,81 %, ale po dalších iteracích se její hodnota ustálila na 96,47 %.



Obrázek 14 Účinnost kotle

Při stálém odběru tepla otopnou soustavou, zvýšením redukované výhřevnosti v kotli a zvýšením účinnosti kotle dojde ke snížení spotřeby paliva. Porovnání mezi původním stavem a stavem po aplikaci dochlazovače je uveden v následující tabulce.

Tabulka 21 Porovnání spotřeby paliva

	Značení	Původní stav	Po aplikaci kondenzačního dochlazování	Rozdíl
<b>Spotřeba paliva</b>	$m_{pal}$	0,9572 kg/s	0,8881 kg/s	0,0690 kg/s

Při aplikaci kondenzačního dochlazování dojde k ušetření 0,068 kg paliva za sekundu. Porovnání v rámci denní spotřeby paliva je uvedeno v tabulce 22. Při aplikaci kondenzačního dochlazování spalin pro daný kotel je možné ušetřit až 5,965 t dřevní štěpky o daných parametrech.

Tabulka 22 Porovnání denní spotřeby paliva

	Původní stav	Po aplikaci kondenzačního dochlazování	Rozdíl	Rozdíl v %
<b>Denní spotřeba paliva</b>	82,700 t	76,735 t	5,965 t	7,21

## 4 Závěr

Jedním z cílů práce bylo zpracovat rešerši na kondenzační dochlazování spalin. Jsou v ní uvedeny hlavní technologická řešení a dále pak popis vlivu na provoz biomasových kotlích.

Dalším cílem bylo pracovat tepelný výpočet modelového biomasového kotle, přičemž zadané parametry odpovídají reálnému kotli a reálným parametrům otopné soustavy nacházejícím se v ČR. V rámci tepelného výpočtu byl proveden i projekční výpočet a stanovení geometrických parametrů kotle.

Vzhledem k vysoké vlhkosti vstupního paliva a relativně vysoké teplota výstupních spalin z kotle byla na kotel aplikována technologie na kondenzační dochlazování spalin ve dvou variantách.

Varianta 1 počítala s dochlazováním spalin pomocí vody ve vratné větvi otopné soustavy. Při výpočtu došlo ke stanovení teploty rosného bodu 54,27 °C, která je nižší než teplota vody ve vratné větvi otopné soustavy a v takto navrženém systému by nedocházelo ke kondenzaci vodní páry ze spalin. Zpětně získané teplo ve Variantě 1 bylo rovno 501,14 kW.

Varianta 2 uvažovala s dochlazováním spalin za účelem ohřevu a zvlhčení spalovacího vzduchu. Při zvlhčování vzduchu dochází k úpravě výchozích okrajových podmínek pro tepelný výpočet kotle a musel být sestaven iterační výpočtový model. Po 20. iteracích se výsledky ustálily. Tepelný výkon dochlazovače má hodnotu 2 893,2 kW. Spalovací vzduch bylo možné předeřhát na 69,92 °C, což mělo za následek zvýšení redukované výhřevnosti paliva na hodnotu 8 170,12 kJ/Nm<sup>3</sup>. Vlivem zvýšení redukované výhřevnosti a snížení výstupní teploty spalin došlo k výraznému snížení ztrát kotle a zvýšení celkové účinnosti kotle o 3,83 %. Při instalaci aplikačního dochlazovače na modelový kotel je možné ušetřit až 7,21 % z denní spotřeby paliva.

Aplikace technologie na kondenzační vychlazování spalin má na provoz modelového kotle pozitivní vliv. Při aplikaci v reálném provozu je nutné zhotovit detailní technicko-ekonomickou analýzu do které budou zahrnuty reálné ceny paliva a také nabídky od jednotlivých dodavatelů technologie.

## Seznam použitých zdrojů

1. **Zbořil, Martin.** Návrh úprav biomasového kotle pro velmi vlhká paliva. *vutbr.cz*. [Online] Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. [Citace: 11. červen 2020.] Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=84666](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=84666).
2. **Celjak, Ivo.** Biomasa je nezbytná součástí lidského života. *Biom.cz*. [Online] 2008. [Citace: 11. červen 2020.] Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/biomasa-je-nezbytna-soucast-lidskeho-zivota>. ISSN 1801-2655.
3. **DLOUHÝ, Tomáš.** *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2011. ISBN 978-80-01-03757-7.
4. **Koloničný, Jan.** Emise při spalování biomasy. *Biom.cz*. [Online] 7. 6 2010. [Citace: 6. 17 2020.] Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/emise-pri-spalovani-biomasy-2>. ISSN: 1801-2655.
5. **Johansson, L. S., a další.** *Particle emissions from biomass combustion in small combustors*. [Online] únor 2003. [Citace: 16. červen 2020.] Swedish National Testing and Research Institute, Department of Energy Technology. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0961953403000369>.
6. **Johansson, Wilhelm.** Modeling of Wet Scrubber with Heat Recovery in Biomass Combustion Plants. [Online] Linnaeus, 2020. [Citace: 16. červen 2020.] Master thesis. Department of Built Environmental and Energy Technology. Linnaeus University. Vedoucí práce Leteng Lin. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1435662/FULLTEXT01.pdf>.
7. **Musatti, Daniel C.** EPA air pollution cost manual, Sixth Edition. [Online] 1 2002. [Citace: 6. 16 2020.] United States Environmental Protection Agency, Office of Air Quality Planning and Standards, Research Triangle Park. Dostupné z: [https://cfpub.epa.gov/si/si\\_public\\_record\\_report.cfm?dirEntryID=338054&Lab=OAQPS.EPA/452/B-02-001](https://cfpub.epa.gov/si/si_public_record_report.cfm?dirEntryID=338054&Lab=OAQPS.EPA/452/B-02-001).
8. **Cortina, Marc.** *Flue gas condensers for biomass boilers*. [Online] 2006. [Citace: 16. červen 2020.] Master thesis. Luleå University of Technology. Department of Applied Physics and Mechanical Engineering. Division of Energy Engineering. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1020328/FULLTEXT01.pdf>. ISSN 1402 - 1617.
9. **Veidenbergs, Ivars, a další.** Heat and Mass Transfer Processes in Scrubber of Flue Gas Heat Recovery Device. *Scientific Journal of Riga Technical University*. [Online] Riga 2010. [Citace: 16. červen 2020.] Institute of Energy Systems and Environment, Riga Technical University. Dostupné z: <https://ortus.rtu.lv/science/lv/publications/8576/fulltext.pdf>.
10. **Uotila, Juuso.** *Heat recovery and environmental impacts of flue gas condensing*. [Online] Espoo, 2015. [Citace: 15. červen 2020.] Master's thesis. School of Chemical Technology. Degree Programme of Bioproduct Technology. Supervisor Professor Herbert Sixta. Dostupné z: [https://aaltodoc.aalto.fi/bitstream/handle/123456789/19124/master\\_Uotila\\_Juuso\\_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://aaltodoc.aalto.fi/bitstream/handle/123456789/19124/master_Uotila_Juuso_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y).
11. **Kilkovský, Bohuslav, a další.** *Heat exchangers for energy recovery in waste and biomass to energy*. [Online] Brno, 2013. [Citace: 14. červen 2020.] Brno University of Technology, Institute of Process and Environmental Engineering. Dostupné z:

[https://www.researchgate.net/publication/260009177\\_Heat\\_exchangers\\_for\\_energy\\_recovery\\_in\\_waste\\_and\\_biomass\\_to\\_energy\\_technologies\\_-\\_I\\_Energy\\_recovery\\_from\\_flue\\_gas](https://www.researchgate.net/publication/260009177_Heat_exchangers_for_energy_recovery_in_waste_and_biomass_to_energy_technologies_-_I_Energy_recovery_from_flue_gas).

12. **Schwarzer, Jan.** *Teorie vlhkého vzduchu (I), Úvod a vyjádření vlhkosti vzduchu.* [Online] 2006. [Citace: 18. červen 2020.] Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>.

13. **Riber, Christian, Hindsgaul, Claus a Hulgaard, Tore.** Development of combustion air humidification at WtE facilities. *The Danish Environmental Protection Agency.* [Online] Copenhagen 2016. [Citace: 11. červen 2020.] Dostupné z: <https://www2.mst.dk/Udgiv/publications/2016/04/978-87-93435-57-5.pdf>. 978-87-93435-57-5.

14. **Neuenschwander, P., Good, J. a Nussbaumer, Th.** Combustion efficiency in biomass furnaces with flue gas condensation. [Online] Würzburg 1998. [Citace: 17. červen 2020.] Biomass for Energy and Industry, 10th European Conference and Technology Exhibition, 1Swiss Federal Institute of Technology, ETH Zurich, 2Verenum Research, Langmauerstr. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/383115602/Bio-mass-combustion-pdf>.

15. **HOLMGREN, Magnus.** IAPWS IF97 Excel Steam Tables v2.6 [Software]. [Online] 2016. [Citace: 06. 02 2015.] <http://xsteam.sourceforge.net/>.

16. **BUDAJ, Florian.** *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet.* 4., přeprac. vyd. Brno : VUT, 1992. ISBN 80-214-0426-4.

17. **Zbořil, Martin.** Návrh úprav biomasového kotle pro velmi vlhká paliva. *vutbr.cz.* [Online] Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. [Citace: 11. červen 2020.] Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=84666](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=84666).

18. **Yupeng, Feng, a další.** *Cold condensing scrubbing method for fine particle reduction from.* [Online] Shandong, 2019. [Citace: 15. červen 2020.] National Engineering Laboratory of Coal-fired Pollutants Emission Reduction, School of Energy and Power Engineering, Shandong University. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544219300672>.

19. **Rahimi, Amir, Niksiar, Arezou a Mobasheri, Majid.** *Considering roles of heat and mass transfer for increasing the ability of pressure.* [Online] Isfahan, 2010. [Citace: 16. červen 2020.] Department of Chemical Engineering, College of Engineering, University of Isfahan. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0255270110003120>.

## 5 Seznam použitých symbolů a zkratk

SYMBOL	JEDNOTKA	NÁZEV - POPIS
a	m	hloubkový rozměr spalínového tahu
A	-	popelovina
A <sup>d</sup>	-	obsah popela v bezvodném stavu
A <sup>r</sup>	-	obsah popela v původním stavu
b	m	šířkový rozměr spalínového tahu
C <sub>D</sub>	-	opravný koeficient na průměr trubek
C <sup>daf</sup>	-	uhlík v hořlavíně
C <sub>f</sub>	-	opravný koeficient na jemnost popílkových částic
C <sup>r</sup>	-	obsah uhlíku v původním stavu
C <sub>s</sub>	-	korekční součinitel na uspořádání svazku
C <sub>z</sub>	-	korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu
g	m·s <sup>-2</sup>	gravitační zrychlení
h <sub>Ar</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie argonu
h <sub>CO</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie oxidu uhelnatého
h <sub>CO2</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie oxidu uhličitého
H <sup>daf</sup>	-	vodík v hořlavíně
h <sub>H2O</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie vodní páry
h <sub>N2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie dusíku
h <sub>O2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie kyslíku
H <sup>r</sup>	-	obsah vodíku v původním palivu
h <sub>SO2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie oxidu siřičitého
i	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie vody nebo páry
l <sub>s</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie spalín
k	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	součinitel prostupu tepla
M <sub>p</sub>	kg·s <sup>-1</sup>	jmenovitý parní výkon kotle
M <sub>pal</sub>	Nm <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup>	množství přivedeného paliva
N <sup>daf</sup>	-	dusík v hořlavíně
N <sup>r</sup>	-	obsah dusíku v původním stavu
n <sub>tr</sub>	-	počet trubek
O <sub>Ar</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl argonu v palivu
O <sub>CO</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl oxidu uhelnatého v palivu
O <sub>CO2</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl oxidu uhličitého v palivu
O <sub>CO2</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objem oxidu uhličitého
O <sup>daf</sup>	-	kyslík v hořlavíně
O <sub>N2</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objem dusíku
O <sub>O2min</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva



$O_{O2ref}$	%	obsah kyslíku pro referenční stav spalin
$O^r$	-	obsah kyslíku v původním stavu
$O_{S_{H2O}}^S$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin
$O_{SO2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objemový podíl oxidu siřičitého v palivu
$O_{SO2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem oxidu siřičitého
$O_{SSmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem suchých spalin
$O_{SV}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha > 1$
$O_{SVmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem vlhkých spalin
$O^{ts,ps}_{SV}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	skutečný objem spalin
$O^V_{H2O}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem vodní páry ve vlhkém vzduchu
$O_{VSmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{VVmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$p$	Mpa	celkový tlak
$Q_{i red}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	redukováná výhřevnost paliva
$Q^r_i$	$kJ \cdot kg^{-1}$	výhřevnost paliva v původním stavu
$Q^r_s$	$kJ \cdot kg^{-1}$	spalné teplo paliva
$Q$	W	teplo předané spalinami
$Q_V$	W	výrobní teplo páry
$R_{30}$	-	jemnost popílkových částic
$Re$	-	Reynoldsovo číslo
$s_1$	mm	příčná rozteč trubek
$s_2$	mm	podélná rozteč trubek
$S^d$	-	obsah síry v sušině
$S^{daf}$	-	síra v hořlavině
$S$	$m^2$	velikost výhřevné plochy
$S^r$	-	obsah síry v původním stavu
$t$	mm	tloušťka stěny trubky
$t_s$	$^{\circ}C$	teplota spalin
$t_w$	$^{\circ}C$	teplota vod na vstupu do EKO
$V_s$	$Nm^3 \cdot s^{-1}$	objemový průtok spalin
$W$	-	voda
$W^r$	-	obsah vody v původním vzorku paliva
$w_s$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění spalin
$w_w$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění vody
$Z_1$	-	počet trubek v podélném směru
$Z_2$	-	počet trubek v příčném směru
$Z_c$	-	ztráta mechanickým nedopalem
$Z_{co}$	-	ztráta chemickým nedopalem
$Z_{cp}$	-	Ztráta mechanickým nedopalem v popílku
$Z_{cr}$	-	ztráta mechanickým nedopalem v roštovém propadu

$Z_{cs}$	-	ztráta mechanickým nedopalem ve škváře
$Z_{cú}$	-	ztráta mechanickým nedopalem v úletu
$Z_f$	-	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
$Z_k$	-	ztráta citelným teplem spalin (komínová)
$Z_{SV}$	-	ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
$\alpha$	-	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách
$\alpha_K$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla konvekcí
$\Delta h$	m	vzdálenost maximální a minimální výšky
$\Delta p$	Pa	celková tlaková ztráta
$\Delta t$	$^{\circ}C$	střední logaritmický teplotní spád
$\varepsilon$	-	součinitel zanesení svazku trubek
$\eta_K$	-	celková účinnost kotle
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti oceli
$\lambda$	-	součinitel tření
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	tepelná vodivost spalin středního složení
$v_{skut}$	$m^2 \cdot s^{-1}$	skutečná kinematická viskozita spalin středního složení
$v$	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita spalin středního složení
$v_w$	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita vody
$\rho_{SV}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota spalin pro přebytek vzduchu $\alpha$
$\rho_{SVmin}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota stechiometrických spalin
$\rho_{VV}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota vzduchu
$\sigma_1$	-	poměrná příčná rozteč trubek
$\sigma_2$	-	poměrná podélná rozteč trubek
$\sigma_2'$	-	poměrná úhlopříčná rozteč
$\phi$	%	relativní vlhkost vzduchu
$\phi_{\sigma}$	-	součinitel pro určení korekčního součinitele na uspořádání svazku
$X_v$	-	podíl vodní páry připadající na 1 $Nm^3$ suchého vzduchu
$\omega$	-	součinitel omývání plochy
$\varphi_{H_2O}$	-	objemový podíl vodní páry ve spalinách
$S_r$	kg/MJ	redukovaný obsah síry v surovém palivu
$A_r$	kg/MJ	redukovaný obsah popela v surovém palivu
$t_r$	$^{\circ}C$	teplota rosného bodu spalin
$t_k$	$^{\circ}C$	teplota sytosti vodní páry ve spalinách
$Q_{doch}$	kW	tepelný výkon dochlazovače spalin
$t_{CW}$	$^{\circ}C$	teplota chladicí vody
$M$	kg/kmol	molární hmotnost
$x$	kg/kg	měrná vlhkost

## 6 Seznam obrázků, tabulek a příloh

### 6.1 Seznam obrázků

Obrázek 1 Obrázek 1 Schéma rozprašovací věže (7) .....	11
Obrázek 2 Schéma cyklonové rozprašovací věže (7) .....	12
Obrázek 3 Schéma Venturiho pračky (7).....	14
Obrázek 4 Schéma zapojení Varianty 1 .....	15
Obrázek 5 Schéma zapojení Varianty 2 .....	16
Obrázek 6 Předběžné schéma navrhovaného kotle .....	25
Obrázek 7 I-t diagram spalín a spalovacího vzduchu.....	29
Obrázek 8 Schéma vodního traktu kotle.....	34
Obrázek 9 Q-t diagram kotle .....	36
Obrázek 10 Geometrické parametry ohniště .....	38
Obrázek 11 Průběh teplot.....	65
Obrázek 12 Výkon dochlazovače spalín .....	66
Obrázek 13 Redukovaná výhřevnost.....	66
Obrázek 14 Účinnost kotle .....	67

### 6.2 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Prvkový rozbor paliva .....	26
Tabulka 2 - Entalpie spalín v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (3).....	28
Tabulka 3 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva.....	30
Tabulka 4 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm .....	30
Tabulka 5 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti .....	31
Tabulka 6 - Teplota a entalpie spalín a vzduchu.....	32
Tabulka 7 - Parametry a stavy vody .....	33
Tabulka 8 - Rozdělení tlakových ztrát pracovní látky na teplosměnných plochách .....	34
Tabulka 9 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli.....	43
Tabulka 10 – Tepelná bilance teplosměnných ploch na straně vody .....	44
Tabulka 11 - Rozměry svazku EKA .....	46
Tabulka 12 - Látkové vlastnosti spalín pro střední teplotu v EKV (3) .....	47
Tabulka 13 Vstupní parametry spalín v dochlazovači .....	51
Tabulka 14 Objemové koncentrace spalín .....	57
Tabulka 15 Numerické hodnoty bilancování dochlazovače.....	61
Tabulka 16 Numerické hodnoty bilancování zvlhčovače.....	61
Tabulka 17 Numerické hodnoty bilancování dochlazovače.....	64
Tabulka 18 Numerické hodnoty bilancování zvlhčovače.....	65
Tabulka 19 Porovnání ztrát kotle .....	67
Tabulka 20 Porovnání účinností kotle.....	67
Tabulka 21 Porovnání spotřeby paliva.....	68

Tabulka 22 Porovnání denní spotřeby paliva.....	68
---	----

### 6.3 Seznam příloh

Bez příloh.