



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta strojní
Ústav energetiky**

Návrh teplovodního kotle na spalování biomasy

Design of biomass fired hot water boiler

Bakalářská práce

Studijní program: Strojírenství

Studijní obor: Energetika a procesní technika

Vedoucí práce: Doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.

Jindřich Pokorný

Praha 2018

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Doc. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc. s použitím literatury uvedené na konci této práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 31. května 2018

.....

Jindřich Pokorný

Anotční list

Jméno autora:	Jindřich Pokorný
Název BP:	Návrh teplovodního kotle na spalování biomasy
Anglický název:	Design of biomass fired hot water boiler
Akademický rok:	2017/2018
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí BP:	Doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Konzultant:	Doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 60 Počet obrázků: 6 Počet tabulek: 3 Počet grafů: 4 Počet příloh: 1
Klíčová slova:	Kotel, spalování, biomasa, pelety
Keyword:	Boiler, combustion, biomass, pellets
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem malého teplovodního kotle na dřevní pelety. V úvodní části práce je pojednáváno o významu biomasy a především dřevních pelet a také popisuje základní vlastnosti a principy kotlů na spalování pelet. V hlavní části je pak proveden samotný návrh kotle na pelety.
Abstract:	This work deals with a design of a small hot water boiler using wood pellets as fuel. The first part of this work discusses the significance of biomass and especially wood pellets and also describes the basic properties and principles of pellet boilers. The main part includes the actual design of the pellet boiler.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce Doc. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za odborné vedení a za jeho čas při konzultacích této práce. Poděkovat bych chtěl také mé rodině, zvláště mému otci za jeho odborné rady během zpracování této práce.

1 Obsah

1	Obsah.....	6
2	Seznam zkratk a symbolů.....	9
3	Úvod.....	15
4	Energetický význam a potenciál biomasy.....	16
4.1	Biomasa ve světě.....	16
4.2	Biomasa v ČR.....	16
4.2.1	Biomasa v ČR dle druhu.....	17
4.3	Dřevo a dřevní pelety.....	18
4.3.1	Výhřevnost dřeva.....	19
4.3.2	Dřevní pelety.....	20
4.3.2.1	Vlastnosti a parametry.....	20
4.3.2.2	Technologie výroby.....	21
4.3.3	Kotle na dřevní pelety.....	22
4.3.3.1	Vnitřní uspořádání kotle a způsoby skladování paliva.....	22
4.3.3.2	Podavač a rošt.....	24
4.3.3.3	Vířiče.....	24
5	Zadání.....	25
6	Přípravné výpočty.....	27
6.1	Přepočty paliva.....	27
6.2	Stechiometrické výpočty.....	28
6.2.1	Objem vzduchu.....	28
6.2.2	Objem spalín.....	29
6.3	I-t diagram spalín.....	31
7	Základní bilance kotle.....	33
7.1	Redukovaná výhřevnost.....	33
7.2	Tepelné ztráty kotle a účinnost.....	34

7.2.1	Ztráta mechanickým nedopalem	34
7.2.2	Ztráta chemickým nedopalem	35
7.2.3	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí	36
7.2.4	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	36
7.2.5	Ztráta citelným teplem spalin (komínová)	36
7.2.6	Účinnost kotle	37
7.3	Spotřeba paliva	37
8	Ekonomizér	38
8.1	Výkon prvního tahu.....	39
8.2	Výkon druhého tahu	39
8.3	Průtok vody	39
8.4	Bilance prvního tahu	40
8.4.1	Přestup tepla	40
8.4.1.1	Střední logaritmický teplotní spád	41
8.4.1.2	Součinitel prostupu tepla.....	41
8.4.1.3	Teplosměnná plocha	42
8.4.2	Počet trubek.....	43
8.4.3	Délka trubek	44
8.5	Bilance druhého tahu.....	44
8.5.1	Přestup tepla	44
8.5.1.1	Střední logaritmický teplotní spád	44
8.5.1.2	Součinitel prostupu tepla.....	44
8.5.1.3	Teplosměnná plocha	45
8.5.2	Počet trubek.....	45
8.5.3	Délka trubek	46
8.6	Konstrukční návrh.....	46
8.6.1	Společná délka trubek	46
8.6.2	Konstrukční řešení trubek	46
9	Spalovací komora	47
9.1	Rozměry spalovací komory.....	47

9.1.1	Příprava hodnot pro výpočet přenosu tepla.....	48
9.2	Výpočet spalovací komory z hlediska přenosu tepla	49
9.2.1	Teplota nechlazeného plamene	49
9.2.2	Boltzmannovo číslo.....	50
9.2.2.1	Poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště ...	50
9.2.2.2	Střední tepelná jímavost spalin v ohništi	50
9.2.2.3	Součinitel tepelné efektivity stěn	51
9.2.2.4	Celkový projekční povrch stěn ohniště.....	51
9.2.3	Součinitel M	52
9.2.4	Stupeň černosti ohniště.....	52
9.2.4.1	Stupeň černosti plamene	52
9.2.4.1.1	Střední efektivní průměr částic popílku.....	52
9.2.4.1.2	Koncentrace popela ve spalinách	53
9.2.4.1.3	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	53
9.2.4.1.4	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny	53
9.2.4.1.5	Optická hustota plamene	54
9.3	Teplota odchozích spalin.....	55
10	Závěr.....	56
11	Použitá literatura	57
12	Seznam příloh.....	60
12.1	Příloha 1 - Výkres	60

2 Seznam zkratek a symbolů

$(O_{ScS})_o$	kJ/(kg°C)	Střední tepelná jímavost spalin v ohništi
α	-	Součinitel přebytku vzduchu
α^*	W/(m ² K)	Předběžný součinitel přestupu tepla
α_k	-	Součinitel přebytku vzduchu za kotlem
α_{kon}	W/(m ² K)	Konečný součinitel přestupu tepla
Δt_{ln}	°C	Střední logaritmický teplotní spád
Δt_{ln}^I	°C	Střední logaritmický teplotní spád - první tah
Δt_{ln}^{II}	°C	Střední logaritmický teplotní spád - druhý tah
$\Delta t_{menší}$	°C	Menší rozdíl teplot dvou médií na jedné straně výměníku
$\Delta t_{menší}^I$	°C	Menší rozdíl teplot dvou médií - první tah
$\Delta t_{menší}^{II}$	°C	Menší rozdíl teplot dvou médií - druhý tah
$\Delta t_{větší}$	°C	Větší rozdíl teplot dvou médií na jedné straně výměníku
$\Delta t_{větší}^I$	°C	Větší rozdíl teplot dvou médií - první tah
$\Delta t_{větší}^{II}$	°C	Větší rozdíl teplot dvou médií - druhý tah
η_k	-	Účinnost kotle
κ_1	-	Součinitel zohledňující koncentraci koksíku v plameni
κ_2	-	Součinitel zohledňující koncentraci koksíku v plameni
μ_{pk}	kg/kg	Koncentrace popela ve spalinách
ξ	-	Součinitel zanesení stěn ohniště
ξ^I	-	Součinitel využití plochy - první tah
ξ^{II}	-	Součinitel využití plochy - druhý tah
φ	%	Relativní vlhkost
χ_v	-	Součinitel χ_v
ψ	-	Součinitel tepelné efektivity stěn
a	m	Šířka spalovací komory
a_o	-	Stupeň černosti ohniště
a_{pl}	-	Stupeň černosti plamene
$a_{\acute{u}}$	-	Poměrný úlet popílku z ohniště
A^d	-	Obsah popela v palivu v bezvodném stavu
A^r	-	Poměrný objem popela v původním vzorku

b	m	Hloubka spalovací komory
Bo	-	Boltzmannovo číslo
c	m	Výška spalovací komory
c_i	kJ/(kgK)	Měrná tepelná kapacita tuhých zbytků
c_p	J/(kgK)	Měrná tepelná kapacita vody
c_p^I	J/(kgK)	Měrná tepelná kapacita vody - první tah
c_{pv}	kJ/(kgK)	Měrná tepelná kapacita paliva
c_{su}	kJ/(kgK)	Měrné teplo sušiny paliva
C^{daf}	-	Obsah uhlíku v hořlavině paliva
C^r	-	Poměrný objem uhlíku v původním vzorku
C_r	-	Podíl spalitelných látek v propadu
C_s	-	Podíl spalitelných látek ve škváře
$C_{\dot{u}}$	-	Podíl spalitelných látek v úletu
d	m	Vnitřní průměr trubek v ekonomizéru
d_{pk}	μm	Střední efektivní průměr částic popílku
D	m	Vnější průměr trubek v ekonomizéru
G_s	kg/kg	Hmotnost spalin
H	m	Společná délka trubek v ekonomizéru
H^I	m	Délka trubek v ekonomizéru - první tah
H^{II}	m	Délka trubek v ekonomizéru - druhý tah
H^{daf}	-	Obsah vodíku v hořlavině paliva
H^r	-	Poměrný objem vodíku v původním vzorku
$i_{CO_2}^t, i_{SO_2}^t, i_{N_2}^t, i_{pop}^t,$ $i_{Ar}^t, i_{H_2O}^t, i_{VS}^t, i_{H_2O}^t$	kJ/Nm ³	Entalpie jednotlivých složek při teplotě t
i_{pv}	kJ/kg	Fyzické teplo paliva
$I_{S\ min}^t$	kJ/kg	Entalpie spalin při teplotě t
$I_{S\ k,\alpha_k}^{t,\alpha_k}$	kJ/kg	Entalpie spalin při teplotě t_k a přebytku vzduchu α_k
$I_{S\ ok,\alpha}^{t,\alpha}$	kJ/kg	Entalpie spalin při teplotě t_{ok} a přebytku vzduchu α
$I_{S\ vz,\alpha_k}^{t,\alpha_k}$	kJ/kg	Entalpie spalin při teplotě t_{vz} a přebytku vzduchu α_k
I_{S1}^I	J/kg	Entalpie spalin na vstupu do prvního tahu
I_{S1}^{II}	J/kg	Entalpie spalin na vstupu do druhého tahu
I_{S2}^I	J/kg	Entalpie spalin na výstupu z prvního tahu

I_{S2}^{II}	J/kg	Entalpie spalin na výstupu z druhého tahu
$I_S^{t,\alpha}$	kJ/kg	Entalpie spalin při teplotě t a přebytku vzduchu α
$I_V^t \min$	kJ/kg	Entalpie min. množství vzduchu při teplotě t
$I_V^{t_{vz}}$	kJ/kg	Entalpie vzduchu při teplotě t_{vz}
$I_{np}^{t_{np},\alpha}$	kJ/kg	Entalpie nechlazeného plamene
k^I	W/(m ² K)	Součinitel prostupu tepla - první tah
k^{II}	W/(m ² K)	Součinitel prostupu tepla - druhý tah
$k_S \cdot r_S$	-	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
k_{kok}	-	Součinitel k_{kok}
$k_p \cdot \mu_{pk}$	-	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
$k \cdot p \cdot s$	-	Optická hustota plamene
$mgCO$	mg/Nm ³	Emisní limit CO
m_v	kg/s	Hmotnostní průtok vody
M	-	Součinitel M
M_{pal}	kg/s	Skutečné množství paliva přivedené do kotle
M_{pv}	kg/s	Výpočtové množství spáleného paliva
n_{tr}^I	-	Počet trubek - první tah
n_{tr}^{II}	-	Počet trubek - druhý tah
N^{daf}	-	Obsah dusíku v hořlavině paliva
N^r	-	Poměrný objem dusíku v původním vzorku
O_{CO_2}	Nm ³ /kg	Objem oxidu uhličitého ve spalinách
$O_{H_2O}^S$	Nm ³ /kg	Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin
$O_{H_2O}^V$	Nm ³ /kg	Objem vodní páry v minimálním objemu vzduchu
O_{N_2}	Nm ³ /kg	Objem dusíku ve spalinách
$O_{O_2 \min}$	Nm ³ /kg	Minimální objem kyslíku
O_{SO_2}	Nm ³ /kg	Objem oxidu siřičitého ve spalinách
$O_{2 \text{ ref}}$	%	Obsah kyslíku pro referenční stav spalin
O_{Ar}	Nm ³ /kg	Objem argonu a dalších vzácných plynů ve spalinách
$O_{SS \min}$	Nm ³ /kg	Minimální objem suchých spalin
$O_{SV \min}$	Nm ³ /kg	Minimální objem vlhkých spalin
$O_{SV}^{ts,ps}$	m ³ /kg	Skutečný objem spalin za reálných podmínek
O_{SV}	Nm ³ /kg	Objem spalin

$O_{VS\ min}$	Nm ³ /kg	Minimální objem suchého vzduchu
$O_{VV\ min}$	Nm ³ /kg	Minimální objem vlhkého vzduchu
O_{VV}	Nm ³ /kg	Skutečné množství spalovacího vzduchu
O^{daf}	-	Obsah kyslíku v hořlavině paliva
O^r	-	Poměrný objem kyslíku v původním vzorku
p	bar	Tlak vody
p''	MPa	Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti
p_c	MPa	Celkový tlak
$p_{ohniště}$	MPa	Tlak v ohništi
p_s	MPa	Reálný tlak spalin
p_{S3}	MPa	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách
P	kW	Požadovaný výkon kotle
Q_1	W	Výkon prvního tahu
Q_2	W	Výkon druhého tahu
Q_S^{daf}	kJ/kg	Spalné teplo hořlaviny paliva
Q_S^r	kJ/kg	Spalné teplo v původním vzorku
Q_V	kJ/kg	Teplo přivedené ve vzduchu
Q_{ci}	kJ/kg	Výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků
$Q_{i\ red}$	kJ/kg	Redukovaná výhřevnost
Q_i^r	kJ/kg	Výhřevnost paliva v původním vzorku
r_{H_2O}, r_{RO_2}	-	Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách r_s
r_s	-	Celk. objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách
R	m ²	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu
s	m	Účinná tloušťka sálové vrstvy
S^I	m ²	Teplosměnná plocha - první tah
S^{II}	m ²	Teplosměnná plocha - druhý tah
S^{daf}	-	Obsah síry v hořlavině paliva
S^r	-	Poměrný objem síry v původním vzorku
$S_{roštu}$	m ²	Povrch roštu
S_{st}	m ²	Celkový projekční povrch stěn ohniště
$S_{stěn, stropu}$	m ²	Povrch stěn a stropu ohniště
t_1	°C	Teplota vody na vstupu do ekonomizéru
t_1^I	°C	Teplota vody na vstupu do prvního tahu

t_1^{II}	°C	Teplota vody na vstupu do druhého tahu
t_2	°C	Teplota vody na výstupu z ekonomizéru
t_2^I	°C	Teplota vody na výstupu z prvního tahu
t_2^{II}	°C	Teplota vody na výstupu z druhého tahu
t_i	°C	Teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků
t_k	°C	Teplota spalín za kotlem
t_{np}	°C	Teplota nechlazeného plamene
t_{ok}	°C	Teplota odchozích spalín
t_{pv}	°C	Teplota paliva
$t_{stř}$	°C	Střední teplota vody
t_S	°C	Reálná teplota spalín
$t_{S\ stř}^I$	°C	Střední teplota spalín v prvním tahu
$t_{S\ stř}^{II}$	°C	Střední teplota spalín v druhém tahu
t_{S1}^I	°C	Teplota spalín na vstupu do prvního tahu
t_{S1}^{II}	°C	Teplota spalín na vstupu do druhého tahu
t_{S2}^I	°C	Teplota spalín na výstupu z prvního tahu
t_{S2}^{II}	°C	Teplota spalín na výstupu z druhého tahu
t_v	°C	Teplota vzduchu
t_{vz}	°C	Teplota studeného vzduchu
V	m ³	Objem spalovací komory
V_S^I	m ³ /s	Skutečný průtok spalín v prvním tahu
V_S^{II}	m ³ /s	Skutečný průtok spalín v druhém tahu
w_S	m/s	Rychlost spalín
W^r	-	Obsah vody v palivu v původním vzorku
X	-	Koef. vyjadřující změnu přestupu tepla způsobenou vířiči
X_r	-	Podíl popela v propadu
X_s	-	Podíl popela ve škváře
$X_ú$	-	Podíl popela v úletu
Z_c	-	Ztráta mechanickým nedopalem
Z_{CO}	-	Ztráta chemickým nedopalem
Z_f	-	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_k	-	Ztráta citelným teplem spalín (komínová)
Z_{sv}	-	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Z_{sv}^o

-

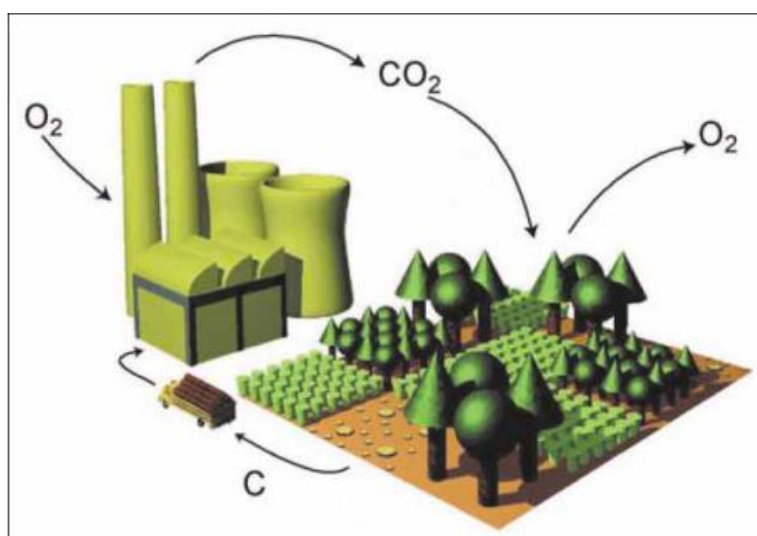
Poměrná ztráta Z_{sv} připadající na ohniště

3 Úvod

Biomasa tvoří historicky nejstarší zdroj energie. Biomasa je organická hmota rostlinného nebo živočišného původu. V souvislosti s energetickým využitím zahrnuje tento pojem zejména palivové a odpadní dřevo, slámu a další zemědělský a lesní odpad, záměrně pěstované dřeviny, byliny či plodiny, ale také odpady biologického původu, jako například trus a kejdu hospodářských zvířat, kaly z ČOV a produkty jejich zpracování (bioplyn). Její původ v přírodě z ní dělá obnovitelný zdroj energie. [1]

Téma obnovitelných zdrojů energie a s tím i spalování biomasy začíná být v poslední době více a více populární. Především díky narůstajícím problémům s emisemi vypouštěnými do ovzduší při výrobě tepla a elektrické energie. V současné době je snaha veřejnosti tyto emise snížit co možná nejvíce.

Z hlediska emisí oxidu uhličitého, který je hlavním plynem, způsobujícím tzv. skleníkový efekt, se biomasa chová neutrálně - při udržitelném přístupu, kdy nejsou zdroje biomasy extrémně vyčerpávány se jedná o uzavřený cyklus, kdy je CO_2 uniklý do atmosféry při spalování pohlcen nově dorůstající biomasou, kterou je možno dále materiálově nebo energeticky využít. Při spalování biomasy opět oxid uhličitý vzniká. Dochází tedy k uzavřenému procesu, kdy rostliny za svého růstu odebírají z ovzduší CO_2 a při spalování ho do ovzduší opět vracejí. Tento cyklus je znázorněn na Obrázku 1. [1]



Obrázek 1: Uzavřený cyklus spalování biomasy, Zdroj: International Energy Agency

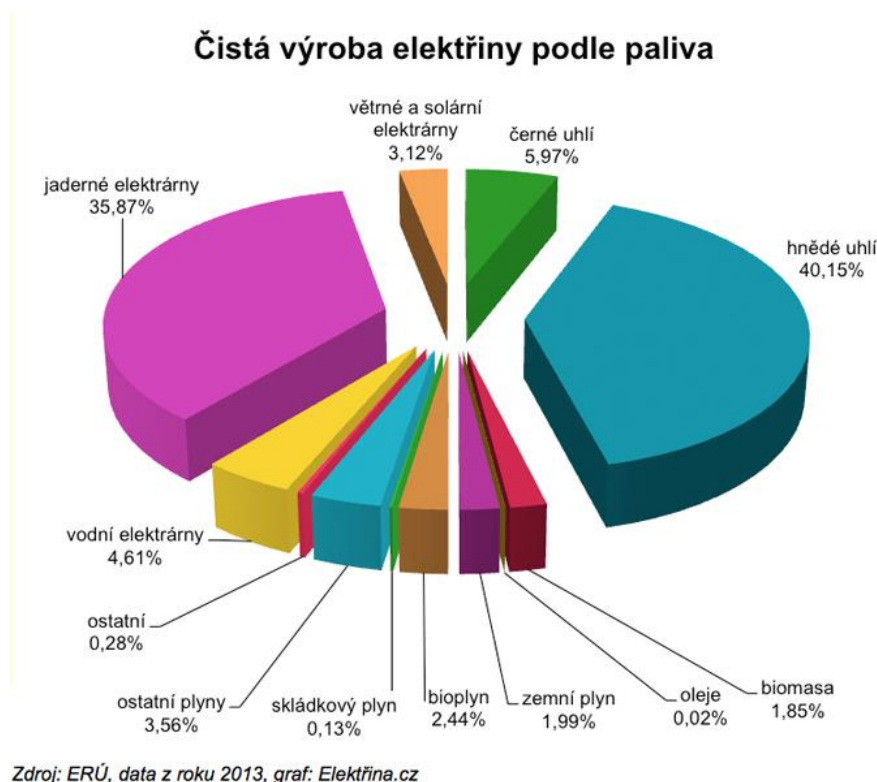
4 Energetický význam a potenciál biomasy

4.1 Biomasa ve světě

Biomasa ve světě tvoří značný podíl paliv používající se k energetickým účelům. V roce 2015 byl tento podíl téměř 10%. [2] Na tento podíl biomasy jako energetického paliva mají velký vliv zvláště rozvojové země, kde biomasa tvoří velké procento zdrojů energie. [1] Jedná se tedy o významné palivo pro světovou energetiku. Obnovitelné zdroje energie jsou všeobecně podporovány, například dotacemi Evropské unie. [3]

4.2 Biomasa v ČR

V České republice se například elektřina vyrábí převážně v uhelných a jaderných elektrárnách. V roce 2013 byl podíl obnovitelných zdrojů energie na čisté výrobě elektrické energie přibližně 12% a podíl biomasy 1,85%. [4] Výrobu čisté elektřiny podle paliva v ČR v roce 2013 pak můžeme vidět v následujícím grafu.



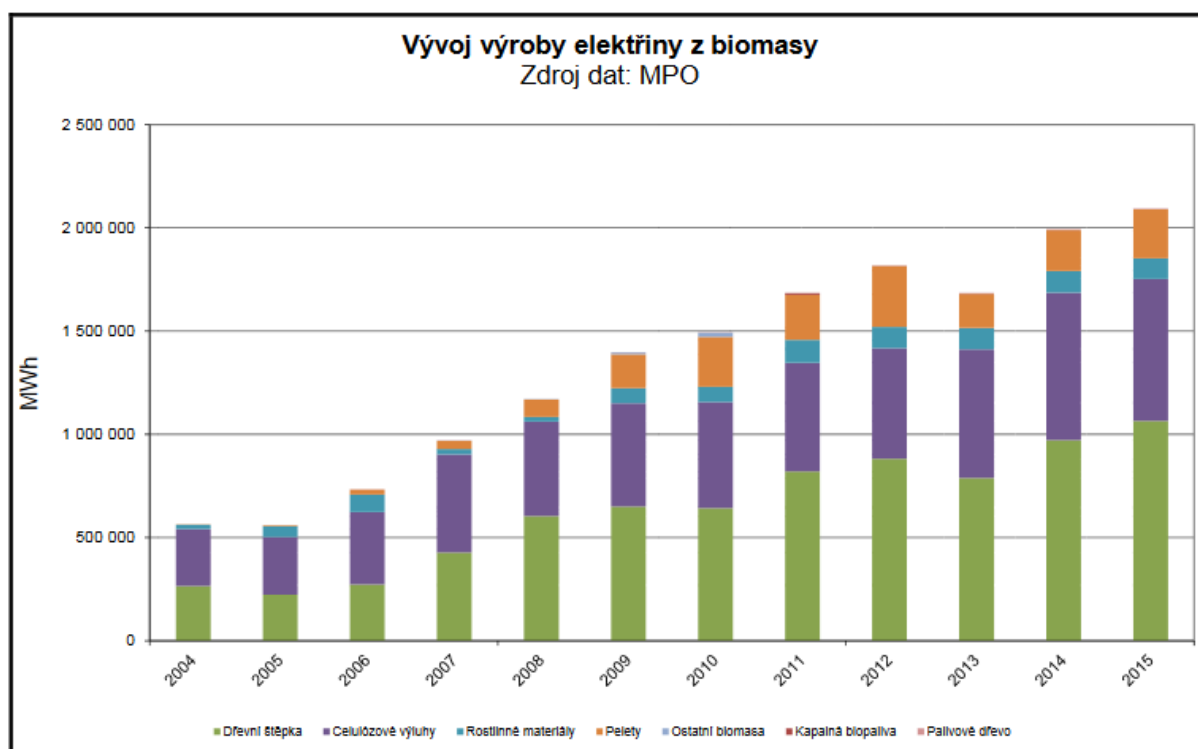
Graf 1: Čistá výroba elektřiny dle paliva v ČR v roce 2013 [4]

Biomasa nálezá využití zvláště v rodinných domech, kde se, především dřevo, používá jako palivo pro vytápění. Jde o několik desítek tisíc rodinných domů. Kotle v těchto domech spalují polenové dřevo a jejich tepelný výkon nepřesahuje 50 kW. Pálení dřeva v otevřeném krbu doprovází nenahraditelná atmosféra, která přispívá k domácí pohodě. Proto je biomasa ve formě dřeva tolik oblíbená především v domácnostech. Nevýhodou může být skladování dřeva. Důležité je také spalovat suché dřevo, nejlépe až rok skladované na suchém místě s přístupem proudícího vzduchu. Takto vysušené dřevo může mít až dvojnásobnou výhřevnost. [5] Správné skladování dřeva tedy majitelům značně šetří peníze.

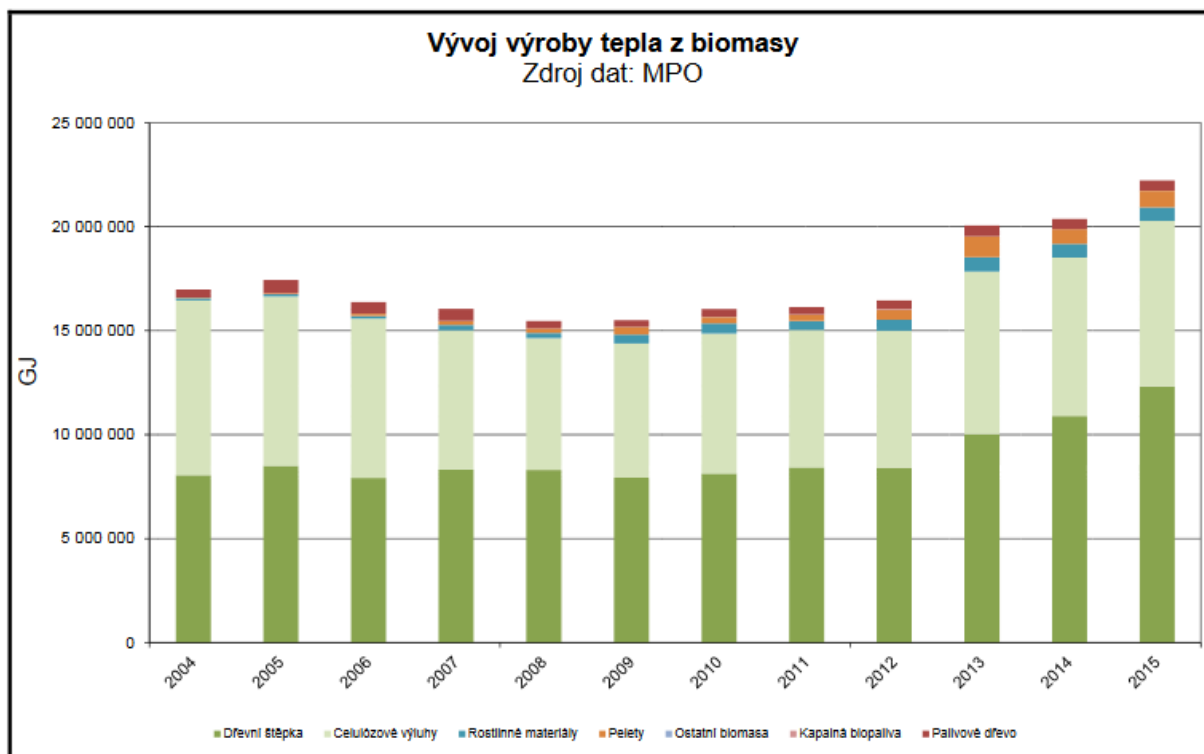
V českém průmyslu existuje více než 100 zdrojů využívající biomasu s výkonem nad 1 MW. V poslední době se rozšířilo i spoluspalování biomasy v konvenčních tepelných elektrárnách či teplárnách využívající tuhá fosilní paliva. [1]

4.2.1 Biomasa v ČR dle druhu

Nejvyšší podíl na výrobě elektřiny a tepla v ČR má z hlediska biomasy pevná biomasa, nejvíce dřevní štěpka. [6] V následujících grafech můžeme vidět vývoj výroby elektřiny a tepla z biomasy v ČR dle jednotlivých druhů do roku 2015.



Graf 2: Vývoj výroby elektřiny z biomasy [6]



Graf 3: Vývoj výroby tepla z biomasy [6]

4.3 Dřevo a dřevní pelety

Dřevní štěpka bývá zpracovávána především průmyslově a před vznikem energetických jednotek na její využití se jednalo vlastně o odpad. Další odpad, který nelze štěpkovat, se zpracovává na pelety (několik centimetrů dlouhé válečky) a brikety (větší válce nebo kvádry). [5]

Dřevní pelety a brikety je již vlhkosti zbavená a vylisovaná dřevní štěpka. Takto upravené palivo je sice dražší, ale absence vlhkosti zvyšuje výhřevnost paliva. Spalování dřevních pelet je považováno za moderní, ekologický a komfortní způsob vytápění. Pelety mají vysokou účinnost a kotle mohou být vybaveny automatickými zásobníky, takže se uživatel během dne o nic nestará. Zatímco brikety mohou být spalovány v běžném krbu či kotli na dřevo, pro efektivní topení peletami je potřeba speciální kotel. Kotle na biomasu jsou dlouhodobě podporovány různými dotačními programy. [7]

4.3.1 Výhřevnost dřeva

Výhřevnost dřeva se dá srovnat s výhřevností hnědého uhlí. Na rozdíl od uhlí je však topení dřevem mnohem ekologičtější a často i ekonomičtější. Při vytápění dřevem však nemusí být nutně používán pouze jeden druh. Naopak – topit se dá rozmanitými typy dřevin. Co se jejich výhřevnosti týče, obecně platí, že z 1 kg je výhřevnost u všech druhů dřeva zhruba stejná a činí 4,3 kWh. Rozdíl je pouze v objemu (množství) spalovaného dřeva. V každém případě však platí pravidlo, že čím lépe je dřevo vysušené (s vlhkostí 20% a nižší), tím je výhřevnější. [8]

V následující tabulce můžeme srovnat výhřevnost pro jednotlivé druhy dřeva a některé další druhy biomasy používané pro spalování.

Druh paliva	Obsah vody	Výhřevnost
	[%]	[MJ/kg]
Listnaté dřevo	15	14,605
Jehličnaté dřevo	15	15,584
borovice	20	18,4
vrba	20	16,9
olše	20	16,7
habr	20	16,7
akát	20	16,3
dub	20	15,9
jedle	20	15,9
jasan	20	15,7
buk	20	15,5
smrk	20	15,3
bříza	20	15,0
modřín	20	15,0
topol	20	12,9
Dřevní štěpka	30	12,18
Sláma obilovin	10	15,49
Sláma kukuřice	10	14,40
Lněné stonky	10	16,90
Sláma řepky	10	16,00

Tabulka 1: Výhřevnost dřeva a dalších druhů biomasy [9]

4.3.2 Dřevní pelety

K topení peletami se začíná přiklánět stále více domácností i firem. Jedná se totiž o palivo s výbornou výhřevností kolem 18 MJ/kg, resp. 5 kWh/kg [10] [11], čímž zdárně konkuruje mnohým druhům uhlí. Na rozdíl od uhlí se pak jedná o velmi čistý a komfortní způsob vytápění. V porovnání s fosilními palivy pak mají pelety v dlouhodobém horizontu ustálené ceny. [10]

Cena za kilogram pelet se stabilně pohybuje kolem 6 Kč včetně daně. Pelety si stále udržují cenový odstup od zemního plynu a výrazněji pak od elektřiny. Oproti vytápění plynem a elektřinou tak lze při topení peletami dosáhnout nižších nákladů. V závislosti na roční spotřebě lze například s dřevními peletami z českého smrkového dřeva ušetřit až 30 000 Kč ročně. Ceny pelet se mění v průběhu roku, a tak je možné snížit náklady na topení ještě více, pokud jsou zásoby paliva vytvořeny s předstihem. Na jaře a v létě totiž bývají ceny pelet výrazně nižší než v jiných obdobích. [10]

4.3.2.1 Vlastnosti a parametry

Peleta je palivo ryze rostlinného původu s řadou příznivých vlastností a parametrů. Jde o granule s průměrem od 6 do 20 mm, které se vyrábí zhruba do délky 40 mm. Podoba granulí je dosažena vysokotlakým lisováním dřevního odpadu (především pilin) za teploty, při které lignin plastifikuje a přejímá funkci pojiva udržující pelety v příslušném tvaru. Kromě toho lignin chrání pelety proti přijímání vlhkosti při jejich uskladnění. [11]

Pelety se vyrábí ve specializovaných výrobnách, které jsou označovány jako peletárny. Někdy se k jejich výrobě také používá sláma, řepková sláma či průmyslový šťovík. Mezi základní parametry tohoto fytopaliva patří především jeho nízká popelnavost (do 1%) a nízký obsah vody (do cca 10%). Nízký obsah popela znamená nižší nároky na obsluhu kotle. Jelikož jde o přírodní palivo, popel je možné následně využít jako kvalitní hnojivo. Nízká vlhkost zase zaručuje vysokou výhřevnost. Pevnost pelet významně ovlivňuje obsah dřevního prachu. Povaha pelet snižuje nároky na skladovací prostory za podmínek udržení suchého prostředí. [11] [10]

4.3.2.2 Technologie výroby

Vstupní surovinu pro výrobu pelet tvoří odpady vznikající při prvotním pilařském zpracování nebo při těžbě dřeva. Nejvhodnější jsou piliny a suchý odpad dřevoprůmyslu, který by měl mít minimální obsah dřevního prachu. Vlhkost pilin by neměla přesahovat hranici 10 %, vyšší vlhkost suroviny se odstraňuje umělým sušením. Vysušením vstupní suroviny a jejím následným zpracováním peleta získává správné vlastnosti, jako je vysoká výhřevnost a mechanická stálost. [11] [12]

Surovina se upraví na vhodnou velikost kladívkovým drtičem, který se zařazuje před vlastní peletizací. Hlavní stroj pro výrobu pelet je protlačovací matricový lis (talířový, prstencový nebo plochý). Protlačováním materiálu otvory matrice o potřebném průměru vznikají pelety o vysoké teplotě a křehkosti. Následuje ochlazení, pelety dosáhnou potřebné pevnosti a trvanlivosti. [11]

Vyrobené pelety je před distribucí nutné bezpečně uskladnit. Teprve podle potřeby jsou pak ze zásobníku odebírány buď k plnění do plastových pytlů o hmotnosti 15 kg,

nebo k nafoukání do speciálních cisteren, které pelety rozváží přímo ke konečným odběratelům. Někdy se také pelety plní do textilních big-bagů o hmotnosti 1 tuny pro větší objemy závozu. [12]



Obrázek 2: Dřevní pelety ve výrobě [12]



Obrázek 3: Pelety na paletách - každá paleta nese 1 tunu pelet [12]

4.3.3 Kotle na dřevní pelety

Topení peletami vyžaduje speciální kotel navržený přímo na spalování dřevních pelet. Obecně se dá říci, že kotle na pelety a topení peletami celkově je ekonomicky výhodná varianta oproti jiným variantám, a to především díky vysoké účinnosti kotlů na pelety, přijatelné ceně paliva na českém trhu, a také díky kotlíkovým dotacím, které mohou pokrýt až 85% ceny nového kotle. [13]

Kotle na pelety jsou plně automatizované, a proto není potřeba se o kotel téměř vůbec starat. Tato vlastnost zaručuje pohodlné vytápění rodinného domu a zároveň umožňuje použití kotlů na pelety i ve větších výkonech pro vytápění větších objektů. Peletami je vytápěná například celá nemocnice Na Pleši a přilehlé okolí v okrese Příbram, kde funguje kotel na pelety o výkonu 1200 kW. [14]

4.3.3.1 Vnitřní uspořádání kotle a způsoby skladování paliva

Jelikož jsou kotle na pelety automatizované, je potřeba zajistit také automatizovaný přívod paliva do ohniště (na rošt). Stejně tak je potřeba skladovat palivo tak, aby systém přívodu paliva měl vždy k dispozici dostatek pelet, a aby kromě doplnění zásobníku s peletami nebylo třeba ručně zasahovat do chodu kotle.

V zásadě existují dvě možnosti skladování paliva před spalováním. Palivo může být skladováno buď v zásobníku, který je přímo v kotli (Obrázek 4) nebo může být zásobník s palivem umístěn mimo kotel (Obrázek 5). Druhá varianta je typická pro větší výkony kotlů. S rostoucím výkonem roste i spotřeba paliva za jednotku času, proto je nutno zajistit dostatek paliva v zásobníku a zásobník musí být tedy větší.



Obrázek 5: Zásobník s palivem přímo v prostoru kotle [15]



Obrázek 4: Zásobník s palivem mimo prostor kotle [15]

Zásobník přímo v kotli se používá u kotlů s menším výkonem. V závislosti na objemu zásobníku stačí jeho zásoba pelet na 1 až 10 dní. Zásobník mimo kotel postačí standardně na celou topnou sezónu. V případě velmi velkých výkonů kotlů je výhodné skladovat zásoby pelet v samostatné místnosti, která je součástí kotelny (Obrázek 6). Možné jsou i kombinace těchto variant. Výhodou skladování velkého množství pelet jsou nižší náklady na dovoz paliva, jelikož není nutné časté doplňování zásob. [15]



Obrázek 6: Skladování pelet v samostatné místnosti [15]

4.3.3.2 Podavač a rošt

Přesun pelet ze zásobníku či skladovací místnosti na rošt ke spálení bývá zajištěn pomocí podavače. Tento podavač je obvykle šnekový s pružnou hadicí, která je připojena na plnicí trubku a obsahuje rovněž bezpečnostní klapku proti zpětnému vznícení pelet. Stejný princip také může zajišťovat odvod popela pod roštem. Tento systém můžeme vidět na Obrázku 4 a 5. [15]

U kotlů s menšími výkony na lokální vytápění bývá častý tradiční pevný rošt, nejstarší druh roštu. Topí se zde palivovým dřevem. Primární vzduch je přiváděn zespodu. Dřevo je přikládáno na žhavou vrstvu a je zapáleno spodním zápalem. Tento typ roštu má velkou ztrátu mechanickým nedopalem. [16]

Kotle na dřevní peletky mají nejčastěji posuvné rošty s pohyblivou vrstvou paliva. Cílem je zde maximalizovat prohoření veškerého paliva, posun paliva a zlepšit odvod popelu z ohniště. Rošty tohoto typu jsou tvořeny roštnicemi, kterými je možno pohybovat. K tomu se u kotlů na pelety využívá válečkový mechanismus, který zajišťuje automatizovaný chod příkládání.

4.3.3.3 Vířiče

Přestup tepla v kotlovém výměníku může být zvýšen pomocí vířičů. Vířiče se používají u žárotrubných výměníků (uvnitř trubek proudí spaliny). Vířiče zvyšují rychlost a turbulenci spalin proudících v trubkách, a tím zlepšují přestup tepla konvekcí. V oblasti vyšších teplot spalin též podporují intenzitu sálání. Vířiče jsou často pohyblivé, proto je další výhodou využití vířičů možnost čistit trubky výměníků od nánosů ze spalování biomasy, často automatizovaně. Tím odpadá potřeba výměník často manuálně rozebírat a provádět údržbu vnitřní strany trubek. V kapitole 8 je popsáno řešení přestupu tepla pomocí vířičů ve výměníku (ekonomizéru) použitého v této práci.

5 Zadání

Cílem této práce je navrhnout kotel spalující biomasu. Návrh provádím tak, že provedu výpočty jednotlivých částí kotle (ekonomizér, spalovací komora), které pak navrhnu na základě výsledků z dílčích výpočtů. Výstupy jedné části, které mají vliv na část druhou jsou v souladu, a kotel je tedy navržen jako celek. Před samotným propočtem a návrhem jednotlivých částí kotle je však potřeba provést několik výpočtů, abychom dostali parametry kotle, ze kterých budeme vycházet při návrhu. Jedná se o základní parametry paliva, spalin a kotle. Těmto výpočtům se věnuje kapitola 6 a 7. Všechny vzorce a informace jsou čerpány z [17]. Tato literatura odpovídá správnému postupu při návrhu kotle pro případ řešený v této práci.

Zadány jsou následující informace:

- druh paliva,
- prvkové složení hořlaviny paliva C^{daf} , H^{daf} , S^{daf} , N^{daf} , O^{daf} ,
- obsah popela v palivu v bezvodném stavu A^d ,
- obsah vody v palivu v původním vzorku W^r ,
- spalné teplo hořlaviny paliva Q_S^{daf} ,
- požadovaný výkon kotle.

V následující tabulce jsou tyto hodnoty vyčísleny.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Druh paliva	Dřevní pelety	-
C^{daf}	0,5096	-
H^{daf}	0,0693	-
S^{daf}	0,0001	-
N^{daf}	0,0026	-
O^{daf}	0,4184	-
A^d	0,0162	-
W^r	0,0779	-
Q_S^{daf}	20 334,6	kJ/kg
Požadovaný výkon kotle	150	kW

Tabulka 2: Zadané hodnoty

6 Přípravné výpočty

Cílem této kapitoly je především provést základní výpočty týkající se paliva a jeho spalování. Na konci kapitoly je sestaven I-t diagram spalin, který je klíčový pro následující kapitoly.

6.1 Přepočty paliva

Pro další postup je potřeba získat vyjádření paliva tak, aby co nejvhodněji popisovalo jeho složení a energetický obsah. Jde o vyjádření složení paliva, jeho spalné teplo a výhřevnost v původním stavu. K tomu slouží přepočty paliva.

Podíl popela v původním vzorku se vypočítá dle vzorce

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r)$$

V našem případě tedy

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) = 0,0162 \cdot (1 - 0,0779) = 0,01494$$

Jednotlivé složky paliva

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,5096 \cdot (1 - 0,01494 - 0,0779) = 0,4623$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0693 \cdot (1 - 0,01494 - 0,0779) = 0,06287$$

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0001 \cdot (1 - 0,01494 - 0,0779) = 9,072 \cdot 10^{-5}$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0026 \cdot (1 - 0,01494 - 0,0779) = 0,002359$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,4184 \cdot (1 - 0,01494 - 0,0779) = 0,3796$$

Podobně vyjádříme i spalné teplo a výhřevnost původního vzorku

$$Q_S^r = Q_S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 20\,334,6 \cdot (1 - 0,01494 - 0,0779) = 18\,446,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} Q_i^r &= Q_S^r - 2453 \cdot (W^r + 9 \cdot H^r) = 18\,446,8 - 2453 \cdot (0,0779 + 9 \cdot 0,06287) = \\ &= 16\,867,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

kde konstanta 2453 [kJ/kg] představuje skupenské kondenzační teplo vodní páry.

6.2 Stechiometrické výpočty

Cílem stochiometrických výpočtů je zjištění objemu vzduchu potřebného pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin, které při spalování vznikají. Základem těchto výpočtů jsou chemické reakční rovnice a bilance látkových množství. Pro návrh kotle většinou stačí použít zjednodušený model dokonalého spalování. Tento model je proto použit i v této práci.

Vychází se ze složení paliva v hmotnostních podílech pro původní stav, které byly vyjádřeny v kapitole 6.1. Vypočtené objemy jsou uvedeny pro normální podmínky ($T = 273 \text{ K}$, $p = 101\,325 \text{ Pa}$) na 1 kg spáleného paliva. Jednotka je tedy Nm^3/kg (normální metr krychlový na kilogram). Předpokladem je, že kyslík vázaný v hořlavině paliva se při spalování uvolní a zapojí se do hoření.

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$\begin{aligned} O_{O_2 \min} &= 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) = \\ &= 22,39 \cdot \left(\frac{0,4623}{12,01} + \frac{0,06287}{4,032} + \frac{9,072 \cdot 10^{-5}}{32,06} - \frac{0,3796}{32} \right) = 0,9454 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

6.2.1 Objem vzduchu

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{0,9454}{0,21} = 4,5021 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Podíl vodní páry připadající na 1 Nm^3 suchého vzduchu se obvykle respektuje součinitelem χ_v ,

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''}$$

kde φ [%] je relativní vlhkost vzduchu, p'' [MPa] je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu vzduchu t_v a p_c [MPa] je celkový tlak, který byl zvolen 0,1 MPa. Teplotu t_v volím 20 °C, které odpovídá tlak $p'' = 0,002\,336\,8 \text{ MPa}$. Relativní vlhkost byla zvolena $\varphi = 70 \%$. Těmto hodnotám odpovídají běžné klimatické podmínky, kterým odpovídá součinitel $\chi_v = 1,016$.

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} = 1,016 \cdot 4,5021 = 4,5769 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vodní páry v tomto objemu

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 4,5769 - 4,5021 = 0,07487 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

V praxi se spalování provádí s větším množstvím vzduchu než jaké vyjadřuje hodnota $O_{VV \min}$. Tato hodnota je čistě teoretická. Při spalování na této hodnotě by docházelo k vysokým nedopalům paliva. Proto je potřeba zavést součinitele přebytku spalovacího vzduchu α . Ten vyjadřuje kolikrát více spalovacího vzduchu je skutečně dodáváno do spalování oproti teoretické hodnotě.

Tedy

$$\alpha = \frac{O_{VV}}{O_{VV \min}}$$

kde O_{VV} [Nm^3/kg] je skutečné množství spalovacího vzduchu. Pro případ spalování řešený v této práci byl vedoucím práce zadán součinitel přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1,6$.

Potom

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VV \min} = 1,6 \cdot 4,5769 = 7,3231 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

6.2.2 Objem spalin

Objem suchých spalin je dán součtem plynných složek, které při spalování vznikají nebo do spalin přecházejí ze spalovacího vzduchu, bez uvažování vlhkosti.

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar}$$

Objemy jednotlivých složek:

Objem oxidu uhličitého

$$\begin{aligned} O_{CO_2} &= \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4623 + 0,0003 \cdot 4,5021 = \\ &= 0,8582 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Objem oxidu siřičitého

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 9,072 \cdot 10^{-5} = 6,194 \cdot 10^{-5} \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem dusíku

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,002359 + 0,7805 \cdot 4,5021 = \\ = 3,5157 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem argonu a dalších vzácných plynů ze vzduchu

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0,0092 \cdot 4,5021 = 0,04142 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem suchých spalin je pak

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,8582 + 6,194 \cdot 10^{-5} + 3,5157 + 0,04142 = \\ = 4,4154 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,06287 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,0779 + 0,07487 \\ = 0,8702 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 4,4154 + 0,8702 = 5,2856 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Skutečný objem spalin z 1 kg paliva

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} = 5,2856 + (1,6 - 1) \cdot 4,5769 = 8,0318 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Všechny tyto objemy platí pro normální podmínky a neodpovídají tedy skutečným objemům za reálných podmínek. Pro převod na reálný objem postačí stavová rovnice ideálního plynu.

Proto skutečný objem spalin za reálných podmínek $O_{SV}^{ts,ps}$ je pak

$$O_{SV}^{ts,ps} = O_{SV} \cdot \frac{273 + t_S}{273} \cdot \frac{0,101325}{p_S}$$

kde t_s [°C] je reálná teplota spalin za kotlem a p_s [MPa] je reálný tlak spalin za kotlem. Korekce objemu na tlak je zanedbatelná, korekce na teplotu je však zásadní. Teplota spalin za kotlem byla zvolena vedoucím práce na hodnotu $t_s = 150$ °C. Tlak spalin za kotlem byl volen atmosférický, $p_s = 0,101325$ MPa.

Výsledný objem po korekci je tedy

$$O_{SV}^{t_s, p_s} = O_{SV} \cdot \frac{273 + t_s}{273} \cdot \frac{0,101325}{p_s} = 8,0318 \cdot \frac{273 + 150}{273} \cdot \frac{0,101325}{0,101325} = 12,4449 \text{ m}^3/\text{kg}$$

6.3 I-t diagram spalin

I-t diagram spalin vyjadřuje entalpii spalin v závislosti na jejich teplotě. Konstrukce tohoto diagramu je velmi důležitá pro pozdější tepelné bilance ekonomizéru a kotle obecně. Pro tyto bilance potřebujeme znát teplo, které je spalinám odebíráno. K tomu slouží entalpie spalin. Pro zjednodušení bilančních vztahů je výhodné jako vztažnou jednotku entalpie brát objem spalin, který vznikne spálením 1 kg paliva. Entalpie spalin pak má jednotku kJ/kg_{paliva}.

Entalpii spalin lze vyjádřit jako součet entalpií jednotlivých složek spalin včetně popílku. Entalpie spalin při teplotě t a s přebytkem spalovacího vzduchu α je pak

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

kde $I_S^t \min$ [kJ/kg_{paliva}] je entalpie spalin při přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1$ a $I_V^t \min$ [kJ/kg_{paliva}] je entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t . Tyto dvě entalpie se spočítají podle vztahů

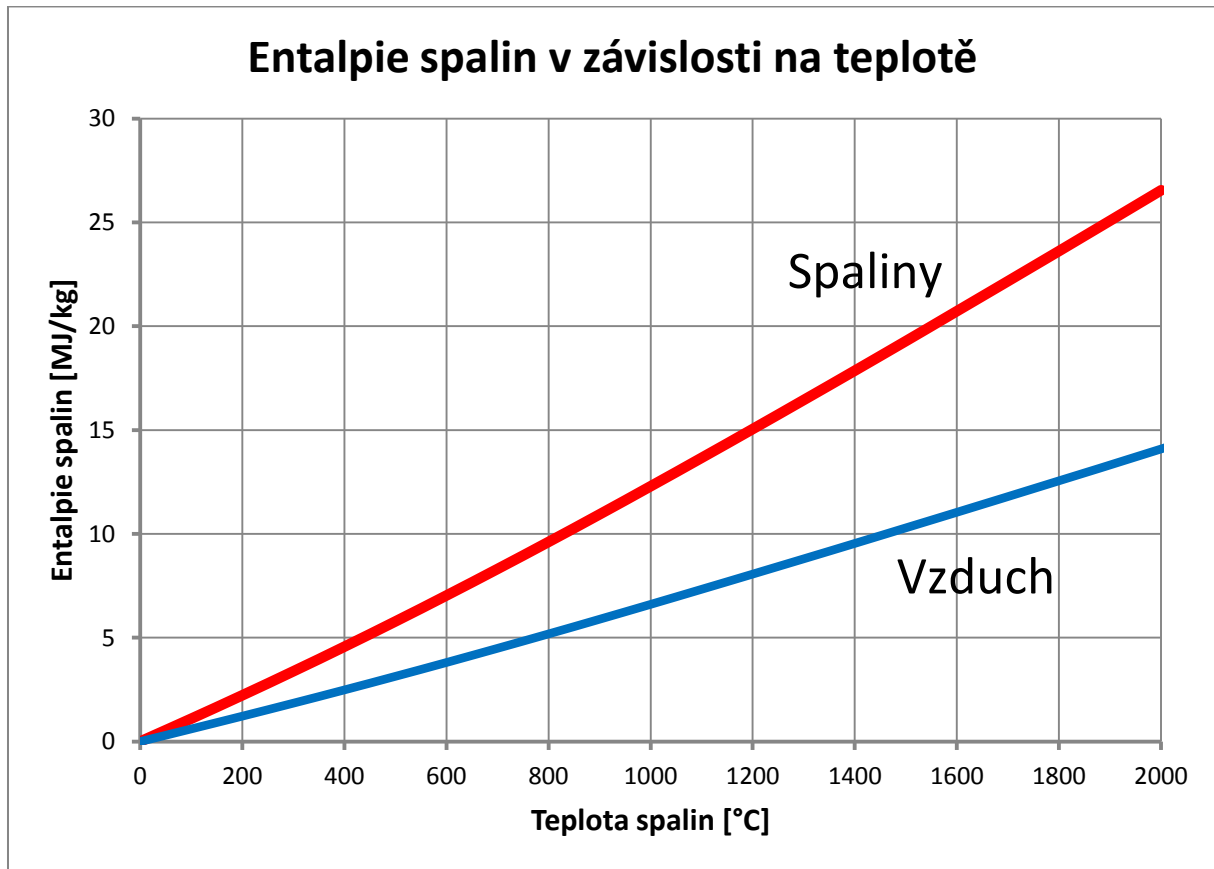
$$I_S^t \min = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t$$

a

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

V těchto vztazích jsou entalpie jednotlivých složek vyjádřeny výrazy i_i^t [kJ/Nm³]. Výraz $a_{\dot{u}}$ [-] vyjadřuje poměrný úlet popílku z ohniště vztažený k celkovému obsahu popela v palivu A^r , který byl stanoven vedoucím práce na $a_{\dot{u}} = 0,4$. Pro entalpie jednotlivých složek byly použity hodnoty dle [18].

Nyní máme všechny potřebné hodnoty pro sestavení I-t diagramu spalin.



Graf 4: I-t diagram spalin

7 Základní bilance kotle

Předmětem této kapitoly je výpočet jednotlivých ztrát kotle, ze kterých se pak určí účinnost kotle. Dalším cílem je určení spotřeby paliva pro dosažení požadovaného výkonu 150 kW.

7.1 Redukovaná výhřevnost

Pro určení účinnosti kotle je potřeba znát tepelný příkon kotle, který se vyjádří z redukované výhřevnosti. Ta zahrnuje celkové teplo přivedené do kotle vztažené na 1 kg paliva. Redukovaná výhřevnost se v našem případě spočítá dle vztahu

$$Q_{i\ red} = Q_i^r + i_{pv}$$

kde i_{pv} [kJ/kg_{paliva}] je fyzické teplo paliva.

Pro výpočet fyzického tepla paliva je potřeba znát měrné teplo sušiny paliva c_{su} [kJ·kg⁻¹·K⁻¹]. Pro palivo tohoto kotle (dřevní pelety) bylo voleno $c_{su} = 1,13 \frac{kJ}{kg \cdot K}$. Dále je třeba znát teplotu paliva t_{pv} [°C]. Zde byla volena pokojová teplota $t_{pv} = 20$ °C.

Pak platí

$$i_{pv} = t_{pv} \cdot [4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r)]$$

Výraz

$$[4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r)]$$

vyjadřuje měrnou tepelnou kapacitu paliva.

Takže můžeme psát

$$[4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r)] = c_{pv}$$

kde c_{pv} [kJ·kg⁻¹·K⁻¹] je měrná tepelná kapacita paliva.

Fyzické teplo paliva je tedy

$$\begin{aligned} i_{pv} &= t_{pv} \cdot [4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r)] = 20 \cdot [4,19 \cdot 0,0779 + 1,13 \cdot (1 - 0,0779)] = \\ &= 27,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

A redukováaná výhřevnost potom

$$Q_{i\ red} = Q_i^r + i_{pv} = 16\ 867,8 + 27,4 = 16\ 895,2\ \text{kJ/kg}$$

7.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Účinnost kotle je jedním ze základních parametrů tohoto zařízení. Pro určení účinnosti kotle je klíčové odhadnout jeho tepelné ztráty. Ztráty, které zde budou odhadnuty jsou:

- ztráta mechanickým nedopalem,
- ztráta chemickým nedopalem,
- ztráta sáláním a vedením tepla do okolí,
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků,
- ztráta citelným teplem spalin (komínová).

7.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Tato ztráta představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích. Druhy tuhých zbytků jsou uvažovány následující:

- škvára,
- propad,
- úlet.

Pro odhad této ztráty platí

$$Z_c = \frac{Q_{ci}}{Q_{i\ red}} \cdot \left(\frac{C_s \cdot X_s}{1 - C_s} + \frac{C_r \cdot X_r}{1 - C_r} + \frac{C_u \cdot X_u}{1 - C_u} \right) \cdot A^r$$

kde

C_s [-] je podíl hořlaviny ve škváře

C_r [-] je podíl hořlaviny v propadu

C_u [-] je podíl hořlaviny v úletu

X_s [-] je podíl popela ve škváře z celkového množství v palivu A^r

X_r [-] je podíl popela v propadu z celkového množství v palivu A^r

X_u [-] je podíl popela v úletu z celkového množství v palivu A^r

Q_{ci} [kJ/kg] je výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků

Tyto parametry byly voleny a jsou uvedeny v Tabulce 3.

Parametr	Hodnota	Jednotka	Poznámka
C_s	0,1	-	-
C_r	0,1	-	-
$C_{\dot{u}}$	0,1	-	-
X_s	0,45	-	$1 - X_r - X_{\dot{u}} - 0,05$ *)
X_r	0,1	-	-
$X_{\dot{u}}$	0,4	-	-
Q_{ci}	32 600	kJ/kg	Dle [19]

Tabulka 3: Volené hodnoty pro ztrátu mechanickým nedopalem

*) Předpokládá se, že část popela se zplyní a část odchází ve velmi jemné frakci, která neobsahuje spalitelné látky. Tento zbytek byl zvolen 0,05.

Ztráta mechanickým nedopalem je tedy

$$Z_c = \frac{Q_{ci}}{Q_{i\text{red}}} \cdot \left(\frac{C_s \cdot X_s}{1 - C_s} + \frac{C_r \cdot X_r}{1 - C_r} + \frac{C_{\dot{u}} \cdot X_{\dot{u}}}{1 - C_{\dot{u}}} \right) \cdot A^r =$$

$$= \frac{32\,600}{16\,895,2} \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 0,45}{1 - 0,1} + \frac{0,1 \cdot 0,1}{1 - 0,1} + \frac{0,1 \cdot 0,4}{1 - 0,1} \right) \cdot 0,01494 = 0,003042$$

7.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalinách.

Pro ztrátu chemickým nedopalem platí

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\text{min}}}{(21 - O_{2\text{ref}}) \cdot Q_{i\text{red}}}$$

kde $mgCO$ [mg/Nm^3] je emisní limit CO a $O_{2\text{ref}}$ [%] je obsah kyslíku pro referenční stav spalin. Pro dřevo platí $O_{2\text{ref}} = 11$ %. Hodnota $mgCO$ byla zadána vedoucím práce jako $mgCO = 60 mg/Nm^3$.

Ztráta chemickým nedopalem je pak rovna

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\text{min}}}{(21 - O_{2\text{ref}}) \cdot Q_{i\text{red}}} = \frac{0,2116 \cdot 60 \cdot 4,4154}{(21 - 11) \cdot 16\,895,2} = 0,0003318$$

7.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Tato ztráta zahrnuje množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí. Pro tento kotel byla hodnota této ztráty stanovena vedoucím práce na

$$Z_{sv} = 0,015$$

7.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Skládá se podobně jako ztráta mechanickým nedopalem ze ztráty ve škváře, propadu a úletu. Počítá se dle vztahu

$$Z_f = \frac{c_i \cdot t_i}{Q_{i\text{red}}} \cdot \left(\frac{X_s}{1 - C_s} + \frac{X_r}{1 - C_r} + \frac{X_u}{1 - C_u} \right) \cdot A^r$$

kde c_i [kJ·kg⁻¹·K⁻¹] je měrná tepelná kapacita tuhých zbytků (pro všechny druhy tuhých zbytků byla volena jedna hodnota) a t_i [°C] je teplota tuhých zbytků (pro všechny druhy tuhých zbytků byla volena jedna hodnota).

Teplota tuhých zbytků t_i byla volena vedoucím práce jako $t_i = 60$ °C. Hodnotu c_i odečteme dle [20] pro volenou teplotu t_i . Odečtená hodnota pak je $c_i = 0,77796 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$.

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků je poté rovna

$$\begin{aligned} Z_f &= \frac{c_i \cdot t_i}{Q_{i\text{red}}} \cdot \left(\frac{X_s}{1 - C_s} + \frac{X_r}{1 - C_r} + \frac{X_u}{1 - C_u} \right) \cdot A^r = \\ &= \frac{0,77796 \cdot 60}{16\,895,2} \cdot \left(\frac{0,45}{1 - 0,1} + \frac{0,1}{1 - 0,1} + \frac{0,4}{1 - 0,1} \right) \cdot 0,01494 = 4,356 \cdot 10^{-5} \end{aligned}$$

7.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová)

Ztráta komínová představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Jde o nejvýznamnější ztrátu, a proto má největší vliv na účinnost kotle. Přibližné určení této ztráty se provede podle vztahu

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - I_S^{t_{vz}, \alpha_k}}{Q_{i\text{red}}}$$

kde $I_S^{t_k, \alpha_k}$ [kJ/kg] je entalpie spalin při teplotě spalin za kotlem $t_k = 150$ °C a přebytku spalovacího vzduchu za kotlem $\alpha_k = 1,6$ a $I_S^{t_{vz}, \alpha_k}$ [kJ/kg] je entalpie spalin při teplotě vzduchu v kotelně $t_{vz} = 25$ °C a při $\alpha_k = 1,6$.

Tyto hodnoty jsou odečteny z I-t diagramu spalín (kapitola 6.3), a tedy

$$I_S^{t_k, \alpha_k} = 1663,87 \text{ kJ/kg}$$

$$I_S^{t_{vz}, \alpha_k} = 274,94 \text{ kJ/kg}$$

Komínová ztráta je pak rovna

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - I_S^{t_{vz}, \alpha_k}}{Q_{i \text{ red}}} = (1 - 0,003042) \cdot \frac{1663,87 - 274,94}{16\,895,2} = 0,08196$$

Vidíme, že tato ztráta má skutečně nejvyšší podíl na celkových ztrátách kotle.

7.2.6 Účinnost kotle

Účinnost kotle se spočítá jednoduchým součtem všech poměrných tepelných ztrát a odečtením tohoto součtu od stoprocentní účinnosti.

Platí tedy

$$\begin{aligned} \eta_k &= 1 - Z_c - Z_{CO} - Z_{sv} - Z_f - Z_k = \\ &= 1 - 0,003042 - 0,0003318 - 0,015 - 4,356 \cdot 10^{-5} - 0,08196 = \\ &= 0,899623 \end{aligned}$$

7.3 Spotřeba paliva

Vyjadřuje skutečné množství paliva přivedeného do kotle při požadovaném výkonu.

Platí jednoduchý vztah

$$M_{pal} = \frac{P}{Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k}$$

kde P [kW] je požadovaný výkon kotle.

Po dosazení vyjde spotřeba paliva

$$M_{pal} = \frac{P}{Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k} = \frac{150}{16\,895,2 \cdot 0,899623} = 0,009869 \text{ kg/s}$$

Pro další výpočty se však bere upravená hodnota, tzv. výpočtové množství spáleného paliva

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) = 0,009869 \cdot (1 - 0,003042) = 0,009839 \text{ kg/s}$$

8 Ekonomizér

Tato kapitola obsahuje návrh ekonomizéru. Především jde o návrh rozměrů ekonomizéru. Rozměry jsou navrženy dle výpočtu tepelné bilance ekonomizéru. V tomto kotli jde o žárotrubný výměník (ekonomizér), proto je v tomto návrhu uvažován přestup tepla pouze na straně spalin. Přestup tepla na straně vody je pro tento návrh možné bez větší chyby zanedbat.

Ekonomizér obsahuje celkem dva tahy spalin. Spaliny jsou v prvním tahu ochlazovány z 650 °C na 250 °C. A v druhém tahu jsou ochlazovány na konečných 150 °C (teplota spalin za kotlem). Jde o protiproudý výměník. Voda je ohřívána z teploty 80 °C nejdříve druhým tahem spalin a poté prvním tahem na konečnou teplotu 110 °C. Tlak vody v ekonomizéru je 5 bar.

Trubky, kterými proudí spaliny jsou uspořádány vystřídane. Jejich rozměry byly stanoveny vedoucím práce na 60x3 mm. Rychlost proudění spalin byla stanovena na 5 m/s. Tato rychlost je v obou tazích stejná, proto je v druhém tahu nižší počet trubek, kterými spaliny proudí, kvůli menšímu objemu spalin při nižší teplotě, který je dán stavovou rovnicí ideálního plynu.

Trubky výměníku obsahují vířiče, které zlepšují přestup tepla a zároveň čistí vnitřní prostor trubek. Vířiče prodlužují vzdálenost, kterou musí spaliny urazit výměníkem, a tím zvyšují využití tepla ze spalin. Vířiče jsou pohyblivé, tím je možné trubky čistit od různých usazenin ze spalin, které se zachycují na vnitřní straně trubek ekonomizéru. Zlepšení přestupu tepla díky vířičům je v tomto návrhu vyjádřeno koeficientem, který zvyšuje součinitel přestupu tepla o danou hodnotu. Tento koeficient byl zadán vedoucím práce z experimentálních dat na 1,3. To znamená, že přestup tepla s použitím vířičů je o 30 % větší než bez jejich použití.

8.1 Výkon prvního tahu

Výkon vykonaný v prvním tahu spalin spočítáme dle následujícího vztahu

$$Q_1 = M_{pv} \cdot (I_{S1}^I - I_{S2}^I)$$

kde I_{S1}^I [J/kg_{paliva}] je entalpie spalin na vstupu do prvního tahu a I_{S2}^I [J/kg_{paliva}] je entalpie spalin na výstupu z prvního tahu. Tyto entalpie odečteme z I-t diagramu spalin v kapitole 6.3 podle zadaných teplot spalin na vstupu $t_{S1}^I = 650$ °C a výstupu $t_{S2}^I = 250$ °C.

Potom tedy

$$I_{S1}^I = 7\,671\,355 \text{ J/kg}$$

$$I_{S2}^I = 2\,804\,520 \text{ J/kg}$$

a výkon prvního tahu je

$$Q_1 = M_{pv} \cdot (I_{S1}^I - I_{S2}^I) = 0,009839 \cdot (7\,671\,355 - 2\,804\,520) = 47\,884,13 \text{ W}$$

8.2 Výkon druhého tahu

Stejným postupem vypočítáme výkon v druhém tahu.

Odečtené entalpie v druhém tahu pro $t_{S1}^{II} = t_{S2}^I = 250$ °C a $t_{S2}^{II} = 150$ °C jsou

$$I_{S1}^{II} = I_{S2}^I = 2\,804\,520 \text{ J/kg}$$

$$I_{S2}^{II} = 1\,663\,870 \text{ J/kg}$$

a tedy výkon druhého tahu

$$Q_2 = M_{pv} \cdot (I_{S1}^{II} - I_{S2}^{II}) = 0,009839 \cdot (2\,804\,520 - 1\,663\,870) = 11\,222,7 \text{ W}$$

8.3 Průtok vody

Pro další výpočty je potřeba znát množství ohřívání vody v ekonomizéru. Hmotnostní průtok vody v ekonomizéru spočítáme ze zadaných teplot vody na vstupu a výstupu, zadaného tlaku vody a celkového výkonu výměníku. Teplota vody na vstupu je zadána $t_1 = 80$ °C a na výstupu $t_2 = 110$ °C.

Střední teplota vody je tedy

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{80 + 110}{2} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tlak vody byl zadán

$$p = 5 \text{ bar}$$

Dle teploty $t_{stř} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$ a tlaku $p = 5 \text{ bar}$ určíme z vlastností vody měrnou tepelnou kapacitu vody v tomto stavu.

Měrná tepelná kapacita vody při $t_{stř} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$ a $p = 5 \text{ bar}$ je rovna

$$c_p = 4209,66 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Nyní již dostaneme hmotnostní průtok vody jako

$$m_v = \frac{Q_1 + Q_2}{c_p \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{47\,884,13 + 11\,222,7}{4209,66 \cdot (110 - 80)} = 0,468 \text{ kg/s}$$

8.4 Bilance prvního tahu

Tato kapitola obsahuje výpočet několika parametrů charakterizující přestup tepla v prvním tahu. Cílem je vypočítat potřebný počet trubek a jejich délku pro předání požadovaného množství tepla.

8.4.1 Přestup tepla

Teplota vody na výstupu z prvního tahu je zadána $t_2^I = t_2 = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$. Pro další výpočty přestupu tepla potřebujeme znát také teplotu na vstupu do prvního tahu. Ta je rovna

$$t_1^I = t_2^I - \frac{Q_1}{m_v \cdot c_p^I}$$

kde c_p^I [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je měrná tepelná kapacita vody v prvním tahu. Hodnota c_p^I se určuje dle tlaku a střední teploty vody v prvním tahu. Střední teplota vody v prvním tahu je závislá na t_1^I . Hodnoty t_1^I a c_p^I jsou na sobě tedy navzájem závislé a pro jejich určení je potřeba provést iteraci.

Po správném iterování vychází

$$c_p^I = 4213,06 \frac{J}{kg \cdot K}$$

a tedy

$$t_1^I = t_2^I - \frac{Q_1}{m_v \cdot c_p^I} = 110 - \frac{47\,884,13}{0,468 \cdot 4213,06} = 85,713 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.4.1.1 Střední logaritmický teplotní spád

Střední logaritmický teplotní spád je jeden z parametrů ovlivňující přestup tepla. Jeho výpočet se provádí dle vztahu

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_{větší} - \Delta t_{menší}}{\ln \frac{\Delta t_{větší}}{\Delta t_{menší}}}$$

kde $\Delta t_{větší}$ [$^\circ\text{C}$] je větší rozdíl teplot dvou médií na jedné straně výměníku a $\Delta t_{menší}$ [$^\circ\text{C}$] je menší rozdíl teplot dvou médií na jedné straně výměníku.

V našem případě

$$\begin{aligned} \Delta t_{větší}^I &= t_{s1}^I - t_2^I = 650 - 110 = 540 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_{menší}^I &= t_{s2}^I - t_1^I = 250 - 85,713 = 164,287 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Střední logaritmický teplotní spád v prvním tahu je potom

$$\Delta t_{ln}^I = \frac{\Delta t_{větší}^I - \Delta t_{menší}^I}{\ln \frac{\Delta t_{větší}^I}{\Delta t_{menší}^I}} = \frac{540 - 164,287}{\ln \frac{540}{164,287}} = 315,737 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.4.1.2 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla je velmi důležitý parametr při bilanci výměníku. Jeho přesné určení bývá běžně největší problém. Vypočítá se ze součinitele přestupu tepla a tzv. součinitele využití plochy.

V této práci byl součinitel přestupu tepla určen dle [21]. Pro jeho určení byla zadána rychlost spalin v trubkách $w_s = 5 \text{ m/s}$. Tento součinitel je pro oba dva tahy stejný. Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 8, trubky výměníku obsahují vířiče pro zlepšení přestupu tepla. Proto nejdříve určíme předběžnou hodnotu součinitele přestupu tepla α^* , kterou poté

vynásobíme koeficientem vyjadřující změnu přestupu tepla vlivem vířičů. Tím dostaneme konečnou hodnotu přestupu tepla α_{kon} .

Předběžný součinitel přestupu tepla určený dle [21] pro $w_s = 5 \text{ m/s}$ a $D = 60 \text{ mm}$ je tedy

$$\alpha^* = 48 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Zadaná hodnota koeficientu vyjadřující změnu přestupu tepla způsobenou vířiči je pro oba dva tahy stejná a její hodnota je

$$X = 1,3$$

Konečná hodnota součinitele přestupu tepla je tedy

$$\alpha_{kon} = X \cdot \alpha^* = 1,3 \cdot 48 = 62,4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Součinitel využití plochy určuje jaký podíl teplosměnné plochy je skutečně využíván pro předávání tepelného výkonu. Tento součinitel byl určen dle [22] a dle konzultací s vedoucím práce. Hodnota součinitele využití plochy v prvním tahu je tedy

$$\xi^I = 0,8$$

Součinitel prostupu tepla v prvním tahu je pak

$$k^I = \xi^I \cdot \alpha_{kon} = 0,8 \cdot 62,4 = 49,92 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

8.4.1.3 Teplosměnná plocha

Teplosměnná plocha v prvním tahu se pak jednoduše spočítá dle vztahu

$$S^I = \frac{Q_1}{\Delta t_{ln}^I \cdot k^I}$$

a tedy

$$S^I = \frac{Q_1}{\Delta t_{ln}^I \cdot k^I} = \frac{47\,884,13}{315,737 \cdot 49,92} = 3,038 \text{ m}^2$$

8.4.2 Počet trubek

Počet trubek ve výměníku je silně závislý na rozměrech trubek. Trubky v ekonomizéru byly zadány vedoucím práce jako trubky 60x3 mm. Vnější průměr trubek je tedy 60 mm, ale pro naše výpočty potřebujeme počítat s vnitřním průměrem, protože přestup tepla probíhá zejména na straně spalin a přestup tepla na straně vody jsme zanedbali.

Vnitřní průměr trubek

$$d = 60 - 2 \cdot 3 = 54 \text{ mm} = 0,054 \text{ m}$$

Počet trubek v prvním tahu vypočítáme podle vzorce

$$n_{tr}^I = \frac{4 \cdot V_S^I}{\pi \cdot d^2 \cdot w_S}$$

kde V_S^I [m^3/s] je skutečný průtok spalin prvním tahem.

Pro V_S^I platí

$$V_S^I = \frac{t_{S \text{ stř}}^I + 273}{273} \cdot M_{pv} \cdot O_{SV}$$

kde $t_{S \text{ stř}}^I$ [$^{\circ}\text{C}$] je střední teplota spalin v prvním tahu.

Ta je rovna

$$t_{S \text{ stř}}^I = \frac{t_{S1}^I + t_{S2}^I}{2} = \frac{650 + 250}{2} = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Pak

$$V_S^I = \frac{t_{S \text{ stř}}^I + 273}{273} \cdot M_{pv} \cdot O_{SV} = \frac{450 + 273}{273} \cdot 0,009839 \cdot 8,0318 = 0,2093 \text{ m}^3/\text{s}$$

Počet trubek můžeme nyní spočítat.

$$n_{tr}^I = \frac{4 \cdot V_S^I}{\pi \cdot d^2 \cdot w_S} = \frac{4 \cdot 0,2093}{\pi \cdot 0,054^2 \cdot 5} = 18,28$$

Jelikož jde o počet trubek, musíme počítat s přirozeným číslem. Proto výpočítaný počet trubek zaokrouhlíme na skutečný počet trubek. Počet trubek v prvním tahu je tedy

$$n_{tr}^I = 18$$

8.4.3 Délka trubek

Pro výpočet délky trubek v prvním tahu platí vzorec

$$H^I = \frac{S^I}{\pi \cdot d \cdot n_{tr}^I}$$

a tedy

$$H^I = \frac{S^I}{\pi \cdot d \cdot n_{tr}^I} = \frac{3,038}{\pi \cdot 0,054 \cdot 18} = 0,9949 \text{ m}$$

8.5 Bilance druhého tahu

Bilance druhého tahu je analogická s bilancí prvního tahu. Tato kapitola tedy obsahuje pouze výsledky dílčích výpočtů, případně je poukázáno na některé odlišnosti.

8.5.1 Přestup tepla

Pro teploty vody na vstupu do druhého tahu t_1^{II} a na výstupu z druhého tahu t_2^{II} platí

$$t_1^{II} = t_1 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2^{II} = t_1^I = 85,713 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.5.1.1 Střední logaritmický teplotní spád

Pro druhý tah platí

$$\Delta t_{v\acute{e}t\acute{s}i}^{II} = t_{S1}^{II} - t_2^{II} = 250 - 85,713 = 164,287 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{m\acute{e}n\acute{s}i}^{II} = t_{S2}^{II} - t_1^{II} = 150 - 80 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

a potom

$$\Delta t_{ln}^{II} = \frac{\Delta t_{v\acute{e}t\acute{s}i}^{II} - \Delta t_{m\acute{e}n\acute{s}i}^{II}}{\ln \frac{\Delta t_{v\acute{e}t\acute{s}i}^{II}}{\Delta t_{m\acute{e}n\acute{s}i}^{II}}} = \frac{164,287 - 70}{\ln \frac{164,287}{70}} = 110,52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.5.1.2 Součinitel prostupu tepla

Jak bylo zmíněno v kapitole 8.4.1.2, součinitel přestupu tepla je pro oba dva tahy stejný. Koeficient X vyjadřující změnu přestupu tepla vlivem vířičů je také stejný.

Hodnota součinitele přestupu tepla je tedy

$$\alpha_{kon} = X \cdot \alpha^* = 1,3 \cdot 48 = 62,4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Součinitel využití plochy byl pro druhý tah volen

$$\xi^{II} = 0,85$$

A součinitel prostupu tepla pro druhý tah je tedy

$$k^{II} = \xi^{II} \cdot \alpha_{kon} = 0,85 \cdot 62,4 = 53,04 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

8.5.1.3 Teplosměnná plocha

Ze spočítaných parametrů můžeme vyjádřit teplosměnnou plochu pro druhý tah

$$S^{II} = \frac{Q_2}{\Delta t_{ln}^{II} \cdot k^{II}} = \frac{11\,222,7}{110,52 \cdot 53,04} = 1,914 \text{ m}^2$$

8.5.2 Počet trubek

Rozměry trubek jsou pro druhý tah stejné.

Střední teplota spalin v druhém tahu je

$$t_{S \text{ stř}}^{II} = \frac{t_{S1}^{II} + t_{S2}^{II}}{2} = \frac{250 + 150}{2} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

a skutečný průtok spalin druhým tahem

$$V_S^{II} = \frac{t_{S \text{ stř}}^{II} + 273}{273} \cdot M_{pv} \cdot O_{SV} = \frac{200 + 273}{273} \cdot 0,009839 \cdot 8,0318 = 0,1369 \text{ m}^3/\text{s}$$

Počet trubek v druhém tahu spočítáme podle vztahu

$$n_{tr}^{II} = \frac{4 \cdot V_S^{II}}{\pi \cdot d^2 \cdot w_S} = \frac{4 \cdot 0,1369}{\pi \cdot 0,054^2 \cdot 5} = 11,96$$

Počet trubek v druhém tahu tedy bude

$$n_{tr}^{II} = 12$$

8.5.3 Délka trubek

Pro délku trubek v druhém tahu platí

$$H^{II} = \frac{S^{II}}{\pi \cdot d \cdot n_{tr}^{II}} = \frac{1,914}{\pi \cdot 0,054 \cdot 12} = 0,9404 \text{ m}$$

8.6 Konstrukční návrh

Z vypočítaných parametrů pro jednotlivé tahy provedeme konstrukční návrh řešení ekonomizéru.

8.6.1 Společná délka trubek

Délky trubek v jednotlivých tazích H^I a H^{II} vychází relativně stejně

$$H^I = 0,9949 \text{ m}$$

$$H^{II} = 0,9404 \text{ m}$$

Z konstrukčních důvodů je jednodušší volit společnou délku trubek pro oba tahy. Ta byla volena jako střední hodnota obou délek. Společná délka trubek je tedy

$$H = \frac{H^I + H^{II}}{2} = \frac{0,9949 + 0,9404}{2} = 0,96765 \text{ m}$$

neboli

$$H = 967,65 \text{ mm}$$

8.6.2 Konstrukční řešení trubek

První tah obsahuje 18 vystřídáných trubek. Trubky jsou uspořádány do tří řad po šesti. Druhý tah obsahuje 12 vystřídáných trubek. Trubky jsou uspořádány do dvou řad po šesti. Rozestup mezi jednotlivými trubkami v jedné řadě volím 60 mm. Vzdálenost os sousedících trubek v jedné řadě je tedy 120 mm. Tyto konstrukční parametry a společná délka trubek musí být z praktických důvodů brány v úvahu při navrhování rozměrů spalovací komory.

9 Spalovací komora

Tato kapitola obsahuje návrhové výpočty rozměrů spalovací komory vzhledem na požadovaný přenos tepla. Při výpočtu přenosu tepla u ekonomizéru jsme počítali se zadanou hodnotou teploty spalin na vstupu do ekonomizéru $t_{S1}^I = 650 \text{ }^\circ\text{C}$. Nyní je cílem navrhnout rozměry spalovací komory tak, aby teplota spalin opouštějící spalovací komoru odpovídala této teplotě. Je zde proveden výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla. Výstupem tohoto výpočtu je teplota odchozích spalin, která odpovídá zadané hodnotě $650 \text{ }^\circ\text{C}$. Výpočet rozměrů spalovací komory byl proveden následujícím způsobem.

Nejdříve byly voleny libovolné rozumné rozměry spalovací komory. Pro tyto rozměry byl proveden výpočet přenosu tepla ve spalovací komoře. Výsledkem byla rozdílná teplota odchozích spalin než zadaných $650 \text{ }^\circ\text{C}$. Rozměry byly upraveny tak, aby se výsledná vypočítaná teplota spalin rovnala zadané hodnotě $650 \text{ }^\circ\text{C}$.

9.1 Rozměry spalovací komory

Spalovací komora má tvar hranolu, přesněji kvádru. Rozměry jsou tedy tři a jsou následující

$a = 0,64 \text{ m}$ je šířka spalovací komory

$b = 0,8 \text{ m}$ je hloubka spalovací komory

$c = 1,2 \text{ m}$ je výška spalovací komory

Z praktických důvodů je třeba, aby rozměry spalovací komory byly v souladu s rozměry ekonomizéru a společně tvořily jedno těleso jednoduchého tvaru.

Hloubka spalovací komory je omezena počtem trubek v ekonomizéru v jedné řadě a jejich rozestupem. Hodnota $b = 0,8 \text{ m}$ byla volena s ohledem na tyto rozměry a pro spalovací komoru je tato hodnota tedy zadána a není možno s ní hýbat.

Výška spalovací komory je omezena společnou délkou trubek v ekonomizéru. Výška musí být o něco větší než jen samotná délka trubek kvůli dalším funkčním a konstrukčním

prvků kotle. Podobně jako hloubka byla i výška spalovací komory volena s ohledem na tyto skutečnosti a hodnota $c = 1,2 \text{ m}$ je pro spalovací komoru tedy dána a není možné s ní hýbat.

Jediným rozměrem, se kterým je možné hýbat a ovlivnit tak výslednou vypočítanou teplotu odchozích spalin je tedy šířka spalovací komory. Hodnota $a = 0,64 \text{ m}$ odpovídá již správné hodnotě pro výslednou vypočítanou hodnotu teploty odchozích spalin $650 \text{ }^\circ\text{C}$. Následující výpočet je proveden již pro tuto hodnotu. Cílem je tedy dostat se k teplotě odchozích spalin $650 \text{ }^\circ\text{C}$.

9.1.1 Příprava hodnot pro výpočet přenosu tepla

Pro další výpočty je rozumné napřed spočítat následující hodnoty.

Rozměry jsou tedy

$$a = 0,64 \text{ m}$$

$$b = 0,8 \text{ m}$$

$$c = 1,2 \text{ m}$$

Objem spalovací komory je tedy

$$V = a \cdot b \cdot c = 0,64 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 0,6144 \text{ m}^3$$

Povrch stěn a stropu spalovací komory je roven

$$\begin{aligned} S_{stěn, stropu} &= 2 \cdot a \cdot c + 2 \cdot b \cdot c + a \cdot b = 2 \cdot 0,64 \cdot 1,2 + 2 \cdot 0,8 \cdot 1,2 + 0,64 \cdot 0,8 = \\ &= 3,968 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Vodorovný průřez spalovací komorou je roven

$$a \cdot b = 0,64 \cdot 0,8 = 0,512 \text{ m}^2$$

Povrch roštu je tedy volen

$$S_{roštu} = 0,5 \text{ m}^2$$

9.2 Výpočet spalovací komory z hlediska přenosu tepla

Výpočet teploty odchozích spalin z ohniště se provádí v několika krocích. Pro výpočet je potřeba znát několik parametrů charakterizující tepelné děje v ohništi. Tyto parametry jsou:

- teplota nechlazeného plamene t_{np} ,
- Boltzmannovo číslo Bo ,
- součinitel M ,
- stupeň černosti ohniště a_o .

Teplota odchozích spalin je poté

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15$$

Některé vztahy vedoucí k výpočtu hodnoty t_{ok} tuto hodnotu samy obsahují. V těchto případech je dosazena návrhová hodnota $t_{ok} = 650 \text{ }^\circ\text{C}$.

9.2.1 Teplota nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene je definována jako teoretická adiabatická spalovací teplota, tedy jako teplota, která by se nastavila v plameni, pokud by z něho nebylo odváděno teplo. Určuje se z I-t diagramu spalin pomocí entalpie nechlazeného plamene. Entalpie nechlazeného plamene je v našem případě dána součtem všech tepel uvolněných v ohništi z paliva a ze vzduchu.

Entalpie nechlazeného plamene se spočítá jako

$$I_{np}^{t_{np},\alpha} = Q_{i\ red} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_V$$

kde Q_V [kJ/kg] je teplo přivedené ve vzduchu.

Teplo přivedené ze vzduchu je rovno

$$Q_V = \alpha \cdot I_V^{t_{vz}}$$

kde $I_V^{t_{vz}}$ [kJ/kg] je entalpie řízeného vzduchu do kotle, pro teplotu okolního vzduchu $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Hodnota $I_V^{t_{vz}}$ se musí určit z I-t diagramu spalin z křivky vzduchu pro $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Entalpie řízeného vzduchu do kotle je tedy

$$I_V^{t_{vz}} = 119,648 \text{ kJ/kg}$$

Z této hodnoty již spočítáme teplo přivedené ze vzduchu

$$Q_V = \alpha \cdot I_V^{t_{vz}} = 1,6 \cdot 119,648 = 191,437 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie nechlazeného plamene je tedy

$$\begin{aligned} I_{np}^{t_{np,\alpha}} &= Q_{i\text{red}} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_V = \\ &= 16\,895,2 \cdot (1 - 0,0003318 - 0,003042 - 4,356 \cdot 10^{-5}) + 191,437 = \\ &= 17\,028,85 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Této entalpii v I-t diagramu při $\alpha = 1,6$ odpovídá teplota nechlazeného plamene

$$t_{np} = 1341,192 \text{ }^\circ\text{C}$$

9.2.2 Boltzmannovo číslo

Boltzmannovo číslo je bezrozměrné podobnostní kritérium definované pro účely výpočtů ohnišť a je dané vztahem

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

kde Z_{sv}^o [-] je poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště, $(O_S c_S)_o$ [kJ/kg $^\circ$ C] je střední tepelná jímavost spalin v ohništi, ψ [-] je součinitel tepelné efektivity stěn a S_{st} [m 2] je celkový projekční povrch stěn ohniště.

9.2.2.1 Poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště

Tato hodnota byla volena jako

$$Z_{sv}^o = 0,8 \cdot Z_{sv} = 0,8 \cdot 0,015 = 0,012$$

9.2.2.2 Střední tepelná jímavost spalin v ohništi

Vypočítá se dle vztahu

$$(O_S c_S)_o = \frac{I_{np}^{t_{np,\alpha}} - I_S^{t_{ok,\alpha}}}{t_{np} - t_{ok}}$$

kde $I_S^{t_{ok},\alpha}$ [kJ/kg] je entalpie spalin na výstupu z ohniště, která se rovná entalpii spalin na vstupu do prvního tahu spalin v ekonomizéru.

Platí tedy

$$I_S^{t_{ok},\alpha} = I_{S1}^I = 7671,355 \text{ kJ/kg}$$

Střední tepelná jímavost spalin je potom

$$(O_S c_S)_o = \frac{I_{np}^{t_{np},\alpha} - I_S^{t_{ok},\alpha}}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{17\,028,85 - 7671,355}{1341,192 - 650} = 13,5382 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

9.2.2.3 Součinitel tepelné efektivity stěn

V našem případě se přímo rovná součiniteli zanesení stěn ohniště ξ , který byl určen dle [23] a vedoucím práce na hodnotu

$$\xi = 0,6$$

Platí tedy

$$\psi = \xi = 0,6$$

9.2.2.4 Celkový projekční povrch stěn ohniště

Určí se jako uzavřený povrch aktivního objemu ohniště. V našem případě uvažujeme tento povrch rovný součtu povrchů stěn a stropu spalovací komory. Tato hodnota byla již spočítána v kapitole 9.1.1.

Platí tedy

$$S_{st} = S_{stěn, stropu} = 3,968 \text{ m}^2$$

Boltzmannovo číslo je tedy rovno

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_S c_S)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} = \frac{(1 - 0,012) \cdot 0,009839 \cdot 13,5382}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 3,968 \cdot (273 + 1341,192)^3} = 0,2314$$

9.2.3 Součinitel M

Součinitel M respektuje průběh teplot v ohništi a závisí na poloze maximální teploty plamene a na druhu spalovaného paliva. Součinitel M byl zvolen vedoucím práce na

$$M = 0,54$$

9.2.4 Stupeň černosti ohniště

Stupeň černosti ohniště vyjadřuje sálavé vlastnosti plamene a stěn ohniště. Pro roštové ohniště se určí následovně

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{st}}\right)}$$

kde a_{pl} [-] je stupeň černosti plamene a R [m^2] je plocha hořící vrstvy paliva na roštu.

Plocha hořící vrstvy paliva na roštu byla volena s ohledem na povrch roštu. Plocha roštu byla již určena v kapitole 9.1.1.

$$S_{roštu} = 0,5 \text{ m}^2$$

Plocha hořící vrstvy paliva na roštu je volena

$$R = 0,4 \text{ m}^2$$

9.2.4.1 Stupeň černosti plamene

Jde o zásadní parametr při výpočtu stupně černosti ohniště. Stupeň černosti plamene charakterizuje sálavé vlastnosti plamene a produktů spalování v ohništi. K jeho určení se používá poloempirická výpočtová metoda. Výpočet pro tuhá paliva předpokládá zeslabení sálavého toku v důsledku přítomnosti tuhých částic, tříatomových plynů a koksíku ve spalinách. Pro výpočet je potřeba určit několik parametrů.

9.2.4.1.1 Střední efektivní průměr částic popílku

Tento parametr byl volen dle [24] pro spalování ve vrstvě.

Střední efektivní průměr částic popílku je tedy

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

9.2.4.1.2 Koncentrace popela ve spalínách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S}$$

kde G_S [kg/kg] je hmotnost spalín.

Hmotnost spalín se určí podle vztahu

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha \cdot O_{VV \min} = 1 - 0,01494 + 1,306 \cdot 1,6 \cdot 4,5769 = 10,549 \text{ kg/kg}$$

Koncentrace popela ve spalínách je pak

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} = \frac{0,01494 \cdot (0,4 + 1)}{2 \cdot 10,549} = 0,0009912 \text{ kg/kg}$$

9.2.4.1.3 Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0009912}{\sqrt[3]{(650 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,08088$$

9.2.4.1.4 Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_{S3} \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S$$

kde objemové podíly tříatomových plynů r_{H_2O} a r_{RO_2} ve spalínách r_S [-] jsou

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,8702 + (1,016 - 1) \cdot (1,6 - 1) \cdot 4,5769}{5,2856 + (1,6 - 1) \cdot 4,5769} = 0,114$$

a

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,8582 + 6,194 \cdot 10^{-5}}{5,2856 + (1,6 - 1) \cdot 4,5769} = 0,1069$$

Celkový podíl tříatomových plynů ve spalínách je tedy

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,114 + 0,1069 = 0,2209$$

s [m] je účinná tloušťka sálové vrstvy, pro kterou platí

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{0,6144}{3,968} = 0,5574 \text{ m}$$

p_{S3} [MPa] je parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách, pro který platí

$$p_{S3} = r_S \cdot p_{ohniště}$$

kde $p_{ohniště}$ [MPa] je tlak v ohništi, v našem případě $p_{ohniště} = 0,1 \text{ MPa}$.

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách je tedy

$$p_{S3} = r_S \cdot p_{ohniště} = 0,2209 \cdot 0,1 = 0,02209 \text{ MPa}$$

Součinitel zeslabení sálení tříatomovými plyny můžeme nyní spočítat jako

$$\begin{aligned} k_S \cdot r_S &= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_{S3} \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S = \\ &= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,114}{\sqrt{0,02209 \cdot 0,5574}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{650 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2209 = \\ &= 3,879 \end{aligned}$$

9.2.4.1.5 Optická hustota plamene

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

kde součinitel $k_{kok} = 10$ a bezrozměrné charakteristiky κ_1 a κ_2 , které zohledňují koncentraci koksíku v plameni, jsou voleny v závislosti na druhu paliva a způsobu spalování dle [25] následovně

$$\kappa_1 = 0,5$$

$$\kappa_2 = 0,03$$

Pak je optická hustota plamene tedy

$$\begin{aligned} k \cdot p \cdot s &= (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p_{ohniště} \cdot s \\ &= (3,879 + 0,08088 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03) \cdot 0,1 \cdot 0,5574 = 0,2291 \end{aligned}$$

Stupeň černosti plamene můžeme nyní z vypočítaných parametrů spočítat dle vztahu

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s}$$

Stupeň černosti plamene je tedy

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2291} = 0,2048$$

Nyní máme všechny parametry pro výpočet stupně černosti ohniště.

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{st}}\right)} = \frac{0,2048 + (1 - 0,2048) \cdot \frac{0,4}{3,968}}{1 - (1 - 0,2048) \cdot (1 - 0,6) \cdot \left(1 - \frac{0,4}{3,968}\right)} = 0,3991$$

9.3 Teplota odchozích spalin

Máme již všechny potřebné hodnoty pro výpočet teploty odchozích spalin. Jak bylo zmíněno na začátku kapitoly 9, cílem je zde se co nejvíce přiblížit zadané hodnotě 650 °C.

Výpočtová hodnota teploty odchozích spalin je rovna

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1341,192 + 273,15}{1 + 0,54 \cdot \left(\frac{0,3991}{0,2314}\right)^{0,6}} - 273,15 = 649,912 \text{ °C}$$

Výpočtová hodnota tedy odpovídá zadané hodnotě teploty odchozích spalin a rozměry spalovací komory jsou navrženy v souladu s touto hodnotou.

10 Závěr

Tímto je naplněno zadání této práce. Byl navržen kotel na spalování dřevních pelet o výkonu 150 kW. V úvodní kapitole věnované návrhu tohoto kotle byly provedeny přepočty paliva a základní výpočty týkající se procesu spalování. Byl zde také sestrojen I-t diagram spalin, ze kterého vycházelo několik dalších výpočtů v dalších kapitolách.

V následující kapitole byly provedeny výpočty ztrát kotle, účinnosti kotle a spotřeba paliva. Kotel byl poté rozdělen na ekonomizér a spalovací komoru a tyto dvě části kotle byly řešeny zvlášť. Nejdříve byl navržen ekonomizér. Byla provedena bilance ekonomizéru a na základě této bilance byl navržen počet trubek a délka trubek v obou tazích spalin.

Vstupní hodnotou pro bilanci ekonomizéru byla vstupní teplota spalin 650 °C. Pro tuto teplotu byla dimenzována spalovací komora v kapitole 9. Nakonec byl narýsován projekční výkres celého kotle, který odpovídá navrhovaným parametrům v této práci.

Výpočty byly provedeny v prostředí programu MS Excel. Termodynamické vlastnosti vody byly získány pomocí kódu X Steam (xsteam.sourceforge.net). Výkres kotle byl narýsován v prostředí programu AutoCAD od firmy Autodesk.

11 Použitá literatura

- [1] JAKUBES, Jaroslav; BELLINGOVÁ, Helena; ŠVÁB, Michal: Moderní využití biomasy - Technologické a logistické možnosti, Česká energetická agentura, 2006, Dostupné online: www.mpo-efekt.cz/dokument/02.pdf
- [2] International Energy Agency: Key world energy statistics, 2017, Dostupné online: www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2017.pdf
- [3] FUCHS, Jiří: Dotace na udržitelné využívání zdrojů energie, www.dotacni.info, 2010, Dostupné online: www.dotacni.info/dotace-na-udrzitelne-vyuzivani-zdroju-energie
- [4] HAMALČÍKOVÁ, Kamila: Výroba elektřiny v ČR: nejvíc energie stále získáváme z uhelných elektráren, www.elektrina.cz, 2014, Dostupné online: www.elektrina.cz/vyroba-elektriny-v-cr-nejvic-energie-stale-ziskavame-z-uhelnych-elektraren
- [5] mezistromy.cz: Zdroj energie, www.mezistromy.cz, 2016, Dostupné online: www.mezistromy.cz/drevarstvi/zdroj-energie
- [6] BUFKA, Aleš; ROSECKÝ, Daniel: Obnovitelné zdroje energie, Ministerstvo průmyslu a obchodu ČR, 2017, Dostupné online: www.mpo.cz/assets/cz/energetika/statistika/obnovitelne-zdroje-energie/2017/2/Obnovitelne-zdroje-energie2015.pdf
- [7] nazeleno.cz: Biomasa, www.nazeleno.cz, Dostupné online: www.nazeleno.cz/vytapeni/biomasa/pd_10
- [8] avydon.cz: Výchřevnost dřeva, www.avydon.cz, Dostupné online: www.avydon.cz/vyhrevnost-dreva

- [9] MASTNÝ, Petr: Biomasa, Ústav elektroenergetiky VUT v Brně, 2017, Dostupné online:
www.ueen.feec.vutbr.cz/~mastny/vyuka/mmze/prednasky/09_pr.pdf
- [10] avydon.cz: Topení peletami: Jaká je cena a spotřeba pelet na topnou sezónu?,
www.avydon.cz, Dostupné online:
www.avydon.cz/topeni-pelety-spotreba
- [11] PEJZL, Jaroslav: Dřevěné (dřevní) pelety, biom.cz, 2008, Dostupné online:
biom.cz/cz/odborne-clanky/drevene-drevni-pelety
- [12] ceska-peleta.cz: Výroba dřevních pelet, www.ceska-peleta.cz, Dostupné online:
www.ceska-peleta.cz/pelety-a-brikety/vyroba-drevnich-pelet
- [13] STUPAVSKÝ, Vladimír: Vše o vytápění dřevními peletami: Proč a kdy je výhodné s nimi začít, www.drevostavitel.cz, 2016, Dostupné online:
www.drevostavitel.cz/clanek/vytapeni-drevenymi-peletami
- [14] ceska-peleta.cz: Pelety ve zdravotnictví? Jednoznačná volba Romana Šmuclera,
www.ceska-peleta.cz, Dostupné online:
www.ceska-peleta.cz/komfortni-teplicko/pelety-ve-zdravotnictvi-jednoznacna-volba-romana-smuclera
- [15] viessmann.cz: Kotle na pelety či kusové dřevo?, www.viessmann.cz, Dostupné online:
www.viessmann.cz/cs/rady-a-tipy/kotle-na-pelety-ci-kusove-drevo.html
- [16] BALÁŠ, Marek; LISÝ, Martin; MOSKALÍK, Jiří: Kotle - 2. část, vytapeni.tzb-info.cz, 2012, Dostupné online:
vytapeni.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/8438-kotle-2-cast
- [17] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011
- [18] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 45, tab. 4-7

- [19] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 63, Ztráta mechanickým nedopalem
- [20] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 47, tab. 4-9
- [21] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 107, obr. 7-7
- [22] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 124, tab. 7-3
- [23] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 86, tab. 6-11
- [24] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 90, Střední efektivní průměr částic popílku
- [25] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011, str. 91, Bezrozměrné charakteristiky κ_1 a κ_2

12 Seznam příloh

12.1 Příloha 1 - Výkres

Projekční výkres kotle