



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGY INSTITUTE

FLUIDNÍ KOTEL CFB NA SPALOVÁNÍ DŘEVNÍ BIOMASY O PARAMETRECH PÁRY 150 T/H; 9,3 MPA; 530 °C

FLUID BOILER CFB FOR WOOD BIOMASS COMBUSTION, SETAM PARAMTERS 150 T/H; 9,3 MPA; 530 °C

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JAN MARTINEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MAREK BALÁŠ, PH.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Martinek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

Fluidní kotel CFB na spalování dřevní biomasy o parametrech páry 150 t/h; 9,3 MPa; 530 °C

v anglickém jazyce:

Fluid boiler CFB for wood biomass combustion, setam paramters 150 t/h; 9,3 MPa; 530 °C

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh fluidního kotle CFB na spalování dřevní biomasy o parametrech páry 150 t/h; 9,3 MPa; 530 °C

Cíle diplomové práce:

1/ Navrhněte parní fluidní kotel

2/ Vytvořte základní dispoziční výkres kotle

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marek Baláš, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Zadání pro diplomovou práci

Navrhněte energetické zařízení pro výrobu elektrické energie a tepla:

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou na spalování čisté dřevní biomasy

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování dřevní biomasy a uhlí v ohništi s cirkulující fluidní vrstvou a cyklónovými odlučovači popela ze spalin za spalovací komorou. Kotel může odsiřovat jak uhlí, tak biomasu s obsahem síry. Dávkování a doprava vytříděné štěpky biomasy začíná svodkou přímo do fluidní vrstvy. Stanovte stupeň odsíření spalin na požadovaný emisní limit SO_2 .

Kotel řešte s parním ohřívákem vzduchu pro předehřev vzduchu na 65 °C, trubkovým spalinovým ohřívákem vzduchu, výhřevnými plochami ohříváku vody EKO a přehříváky páry s regulací teploty páry dvěma vstřiky napájecí vodou.

Vyčíslete dosaženou účinnost kotle.

Práci doplňte o diagram průběhu teploty pracovního média a spalin.

Jmenovitý výkon kotle:

Garance bude stanovena pro následující hodnoty:

Hmotnostní průtok přehřáté páry z kotle	150 t/h
Tlak přehřáté páry na výstupu z kotle	$9,3 \pm 0,2$ MPa
Teplota přehřáté páry na výstupu z kotle	530 ± 6 °C
Teplota napájecí vody na vstupu do kotle	210 ± 10 °C

Účinnost kotle stanovte pro vypočtenou teplotu spalin na výstupu z kotle, která je požadovaná okolo 140 °C při teplotě okolí 25 °C.

Vstupní podmínky pro garanční zkoušky kotle:

Palivo druh: Čistá dřevní biomasa, kůra max. 10%

vlastnosti paliva v surovém stavu:

čistá dřevní biomasa:

výhřevnost	garanční 9,5 MJ/kg
obsah vody	40 % (hmot.)
popelnatost	2,5 % (hmot.)
obsah síry	0,01 % (hmot.)
zrnitost	0 + 100 mm, max. 200 mm

Další požadavky:

a) koncentrace popela před cyklony 3000 g/Nm³

koncentrace popela za cyklony 30 g/Nm³

b) složení vápence pro odsiřování:

CaCO ₃	garanční 95 % (hmot.)
MgCO ₃	1,0 % (hmot.)
inert	3,5 % (hmot.)
obsah vody	max. 0,5 % (hmot.)

c) emise ve spalinách:

Emisní limity z fluidního kotle při spalování výše uvedeného paliva při výkonu kotle v celém regulačním rozsahu budou:

Obsah ve spalinách v mg/Nm ³	tuhé emise	30
	SO ₂	200
	NO _x	200
	CO	100

Uvedené hodnoty jsou vztaženy na suché spaliny o tlaku 101,32 kPa při teplotě 0 °C a obsahu kyslíku 6 %.

Teplota vzduchu okolí	25 °C
Relativní vlhkost vzduchu	65 %

Rozdělení vzduchu:	
Primární vzduch	37 %
Sekundární vzduch	63 %

Teplota spalin za kotlem oca 140 °C

Nedopal:	lože	úlet
Podíl popela	30%	70%
Nedopal: uhlí	0,6%	biomasa 0,6%

Zadal: Ing. Mirko Huďeček, CSc.

Konzultant: Ing. Mirko Huďeček, CSc.

V Brně 10. 10. 2013

ABSTRAKT:

Tato diplomová práce se zabývá kontrolním výpočtem fluidního kotle na biomasu s cirkulující fluidní vrstvou. V úvodu jsou stručně teoreticky představeny fluidní kotle a vysvětleno co je biomasa. Dále je stechiometrický výpočet spalin. Následuje výpočet ztrát a celkové účinnosti kotle. Stručně je udělán výpočet odsíření. Hlavní část práce se věnuje návrhu a výpočtu jednotlivých teplosměnných ploch: šotovému přehříváku P1, přehřívákům 2 a 3, stěnovému přehříváku, vratné komoře, závěsným trubkám, ekonomizéru a ohříváku vzduchu. V závěru je spočítána celková odchylka kotle. Práce je doplněna o diagram průběhu teploty pracovního média a spalin.

ABSTRACT:

This diploma thesis deals with the control calculation of fluid biomass boilers with circulating fluidized bed. The introduction briefly introduced fluidized bed boilers and explained what biomass is. Furthermore there is a stoichiometric calculation of combustion. The calculation of the losses and the efficiency of the boiler is following. Desulphurization is calculated briefly. The main part is devoted to the design and calculation of individual heat exchanging surfaces: superheater P1, superheaters 2 and 3, the wall superheater, the return chamber, hanging tubes, economizer and air heater. At the end is calculated total tolerance boiler. Work is completed with a diagram of temperature of working media and combustion.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Fluidní kotel, biomasa, fluidní vrstva, teplosměnná plocha, odsíření

KEYWORDS:

Fluid boiler, biomass, fluidized bed, heat transfer surface, desulfurization

Bibliografická citace mé práce:

MARTINEK, J. *Fluidní kotel CFB na spalování dřevní biomasy o parametrech páry 150 t/h; 9,3 MPa; 530 °C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Fluidní kotel CFB na spalování dřevní biomasy o parametrech páry 150 t/h; 9,3 MPa; 530 °C vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny prameny a literaturu, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne 27.5.2015

.....

Jan Martinek

Poděkování :

Děkuji vedoucímu práce Ing. Markovi Balášovi, Ph.D. a hlavně konzultantovi Ing. Mirku Hudečkovi, CSc. za ochotu, vstřícnost, vzorné vedení a cenné informace, které mi pomohly při řešení diplomové práce.

OBSAH

1	ÚVOD.....	13
2	FLUIDNÍ KOTLE A BIOMASA	14
2.1	Fluidní kotle	14
2.2	Biomasa	15
2.3	Spalování a zplyňování biomasy.....	17
2.4	Výhřevnost biomasy.....	17
2.5	Spalovací zařízení biomasy	18
3	STECHEMETRIE	19
3.1	Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva	19
3.2	Skutečné objemy vzduchu a spalin	21
3.3	Entalpie vzduchu a produktů spalování.....	22
4	ZTRÁTY A ÚČINNOST KOTLE	25
4.1	Teplo přivedené do kotle	25
4.2	Výrobní teplo páry.....	25
4.3	Ztráta mechanickým nedopalem	25
4.4	Ztráta chemickým nedopalem.....	26
4.5	Ztráta sáláním a sdílením tepla do okolí.....	26
4.6	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	26
4.7	Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)	27
4.8	Tepelná účinnost kotle.....	27
4.9	Množství paliva	27
5	ODSÍŘENÍ.....	29
5.1	Objem volného kyslíku ve spalinách.....	29
5.2	Emisní faktor.....	29
5.3	Přepočty koncentrací na vztažné podmínky.....	29
6	VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	30
6.1	Rozměry spalovací komory a tepelné zatížení.....	30
6.2	Tepelný výpočet ohniště	31
6.2.1	Součinitel M.....	31
6.2.2	Boltzmanovo číslo	31
6.2.3	Stupeň černosti ohniště.....	33
7	VÝPOČET KONVENČNÍCH PLOCH	36
7.1	Výpočet množství vstříku	37
7.2	Tepelná bilance výparníku.....	37

7.3	Tepelná bilance přehříváku P1	38
7.3.1	Parametry páry	39
7.3.2	Parametry spalin	40
7.3.3	součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku P1	41
7.3.4	Odchylka bilance	42
7.4	Tepelná bilance vratné komory	42
7.4.1	Parametry páry	43
7.4.2	Parametry spalin	43
7.4.3	součinitel prostupu tepla a tepelný výkon vratné komory	44
7.4.4	Přijaté teplo stěnovým přehřívákem	45
7.4.5	Přijaté teplo závěsnými trubkami	45
7.5	Tepelná bilance přehříváku P3	46
7.5.1	Parametry páry	47
7.5.2	Parametry spalin	48
7.5.3	součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku P3	50
7.5.4	Odchylka bilance	51
7.5.5	Přijaté teplo stěnovým přehřívákem	51
7.5.6	Přijaté teplo závěsnými trubkami	52
7.6	Tepelná bilance přehříváku P2	52
7.6.1	Parametry páry	53
7.6.2	Parametry spalin	54
7.6.3	součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku P2	57
7.6.4	Odchylka bilance	57
7.6.5	Přijaté teplo stěnovým přehřívákem	57
7.6.6	Přijaté teplo závěsnými trubkami	58
7.7	Tepelná bilance ekonomizéru	58
7.7.1	Parametry vody	59
7.7.2	Parametry spalin	60
7.7.3	součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ekonomizéru	63
7.7.4	Odchylka bilance	63
7.7.5	Přijaté teplo stěnovým přehřívákem	63
7.8	Tepelná bilance ohříváku vzduchu	64
7.8.1	Parametry vzduchu	65
7.8.2	Parametry spalin	66
7.8.3	součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ekonomizéru	68

7.8.4	Odchylka bilance.....	69
7.9	Tepelná bilance stěnového přehříváku Pst	69
7.10	Tepelná bilance závěsných trubek.....	69
7.11	Kontrola celkové tepelné bilance kotle	70
8	PILOVÝ DIAGRAM	71
9	ZÁVĚR.....	72
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	73
	POUŽITÉ SYMBOLY	74
	PŘÍLOHY	78

1 ÚVOD

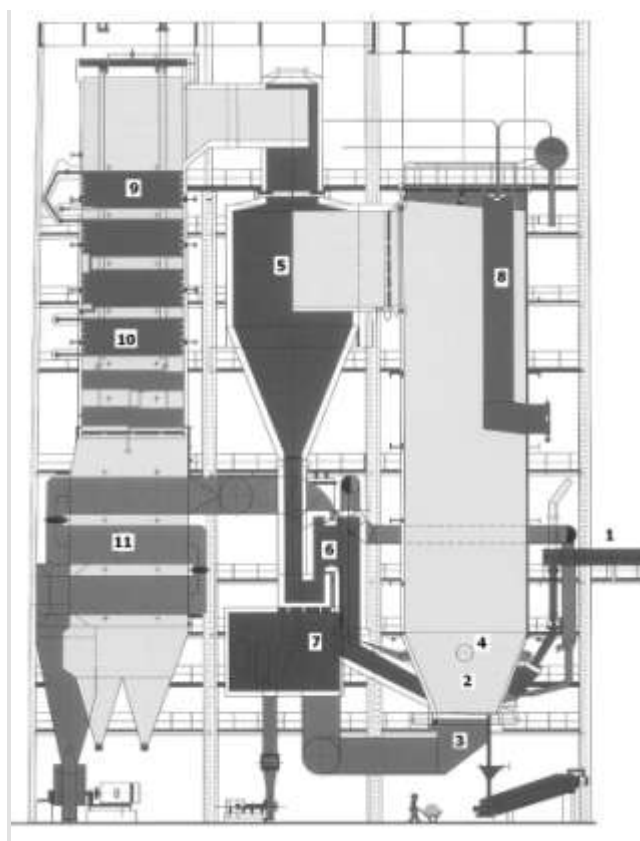
V dnešní době je velký tlak na to, aby zatížení životního prostředí, které člověk při své činnosti vytváří, bylo co nejmenší. Energetika na to reaguje mnoha způsoby. Jedním z nich je to, že se stále častěji používají různá ekologická paliva, např. biomasa.

Účelem této diplomové práce je provést návrh a kontrolní výpočet fluidního kotle na spalování dřevní biomasy o parametrech páry 150 t/h; 9,3 MPa; 530 °C. Nejdříve bude nutné udělat stechiometrické výpočty, stanovit množství spalin a nepřímou metodou (zjištěním jednotlivých ztrát kotle) vypočítat účinnost kotle. Dále bude nutné určit teploty a entalpie jak spalin, tak media. Tento dvoutahový teplárenský kotel má následující teplosměnné plochy: šotový přehřívák P1, přehříváky páry P2 a P3, ekonomizér a ohřívák vzduchu. Jedním z cílů této práce je navrhnout a nadimenzovat tyto plochy.

2 FLUIDNÍ KOTLE A BIOMASA

2.1 Fluidní kotle

Fluidní kotle využívají principu spalování paliv ve fluidním loži (fluidní vrstvě). U těchto kotlů je cirkulace částic fluidní vrstvy (paliva) mezi spalovací komorou a cyklonem. Z cyklonu jsou spaliny vráceny zpět do fluidního ohniště. Společným znakem těchto kotlů je prostup všech spalin z ohniště přes cyklony, odkud se díky cirkulaci přes sifon více než 99% prachových částic vrací zpět do ohniště. Díky tomu stráví částice více času ve spalovacím prostoru, a to vede k lepšímu odsíření a lepšímu vyhoření uhlíku a tím i ke snížení ztráty mechanickým nedopalem. U fluidních kotlů není zřetelná hladina fluidní vrstvy, která zasahuje do celého prostoru ohniště. Dochází tedy k hoření paliva v celém objemu ohniště. U tohoto hoření není patrný plamen, který je typický pro spalování paliva v roštovém kotli. Fluidní vrstva se při teplotách kolem 825 °C chová jako vroucí kapalina. Spalované palivo plave ve fluidní vrstvě a vyhořelé palivo opouští fluidní vrstvu spolu se spalinami jako úletové částice. Fluidní vrstva vytváří podmínky pro dokonalý styk paliva s kyslíkem. [4] [5]



Obr. 2.1 Kotel s cirkulující fluidní vrstvou

1 – přívod paliva, 2 – fluidní vrstva, 3 – primární vzduch,
4 – sekundární vzduch, 5 – cyklon, 6 – fluidní uzávěr (sifon),
7 – externí chladič popele, 8 a 9 – přehřívák, 10 – ekonomizér,
11 – ohřívák vzduchu [4]

U fluidních kotlů se zespodu přivádí primární vzduch v množství asi 70 % z celkového přiváděného vzduchu do kotle. Nad rošt se přivádí vzduch sekundární. Komora ohniště je vyložena membránovými stěnami. Rychlost spalin ve výhřevných plochách bývá 4–8 m.s⁻¹. [4]

Spaliny vzniklé při fluidním spalování obsahují významně menší procento zastoupení síry a oxidů dusíku ve srovnání s klasickým spalováním. Hoření paliva ve fluidní vrstvě poskytuje rovněž vhodné podmínky pro spalování mnoha různých paliv jako uhlí, biomasa, kaly z ČOV a nebo například separovaný komunální odpad. [5]

Výhody fluidního spalování:

- Intenzivní přestup tepla do stěn výhřevné plochy
- vysoké měrné objemové zatížení
- spalování při nižších teplotách
- nedochází k zestruskování stěn ohniště
- účinnost odsíření při dávkování vápence do fluidní vrstvy
- možnost spalovat i méněhodnotná paliva
- nižší komínová ztráta

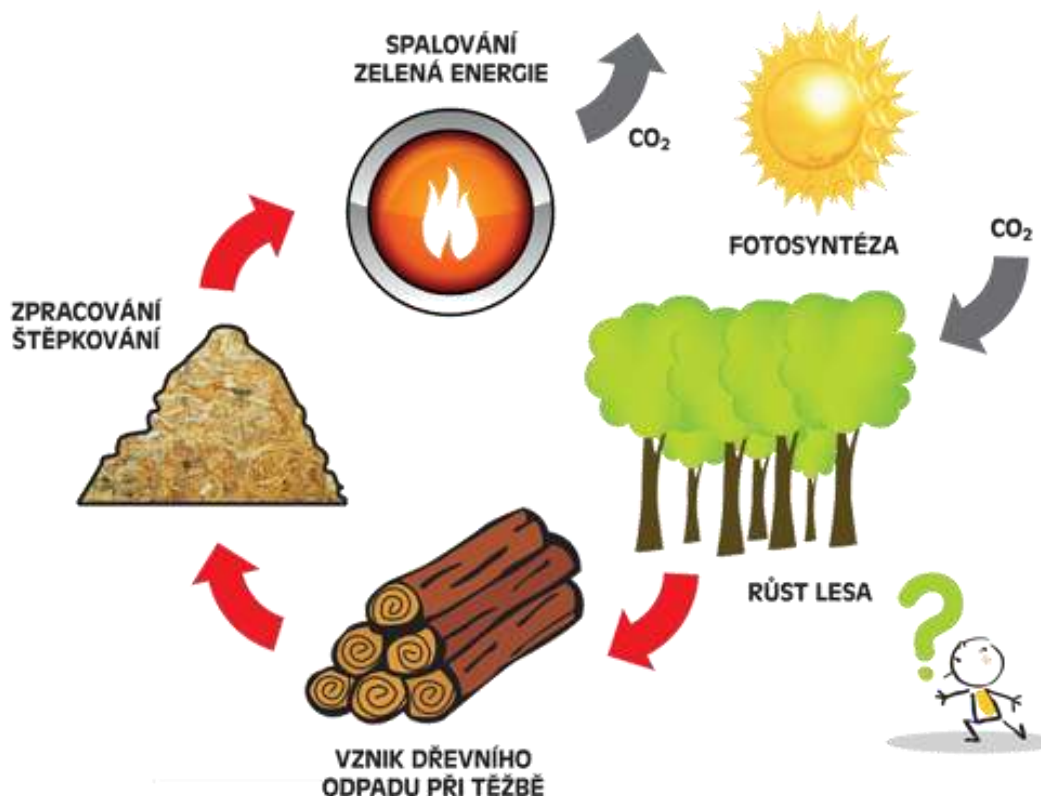
Nevýhody fluidního spalování:

- nerovnoměrná distribuce uhlí a aditiva
- abraze výparnickových trubek otěrem částic paliva
- vyšší spotřeba aditiva oproti jiným metodám odsíření
- fluidní jednotka může dosáhnout nižších výkonů než kotle práškové
- vyšší spotřeba energie na „výrobu“ stlačeného vzduchu

[6]

2.2 Biomasa

Z hlediska energetiky je biomasa zdroj obnovitelné energie, vzniklý fotosyntézou nebo také hmota živočišného původu, v níž je uložena sluneční energie.



Obr. 2.2 Příklad vzniku a využití biomasy [9]

Příklady biomasy:

- dřevní hmota a její odpad
- sláma, traviny, popř. jiné zemědělské zbytky
- exkrementy užitkových zvířat
- energeticky využitelný organický odpad vznikající lidskou činností
- plynné produkty z provozu čistíren odpadních vod a skládek

Spalování nevyžaduje náročnou předchozí úpravu biomasy (je přijatelná i vyšší vlhkost suroviny), ale účinnost spalovacího procesu je na kvalitě paliva (zpracování, vlhkosti atp.) závislá.

Rozlišujeme biomasu "suchou" (např. dřevo) a "mokrou" (např. kejda). Technologie zpracování se dělí na suché procesy jako je spalování, zplyňování a pyrolýza a procesy mokré, které zahrnují anaerobní vyhnívání, lihové kvašení a výrobu biovodíku. [8]

Proces spalování biomasy můžou ztížit různé nežádoucí látky.

Nežádoucí látky v biomase

- alkálie v popelovinách (Na, K)
 - snižují charakteristické teploty popele
- přítomnost chloru
 - způsobuje vysokoteplotní korozi výhřevných ploch, teploty povrchu od 600 °C
 - způsobuje nízkoteplotní korozi (společně s S, F, Cl zvyšují rosný bod spalin)

- popeloviny
- způsobují abrazi

Energetické využití biomasy je vhodné hlavně z hlediska ekologické zátěže na přírodu. [7]

2.3 Spalování a zplyňování biomasy

Při spalování biomasy dochází k rozkladu organického materiálu na hořlavé plyny (a jiné látky), a při následné oxidaci se uvolňuje energie, oxid uhličitý (CO_2) a voda. Oproti spalování fosilních paliv má spalování biomasy nulovou bilanci CO_2 , který patří mezi tzv. skleníkové plyny. Produkce CO_2 ze spalování biomasy je neutrální, protože množství tohoto plynu uvolněné do ovzduší spalováním je přibližně stejné jako to, které je zpětně vázáno do rostlin. Nízký je rovněž obsah uvolňovaných oxidů síry (0 až 0,1 % síry má dřevo nebo sláma, hnědé uhlí má více než 2 %). Množství vznikajícího NO_x lze ovlivnit např. úpravou teploty spalování.

Odlišnosti při spalování biomasy oproti spalování uhlí

- vysoký podíl prchavé hořlaviny
- velká délka plamene
- malý obsah popele
- teploty popele

[6]

Biomasa je velmi složité palivo v tom smyslu, že podíl těkavé hořlaviny je velmi vysoký (u dřeva je 70 %, u slámy 80 %) a vzniklé plyny mají různé spalovací teploty. Proto se stává, že ve skutečnosti hoří pouze část paliva. Podmínkou dokonalého spalování je vysoká teplota, účinné směšování se vzduchem a prostor dostatečný k tomu, aby všechny plyny dobře shořely tam kde mají a nestávalo se, že budou hořet až v komíně.

Pro energetické použití se dřevo štěpkuje, piliny se lisují do pelet a briket. Sláma se používá jak obilná, tak z olejnin, lisuje se nebo se z ní také vyrábějí brikety a granule. Do seznamu povolených energetických rostlin patří celá řada jednoletých, dvouletých i vytrvalých druhů, jako je např. laskavec, konopí seté, sléz přeslenitý, pupalka dvouletá, komonice bílá, mužák prorostlý, čičorka pestrá nebo šťovík krmný. Využit lze i rychlerostoucí topoly, vrby, olše, akát, platan apod. [8]

2.4 Výhřevnost biomasy

Výhřevnost dřeva a dalších rostlinných paliv kolísá nejen podle druhu dřeva či rostliny, ale navíc i s vlhkostí, na kterou jsou tato paliva citlivá. Dřevní hmota při přirozeném provětrávání pod střechou sníží svůj obsah vody asi na 20 % za jeden rok.

Obsah energie v 1 kg dřeva s nulovým obsahem vody je asi 5,2 kWh. V praxi však nelze dřevo vysušit úplně, zbytkový obsah vody je asi 20 % hmotnosti suchého dřeva. Protože se

při spalovacím procesu část energie spotřebuje na vypaření této vody, je nutné počítat s energetickým obsahem 4,3 až 4,5 kWh na 1 kg dřeva. [8]

2.5 Spalovací zařízení biomasy

Biomasa (obvykle ve formě dřevní štěpky) se spaluje v klasických elektrárnách a teplárenských provozech ve fluidních kotlích s cirkulací spalin spolu s energetickým uhlím. Pro průmyslové aplikace nebo systémy centrálního zásobování teplem se používají kotle nad 100 kW spalující také dřevní štěpku nebo balíky slámy. Často jsou vybaveny automatickým přikládáním paliva a dokáží spalovat i méně kvalitní a vlhčí biomasu. Někdy tato zařízení využívají kombinovanou výrobu tepla a elektřiny (kogenerace).

Kotle pro rodinné domky pracují obvykle tak, že se palivo nejprve zplyňuje a teprve potom se plyn spaluje. Takový systém umožňuje velmi dobrou regulaci srovnatelnou s plynovými kotli.

Dřevo se dále spaluje i v cihlových pecích, kachlových nebo kovových kamnech. Výhodou kamen je, že se rychle rozežehjí. Jejich účinnost závisí na konstrukci i na uživateli. Některá moderní kamna mají také vestavěnou topnou vložku, takže pracují zároveň i jako kotel ústředního vytápění. [8]

3 STECHIOMETRIE

Účelem této práce je přepočítat fluidní teplotenský kotel na palivo dřevní štěpku. Tomuto úkolu se budeme věnovat v následujících kapitolách. Všechny výpočty jsou dělány podle literatury [1] a [2]. A většina hodnot, konstant a součinitelů je zjištěna tamtéž.

3.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Složení paliva:

C^r	28,58%
H^r	3,4%
S^r	0,01%
O^r	25,07%
N^r	0,38%
W^r	40%

Tab. 3.1 Hmotnostní složení paliva ze zadání práce

Výpočet minimálního množství kyslíku na spálení 1 kg dřevní štěpky

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S^r_{prch}}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) =$$

$$= \frac{22,39}{100} \left(\frac{28,58}{12,01} + \frac{3,4}{4,032} + \frac{0,01}{32,06} - \frac{25,07}{32} \right)$$

$$O_{O_2min} = 0,5463 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Minimální množství suchého vzduchu na spálení 1 kg dřevní štěpky

$$O_{vzmin}^S = \frac{100}{21} O_{O_2min} = \frac{100}{21} 0,5463$$

$$O_{vzmin}^S = 2,6013 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu na spálení 1 kg dřevní štěpky:

Z tabulek zjistíme, že pro 25°C je hodnota $\frac{p''}{p_c - p''} = 0,034$. Hodnota ϕ je 65%.

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} = 1 + 0,65 \cdot 0,034$$

$$f = 1,0221$$

$$O_{vz\ min} = f \cdot O_{vz\ min}^S = 1,0221 \cdot 2,6013$$

$$O_{vz\ min} = 2,6588\ m^3/kg$$

Minimální množství suchých spalin z 1kg dřevní štěpky:

Objem CO₂ ve spalinách se určí z rovnice

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{vz\ min}^S = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{28,58}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,6013$$

$$O_{CO_2} = 0,5305\ m^3/kg$$

Objem SO₂ ve spalinách se určí z rovnice

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,01}{32,06}$$

$$O_{SO_2} = 6,8 \cdot 10^{-5}\ m^3/kg$$

Objem N₂ ve spalinách se určí z rovnice

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{vz\ min}^S = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,38}{28,016} + 0,7805 \cdot 2,6013$$

$$O_{N_2} = 2,0334\ m^3/kg$$

Objem argonu ve spalinách se určí z rovnice

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{vz\ min}^S = 0,0092 \cdot 2,6013$$

$$O_{Ar} = 0,0239\ m^3/kg$$

Minimální množství suchých spalin se pak rovná součtu jednotlivých objemů prvků.

$$O_{sp\ min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,5305 + 6,8 \cdot 10^{-5} + 2,0334 + 0,0239$$

$$O_{sp\ min}^S = 2,5879\ m^3/kg$$

Minimální objem vodní páry

$$\begin{aligned} O_{H_2O\ min} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{vz\ min}^S \\ &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,4}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{40}{18,016} + (1,0221 - 1) \cdot 2,6013 \end{aligned}$$

$$O_{H_2O\ min} = 0,9326\ m^3/kg$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{sp\ min} = O_{sp\ min}^S + O_{H_2O\ min} = 2,5879 + 0,9326$$

$$O_{sp\ min} = 3,5205\ m^3/kg$$

3.2 Skutečné objemy vzduchu a spalin

Součinitel přebytku vzduchu α je roven 1,25.

Skutečné množství vzduchu s přebytkem se určí jako

$$O_{vz} = \alpha \cdot O_{vz\ min} = 1,25 \cdot 2,6588$$

$$O_{vz} = 3,3235\ m^3/kg$$

A skutečné množství spalin (s přebytkem vzduchu) určíme ze vzorce

$$O_{sp} = O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min} = 3,5205 + (1,25 - 1) \cdot 2,6588$$

$$O_{sp} = 4,1852\ m^3/kg$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{6,8 \cdot 10^{-5} + 0,5305}{4,1852}$$

$$r_{RO_2} = 0,127$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,947}{4,1852}$$

$$r_{H_2O} = \mathbf{0,226}$$

kde

$$O_{H_2O} = O_{H_2O \min} + (f - 1)(\alpha - 1)O_{vz \min}^S =$$

$$= 0,9326 + (1,0221 - 1) \cdot (1,25 - 1) \cdot 2,6013$$

$$O_{H_2O} = \mathbf{0,947 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Součet objemových částí tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,127 + 0,226$$

$$r_{sp} = \mathbf{0,353}$$

3.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie spalín se spočítá podle následujících vzorců. Výsledky si doplníme do přehledné tabulky.

$$I_{sp} = I_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz \min}$$

$$I_{sp \min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar}$$

$$I_{vz \min} = O_{vz \min}^S \cdot (ct)_{vz}$$

$$I_p = A^r \cdot X_{\dot{u}} \cdot i_p$$

t	i CO ₂	i N ₂	i H ₂ O	i SO ₂	i Ar	i pop	c vz
°C	kJ/m ³	kJ/m ³	kJ/m ³	kJ/m ³	kJ/m ³	kJ/kg	kJ/m ³ K
100	170	130	150	189	93	80,8	1,3
200	357	260	304	392	186	169	1,307
300	559	392	463	610	278	264	1,317
400	772	527	626	836	372	360	1,329
500	994	666	795	1070	465	458	1,343
600	1225	804	969	1310	557	560	1,356
700	1462	948	1149	1550	650	662	1,371
800	1705	1094	1334	1800	743	767	1,384
900	1952	1242	1526	2050	834	874	1,398
1000	2204	1392	1723	2305	928	984	1,41

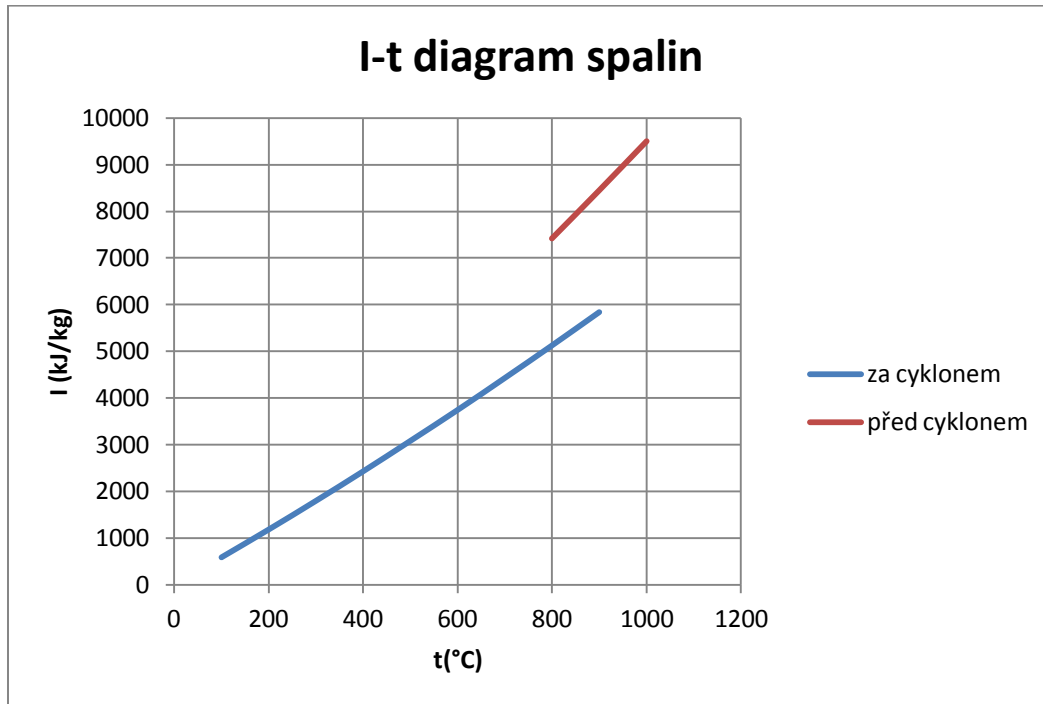
Tab.3.2 Entalpie složek spalin [1]

Protože se 99% prachových částic vrací z cyklonu do ohniště tak je entalpie za cyklonem skokově nižší než před cyklonem.

t	$l_{sp\ min}$	$l_{vz\ min}$	l_{pop}	$l_{sp} (\alpha=1,25)$
°C	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
100	496,6498942	338,1696	1,414	582,6062839
200	1006,049619	679,9809	2,9575	1179,002355
300	1532,113629	1027,775	4,62	1793,677461
400	2073,892005	1382,853	6,3	2425,905346
500	2634,150516	1746,776	8,015	3078,859475
600	3201,789641	2116,421	9,8	3740,694935
700	3790,431438	2496,472	11,585	4426,134372
800	4390,986629	2880,164	13,4225	5124,450159
900	5004,210877	3272,961	15,295	5837,746144
800	4390,986629	2880,164	2301	7412,027659
900	5004,210877	3272,961	2622	8444,451144
1000	5628,889476	3667,839	2952	9497,849241

Tab. 3.3 Vypočtené veličiny pro dané teploty (spodní 3 řádky udávají entalpii před cyklonem)

Pro vypočítané hodnoty vytvoříme I-t diagram



Obr 3.1 I-t diagram spalín

4 ZTRÁTY A ÚČINNOST KOTLE

4.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle určíme ze vztahu

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

Kde Q_i^r je výhřevnost paliva, která je rovna 9500 kJ/kg a Q_{vz} je teplo vzduchu ohřátého vnějším zdrojem.

Jelikož do kotle nepřivádíme vzduch ohřátý vnějším zdrojem, můžeme říci, že

$$Q_{i\ red} = Q_i^r = 9500\ \text{kJ/kg}$$

4.2 Výrobní teplo páry

Výrobní teplo páry se spočítá jako

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_o \cdot (i' - i_{nv})$$

kde M_{pp} je parní výkon kotle, i_{pp} je entalpie přehřáté páry, i_{nv} je entalpie napájecí vody, M_o je množství odluhu (volí se 0,5% z M_{pp}) a i' je entalpie syté páry při tlaku v bubnu.

$$M_o = 0,005 \cdot M_{pp} = 0,005 \cdot 41,67$$

$$M_o = 0,208\ \text{kg/s}$$

i_{pp} , i' a i_{nv} se určí z tabulek.

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_o \cdot (i' - i_{nv}) \\ = 41,67 \cdot (3459,2 - 901,2) + 0,208 \cdot (1441,9 - 901,2)$$

$$Q_v = 106,7\ \text{MW}$$

4.3 Ztráta mechanickým nedopalem

Tuto ztrátu způsobuje obsah uhlíku C ve škváře, strusce nebo popílku ve. Minimalizovat tuto ztrátu můžeme tím, že palivo více vysušíme nebo necháme palivo déle ve fluidní vrstvě.

$$Z_C = Z_{Cs} + Z_{Cú}$$

Kde Z_{Cs} je ztráta v tuhých zbytcích zachycených v ohništi a $Z_{Cú}$ je ztráta nedopalem v úletu

$$Z_{Cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cs} = \frac{0,6}{1 - 0,6} \cdot 0,3 \cdot \frac{0,025}{9500} \cdot 32600$$

$$Z_{Cs} = 0,00016$$

$$Z_{Cú} = \frac{C_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot X_{ú} \cdot \frac{A^r}{Q_{ired}} \cdot Q_{cú} = \frac{0,6}{1 - 0,6} \cdot 0,7 \cdot \frac{0,025}{9500} \cdot 32600$$

$$Z_{Cú} = 0,00036$$

C_s je podíl hořlaviny v tuhých zbytcích zachycených v ohništi ($C_s = 0,6$), $C_{ú}$ je podíl hořlaviny v úletu ($C_{ú} = 0,6$), X_s je podíl popele zachyceného v ohništi ($X_s = 0,3$) a $X_{ú}$ je podíl popele v úletu ($X_{ú} = 0,7$), Q_{cs} a $Q_{cú}$ je průměrná hodnota výhřevnosti tuhých zbytků a uvažuje se jako 32600 kJ/kg.

$$Z_C = Z_{Cs} + Z_{Cú} = 0,00016 + 0,00036$$

$$Z_C = 0,00052$$

4.4 Ztráta chemickým nedopalem

Při dokonalém spalování dochází při hoření a reakci s kyslíkem k vývinu tepla. Bohužel ne vždy se podaří dosáhnout dokonalého. Nejprve vzniká oxid uhelnatý a při další oxidaci oxid uhličitý. Pokud nedojde vlivem dostatečného rozložení kyslíku a také přivedení dostatečného množství kyslíku k dokonalému spalování, nemusí dojít k některé z reakcí a tím ztrácíme teplo.

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{sp\ min}^S}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_{ired}} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 2,588}{(21 - 11) \cdot 9500}$$

kde mgCO je emisní limit CO ($mgCO = 100 \text{ mg/Nm}^3$) a O_{2ref} je obsah kyslíku pro referenční stav spalin ($O_{2ref} = 11\%$).

$$Z_{CO} = 0,00058$$

4.5 Ztráta sáláním a sdílením tepla do okolí

Tuto ztrátu určíme z grafu v [1].

$$Z_{SO} = 0,007$$

4.6 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tato ztráta spočívá v nevyužitém teple tuhých zbytků, které odcházejí komínem.

$$Z_f = \left(\frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{ired}} \cdot c_s \cdot t_s \right) + \frac{X_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot \frac{A^r}{Q_{ired}} \cdot c_{ú} \cdot t_{ú}$$

$$= \left(\frac{0,3}{1 - 0,6} \cdot \frac{0,025}{9500} \cdot 0,95 \cdot 850 \right) + \left(\frac{0,7}{1 - 0,6} \cdot \frac{0,025}{9500} \cdot 0,82 \cdot 140 \right)$$

kde $c_{\dot{u}}$ je měrná tepelná kapacita braná z tabulek pro $t_{\dot{u}} = 140^\circ\text{C}$ ($c_{\dot{u}} = 0,82 \text{ kJ/kg K}$) a c_s je měrná tepelná kapacita braná z tabulek pro $t_s = 850^\circ\text{C}$ ($c_s = 0,95 \text{ kJ/kg K}$).

$$Z_f = 0,00085$$

4.7 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Je to tepelná energie, která odchází z kotle v podobě plynných spalin. Je závislá na teplotě spalin. Komínová ztráta je největší ztrátou kotle. Nevice ovlivňujícím faktorem této ztráty je teplota rosného bodu spalin.

$$Z_k = (1 - Z_C) \cdot \frac{I_{sp} - \alpha \cdot I_{vz \min}}{Q_{ired}} = (1 - 0,00052) \cdot \frac{723,8 - 1,25 \cdot 85,8}{9500}$$

kde I_{sp} je entalpie spalin při teplotě 140°C a je rovna $723,8 \text{ kJ/kg}$ (z tab. 3.3), $I_{vz \min}$ je entalpie studeného vzduchu.

$$I_{vz \min} = O_{vz \min}^S \cdot c \cdot t = 2,6013 \cdot 1,32 \cdot 25$$

$$I_{vz \min} = 85,8 \text{ kJ/kg}$$

$$Z_k = 0,0649$$

4.8 Tepelná účinnost kotle

Tepelná účinnost kotle se stanoví ze vztahu

$$\begin{aligned} \eta_k &= 1 - Z_C - Z_{CO} - Z_{SO} - Z_f - Z_k \\ &= 1 - 0,00052 - 0,00058 - 0,007 - 0,0009 - 0,0649 \end{aligned}$$

což je stanovení účinnosti nepřímou metodou.

$$\eta_k = 0,9262$$

$$\eta_k = 92,6\%$$

4.9 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{ired} \cdot \eta_k} = \frac{106590}{9500 \cdot 0,926}$$

$$M_{pal} = 12,127 \text{ kg/s}$$

Skutečně spálené množství paliva

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_C) = 12,127 \cdot (1 - Z_C)$$

$$M_{pv} = 12,12 \text{ kg/s}$$

5 ODSÍŘENÍ

5.1 Objem volného kyslíku ve spalínách

Součinitel přebytku spalovacího vzduchu je zjednodušeně odvozen pro dokonalé spalování z objemu volného kyslíku ve spalínách O_{O_2} . Mezi α a O_{O_2} platí jednoduchý vztah:

$$\alpha = \frac{0,21}{0,21 - O_{O_2}}$$

Pokud $\alpha=1,25$, tak plyne

$$O_{O_2} = 0,21 - \frac{0,21}{\alpha} = 0,21 - \frac{0,21}{1,25}$$

$$O_{O_2} = 4,2\%$$

[3]

5.2 Emisní faktor

Emisní faktor je střední měrná výrobní emise dané znečišťující látky a představuje poměr hmotnosti do ovzduší přecházející znečišťující látky ku hmotnosti paliva. Emisní faktory se stanovují buď měřením na zdrojích daného typu nebo výpočtem. V našem případě se emisní faktor spočítá jako

$$f_{SO_2} = 19 \cdot 1000 \cdot S^r = 19 \cdot 1000 \cdot 0,01$$

$$f_{SO_2} = 190 \text{ mg}_{SO_2}/\text{kg}_{pal}$$

[3]

Za referenční obsah O_2 v plynu dosazujeme 6%.

5.3 Přepočítání koncentrací na vztažné podmínky

$$C_{SO_2} = \frac{f_{SO_2}}{O_{sp\ min}^s} \cdot \frac{21 - O_{O_2}}{21 - O_{O_2}^r} = \frac{190}{2,59} \cdot \frac{21 - 4,2}{21 - 6}$$

$$C_{SO_2} = 65,55 \text{ mg}_{SO_2}/\text{m}^3$$

[3]

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že při spalování dřevní biomasy je koncentrace SO_2 ve spalínách nižší než je emisní limit, který činí $200 \text{ mg}/\text{m}^3$ ve spalínách. Proto není potřeba odsířovat.

6 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Ve spalovací komoře probíhá samotné hoření paliva. Prostor ohniště nebývá vyplněn teplosměnnými trubkami tvořící výparníkový systém. Základním požadavkem kladený na výpočet ohniště kotle je, aby došlo ke vznícení a dokonalému vyhoření paliva a zároveň by hoření v tomto prostoru mělo také skončit. Do spodní části je přiváděn vzduch, který pomáhá vytvářet fluidní vrstvu.

6.1 Rozměry spalovací komory a tepelné zatížení

Jelikož se jedná o kontrolní výpočet, tak si rozměry ohniště volíme.

Šířka přední strany spalovací komory	$a=7,25$ m
Šířka boku spalovací komory	$b=5,49$ m
Výška spalovací komory	$h_o=27,5$ m
Výška výsyvky	$h_v=5,9$ m
Výška hořáků	$h_h=4,5$ m

Objem spalovací komory

$$V_o = a \cdot b \cdot h_o - \frac{h_v}{2} \cdot \frac{b}{2} \cdot a = 7,25 \cdot 5,49 \cdot 27,5 - \frac{5,9}{2} \cdot \frac{5,49}{2} \cdot 7,25$$

$$V_o = 1035,9 \text{ m}^3$$

Plocha spalovací komory

$$S_o = 2 \cdot (a + b) \cdot h_o + (a \cdot b) + \frac{h_v}{2} \cdot a$$

$$= 2 \cdot (7,25 + 5,49) \cdot 27,5 + (7,25 \cdot 5,49) + \frac{5,9}{2} \cdot 7,25$$

$$S_o = 760,4 \text{ m}^2$$

Plocha stěn spalovací komory

$$F_{st} = 2 \cdot (a + b) \cdot h_o + (a \cdot b) = 2 \cdot (7,25 + 5,49) \cdot 27,5 + (7,25 \cdot 5,49)$$

$$F_{st} = 740,5 \text{ m}^2$$

Objemové tepelné zatížení

$$q_v = Q_i^r \cdot \frac{M_{pal}}{V_o} = 9500 \cdot \frac{12,127}{1035,9}$$

$$q_v = 111,2 \text{ kW/m}^3$$

plošné tepelné zatížení

$$q_s = Q_i^r \cdot \frac{M_{pal}}{S_o} = 9500 \cdot \frac{12,127}{760,4}$$

$$q_s = 151,5 \text{ kW/m}^2$$

6.2 Tepelný výpočet ohniště

Teplotu spalin na konci ohniště si předem odhadneme. Potom spočítáme skutečnou teplotu na konci ohniště. V případě velké odchylky postup opakujeme

Teplota spalin na výstupu z ohniště se určí ze vztahu

$$t_{ok} = \frac{(t_a + 273,15)}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15$$

kde t_a je teoretická teplota spalování.

Protože teplota ve fluidním kotli je ve spalovací komoře víceméně stejná v celém objemu a teplota fluidního lože je 850°C, volím t_a jako hodnotu 850°C.

6.2.1 Součinitel M

Součinitel M respektuje průběh teplot v ohništi

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

kde x_{pl} je poloha maximální teploty plamene.

$$x_{pl} = \frac{h_h}{h_o} = \frac{4,5}{27,5}$$

$$x_{pl} = 0,16$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0,16$$

Při spalování v prostoru nezávisle na x_{pl} může být hodnota M maximálně 0,5, proto

$$M = 0,5$$

6.2.2 Boltzmanovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot O_{sp} c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{st} \cdot T_a^3}$$

kde φ jsoučinitel uchování tepla, M_{pv} je množství skutečně spáleného paliva, O_{spc} je střední celkové měrné teplo spalin, ψ je tepelná efektivnost stěn, F_{st} je povrch stěn ohniště, T_a je teoretická teplota plamene ($T_a = 850 + 273,15$).

Součinitel uchování tepla určím

$$\varphi = 1 - \left(\frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} \right) = 1 - \left(\frac{0,007}{0,926 + 0,007} \right)$$

$$\varphi = 0,992$$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$O_{spc} = \frac{I_u - I_o}{t_a - t_{ok}}$$

kde I_u je teplo uvolněné ve spalovací komoře, I_o je entalpie spalin na výstupu z ohniště, t_{ok} je teplota spalin na výstupu z ohniště, kterou si musíme určit a iterací upřesnit).

$$\begin{aligned} I_u &= Q_{red}^i \cdot \frac{1 - Z_{CO} - Z_C - Z_f}{1 - Z_C} + Q_{vz} \\ &= 9500 \cdot \frac{1 - 0,00057 - 0,00051 - 0,00085}{1 - 0,00051} + 3271,9 \end{aligned}$$

$$I_u = 12758,3 \text{ kJ/kg}$$

Q_{vz} je teplo přivedené do kotle vzduchem

$$Q_{vz} = \alpha \cdot I''_{vz} = 1,25 \cdot 2617,5$$

kde I''_{vz} je entalpie horkého vzduchu a podle tabulek je rovna 2617,5 kJ/kg.

$$Q_{vz} = 3271,9 \text{ kJ/kg}$$

I_o se určí z tab. 3.3

$$I_o = 7917,9 \text{ kJ/kg}$$

Střední celkové měrné teplo spalin určím

$$O_{spc} = \frac{I_u - I_o}{t_a - t_{ok}} = \frac{12758,3 - 7917,9}{850 - 849}$$

$$O_{spc} = 4840,4 \text{ kJ/kgK}$$

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,6$$

kde x je úhlový součinitel (x=1) a ξ je součinitel zanešení stěn ohniště ($\xi=0,6$)

$$\psi = 0,6$$

Boltzmanovo číslo se tedy rovná

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot O_{spc}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,992 \cdot 12,12 \cdot 4840,4}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 740,5 \cdot 1123,15^3}$$

$$Bo = 1622,77$$

6.2.3 Stupeň černosti ohniště

Průměr částic popílku $d_{pk} = 20 \mu m$ a poměrný úlet popílku $X_{\dot{u}} = 0,7$.

Hmotnost spalín G_S je rovna

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{vz min} = 1 - 0,025 + 1,306 \cdot 1,25 \cdot 3,3235$$

$$G_S = 5,315 \text{ kg/kg}$$

Koncentrace popela ve spalínách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} = \frac{0,025 \cdot (0,7 + 1)}{2 \cdot 5,315}$$

$$\mu_{pk} = 0,004 \text{ kg/kg}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,004}{\sqrt[3]{(844 + 273,15)^2 \cdot 20^2}}$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = 0,287$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

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

$$= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,226}{\sqrt{0,035 \cdot 5,04}} - 1,02 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{844 + 273,15}{1000} \right) 1000$$

$$k_S \cdot r_S = 1,57$$

Tlak tříatomových plynů ve spalínách

$$p_S = p_o \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,353$$

kde p_o je tlak v ohništi ($p_o = 0,1 \text{ MPa}$) a r_{sp} je součet objemových částí tříatomových plynů.

$$p_S = 0,035 \text{ MPa}$$

Tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{V_o}{F_{st}} = \frac{1035,9}{740,5}$$

$$s = 5,04 \text{ m}$$

Optická hustota plamene

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

$$= (1,57 + 0,29 + 10 + 0,5 + 0,1) \cdot 0,1 \cdot 5,04$$

kde k_{kok} , κ_1 , κ_2 se volí podle literatury [2].

$$kps = 1,19$$

Z diagramu v [1] plyne, že stupeň černosti ohniště je

$$a_o = 0,8$$

Teplota spalín na výstupu z ohniště je tedy

$$t_{ok} = \frac{(t_a + 273,15)}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{850 + 273,15}{1 + 0,5 \cdot \left(\frac{0,8}{1622,8}\right)^{0,6}} - 273,15$$

$$t_{ok} = 844^{\circ}\text{C}$$

Množství tepla odevzdané do stěn ohniště

$$Q_o = \varphi \cdot (I_u - I_o) \cdot M_{pv} = 0,99 \cdot (12758,3 - 7917,9) \cdot 12,12$$

$$Q_o = 58,23 \text{ MW}$$

7 VÝPOČET KONVENČNÍCH PLOCH

Pro výpočet konvenčních ploch použijeme teploty a tlaky na vstupech a výstupech z jednotlivých konvenčních ploch, které byly navrženy odborným odhadem a postupně je zpřesňujeme výpočtem.

bod	t (°C)	p (Mpa)	i (kJ/kg)
1	25	0,1021	84,54
2	65	0,1023	219,81
3	210	11,4	901,16
4	258,2	10,8	1125,22
5	258,2	10,8	1125,22
6	260,0	10,8	1134,05
8	273,1	10,6	1199,20
9	273,1	10,6	1199,20
10	296,8	10,5	1324,56
11	296,8	10,5	1324,56
12	332,5	10,3	2834,32
13	454,8	9,5	3263,15
14	408,4	9,5	3133,15
15	530	9,3	3459,22

Tab. 7.1 navrhnuté a postupně zpřesňované teploty a entalpie na straně media

bod	t (°C)	i (kJ/kg)
A	860	7819,83
B	860	8031,48
C*	839,5	7819,83
D	782	4998,75
E	620	3877,78
F	409	2484,67
G	839,5	5406,20
H	294	1756,80
I	409	2484,67
J	294	1756,796955
K	140	723,842865

Tab. 7.2 navrhnuté teploty (a dopočítané entalpie) pro spaliny

*entalpie pro bod C ve vratné komoře je 5406,2 kJ/kg, uvedená hodnota 7819 kJ/kg je před cyklonem

7.1 Výpočet množství vstřiku

Mezi přehříváky P2 a P3 je umístěn vstřík. Tento má za úkol regulovat teplotu páry.

$$m_{vs} = M_{pp} \cdot \frac{\Delta i_r}{i_{13} - i_{nv}} = 41,67 \cdot \frac{130}{3263 - 901}$$

kde Δi_r je úbytek entalpie ve vstřiku a volím ho podle [1], M_{pp} je hmotnostní průtok výstupní páry, i_{13} je entalpie na výstupu z P2, a i_{nv} je entalpie napájecí vody.

$$\Delta i_r = 130 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{13} = 3263 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{nv} = 901 \text{ kJ/kg}$$

Množství vstřiku je tedy:

$$m_{vs} = 2,29 \text{ kg/s}$$

7.2 Tepelná bilance výparníku

Ve výparníku dochází k přeměně syté kapaliny na sytou páru o stejné teplotě.

Výkon výparníku spočítáme podle vzorce

$$Q_{výp} = m_{výp} \cdot \Delta i_{výp}$$

kde $m_{výp}$ je množství media které vstupuje do výparníku a $\Delta i_{výp}$ je entalpický spád výparníku.

$$m_{výp} = M_{PP} - m_{vs} = 41,67 - 2,29$$

$$m_{výp} = 39,37 \text{ kg/s}$$

$$\Delta i_{výp} = i_7 - i_5 = 1447 - 1125$$

$$\Delta i_{výp} = 323 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{výp} = m_{výp} \cdot \Delta i_{výp} = 39,37 \cdot 323$$

$$Q_{výp} = 12700 \text{ kW}$$

7.3 Tepelná bilance přehříváku P1

Šotový (deskový) přehřívák P1 je umístěn v ohništi kotle. Médium pro šotový přehřívák je sytá pára z bubnu a jeho funkcí je zvyšovat parametry páry.

vnější průměr trubky	D	0,038 m
vnitřní průměr trubky	d	0,0268 m
tloušťka stěny trubky	s _{tr}	0,0056 m
příčná rozteč	s ₁	1,5 m
podélná rozteč	s ₂	0,043 m
počet desek	n _d	4
počet trubek v desce	n _{1d}	10
šířka P1	a _{P1}	7,25 m
hloubka P1	b _{P1}	2,55 m
výška P1	h _{P1}	13,8 m
šířka desky	s _d	0,468 m
hloubka desky	s _h	2,5 m
výška desky	v	11,05 m

Tab. 7.3 Charakteristika rozměrů přehříváku P1

Celkový počet trubek

$$n_{tr} = n_d \cdot n_{1d} = 4 \cdot 10$$

$$n_{tr} = 40$$

Poměrná přímá rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{1,5}{0,038}$$

$$\sigma_1 = 39,47$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,043}{0,038}$$

$$\sigma_2 = 1,13$$

Plocha přehříváku P1

$$S_{P1} = n_d \cdot 2 \cdot s_d \cdot v \cdot x = 4 \cdot 2 \cdot 0,468 \cdot 11,05 \cdot 1$$

$$S_{P1} = 41,37 \text{ m}^2$$

7.3.1 Parametry páry

Střední tlak páry

$$p_p = 10,7 \text{ MPa}$$

Teplota páry na vstupu

$$t_{p \text{ in}} = 260 \text{ °C}$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{p \text{ out}} = 273,1 \text{ °C}$$

Střední teplota páry

$$t_p = 266,5 \text{ °C}$$

Entalpie média na vstupu

$$I_{p \text{ in}} = 1134 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie média na výstupu

$$I_{p \text{ out}} = 1199 \text{ kJ/kg}$$

Střední měrný objem páry určím z tabulek

$$v_p = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_p = 114 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Průřez pro páru

$$S_p = n_d \cdot n_{1d} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 4 \cdot 10 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0268^2}{4}$$

$$S_p = 0,0226 \text{ m}^2$$

Rychlost páry

$$w_p = (M_{pp} - m_{vs}) \cdot \frac{v_p}{S_p} = (41,67 - 2,29) \cdot \frac{0,001}{0,0226}$$

$$w_p = 2,24 \text{ m/s}$$

Teplo předané do média

$$Q_m = (M_{pp} - m_{vs}) \cdot (I_{p \text{ out}} - I_{p \text{ in}}) = (41,67 - 2,29) \cdot (1199 - 1134)$$

$$Q_m = 2565,2 \text{ kW}$$

7.3.2 Parametry spalin

Teplota spalin na vstupu

$$t_{sp\ in} = 860\ ^\circ\text{C}$$

Teplota spalin na výstupu

$$t_{sp\ out} = 839,5\ ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp} = 849,8\ ^\circ\text{C}$$

Entalpie spalin na vstupu

$$I_{sp\ in} = 8031\ \text{kJ/kg}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp\ out} = 7820\ \text{kJ/kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_K = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N = 110\ \text{W/m}^2\text{K}$$

Kde α_N je nomografický součinitel, C_f je opravný koeficient na teplotu proudu, C_z je opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku, C_s je opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku a z grafu v [1] odečteme $\alpha_N = 110\ \text{W/m}^2\text{K}$, C_z , C_f i C_s jsou rovny 1.

Průtočná plocha spalin

$$F_{sp} = a_{p1} \cdot b_{p1} - (n_{1d} \cdot n_d \cdot D) = 7,25 \cdot 2,55 - (10 \cdot 4 \cdot 0,038)$$

$$F_{sp} = 16,97\ \text{m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \left(M_{pv} \cdot \frac{O_{sp}}{F_{sp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273} \right) = \left(12,12 \cdot \frac{4,19}{19,97} \right) \cdot \left(1 + \frac{849,8}{273} \right)$$

$$w_{sp} = 12,29\ \text{m/s}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \frac{T_Z}{T_S}}$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,8 \cdot 1123^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{546}{1123}\right)^4}{1 - \frac{546}{1123}}$$

$$\alpha_{sal} = 107,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{kde } T_S = t_s + 273.$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 0,8$$

Teplota stěny

$$T_Z = 273 + t_p + \varepsilon \cdot \left(\frac{Q_{sal}}{S_{P1}}\right) \cdot 1000 = 273 + 266,5 + 0,0043 \cdot (61,85/41,37) \cdot 1000$$

$$T_Z = 546 \text{ K}$$

kde součinitel zanesení ε volím 0,0043 m²K/W.

Sálavé teplo

$$Q_{sal} = \alpha_{sal} \cdot \frac{T_S - T_Z}{1000} = 107,2 \cdot \frac{1123 - 546}{1000}$$

$$Q_{sal} = 61,85 \text{ kW}$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro spaliny

$$\alpha_{sp} = \xi \cdot (\alpha_{sal} + \alpha_K) = 0,9 \cdot (107,2 + 110)$$

$$\alpha_{sp} = 195,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{kde } \xi = 0,9$$

7.3.3 součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku P1

součinitel tepelné efektivity desek

$$\psi = 0,9$$

Výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} = 0,9 \cdot \frac{195,5}{1 + 0,0043 \cdot 195,5}$$

$$k = 106,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp \text{ out}} - t_{p \text{ in}} = 839,5 - 260 = 579,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp \text{ in}} - t_{p \text{ out}} = 860 - 273,1 = 586,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (2,3 \cdot \ln(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2})) = (579,5 - 586,9) / (2,3 \cdot \ln(\frac{579,5}{586,9}))$$

$$\Delta t = 583,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplo předané do přehříváku P1

$$Q_{P1} = k \cdot S \cdot \frac{\Delta t}{1000} = 106,2 \cdot 41,37 \cdot \frac{583,9}{1000}$$

$$Q_{P1} = 2565,4 \text{ kW}$$

7.3.4 Odchylka bilance

$$\Delta Q = \frac{Q_{P1} - Q_m}{Q_{P1}} \cdot 100 = \frac{2565,4 - 2565,2}{2565,4} \cdot 100$$

$$\Delta Q = 0,007\%$$

7.4 Tepelná bilance vratné komory

Vratná komora je prostor, ve kterém dochází ke změně směru proudění spalin ze spojovacího kanálu do 2. Tahu kotle. Tento prostor nebývá vyplněn svazkem trubek bývá buď prázdný, nebo tímto prostorem prochází závěsné trubky ekonomizéru. Tepelný výpočet vratné komory budeme počítat zjednodušeně jen na sálání. Konvekci nebudeme uvažovat.

Šířka vratné komory	A	6,88 m
Hloubka vratné komory	B	7,062 m
Výška vratné komory	v	4,4 m
celkový počet trubek	n_{tr}	60
Vnější průměr závěsných trubek	D_{zt}	0,032 m

Tab. 7.4 Charakteristika rozměrů vratné komory

7.4.1 Parametry páry

Střední tlak páry

$$p_p = 10,55 \text{ MPa}$$

Teplota páry na vstupu

$$t_{p \text{ in}} = 273 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{p \text{ out}} = 297 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota páry

$$t_p = 285 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entalpie media na vstupu

$$I_{p \text{ in}} = 1199 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie media na výstupu

$$I_{p \text{ out}} = 1325 \text{ kJ/kg}$$

Teplo předané do media

$$Q_m = (M_{pp} - m_{vs}) \cdot (I_{p \text{ out}} - I_{p \text{ in}}) = (41,67 - 2,29) \cdot (1325 - 1199)$$

$$Q_m = 4938,4 \text{ kW}$$

7.4.2 Parametry spalin

Teplota spalin na vstupu

$$t_{sp \text{ in}} = 840 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota spalin na výstupu

$$t_{sp \text{ out}} = 782 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp} = 811 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie spalin na vstupu

$$I_{sp \text{ in}} = 5406 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp \text{ out}} = 4999 \text{ kJ/kg}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_{sal} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,5 \cdot 1084^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{683}{1084}\right)^4}{1 - \frac{683}{1084}} \end{aligned}$$

$$\alpha_{sal} = 107,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{Kde } T_s = t_{sp} + 273 = 1084 \text{ K}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 0,5$$

Teplota stěny

$$T_z = 273 + t_p + \varepsilon \cdot \left(\frac{Q_{sal}}{S_{obrk}}\right) \cdot 1000 = 273 + 285 + 0,0043 \cdot \left(\frac{420}{175,3}\right) \cdot 1000$$

$$T_z = 683 \text{ K}$$

kde volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2\text{K/W}$ a $Q_{sal} = 420 \text{ kJ/kg}$.

7.4.3 součinitel prostupu tepla a tepelný výkon vratné komory

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp \text{ out}} - t_{p \text{ in}} = 839,5 - 260 = 579,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp \text{ in}} - t_{p \text{ out}} = 860 - 273,1 = 586,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (2,3 \cdot \ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)) = (579,5 - 586,9) / (2,3 \cdot \ln \left(\frac{579,5}{586,9} \right))$$

$$\Delta t = 583,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplo předané do vratné komory

$$Q_{obr k} = \alpha_{sal} \cdot (T_S - T_Z) \cdot S_{obr k} = 107,2 \cdot (1084 - 683) \cdot 175,3$$

$$Q_{obr k} = 5226,3 \text{ kW}$$

Plocha, která přijme teplo ve vratné komoře

$$S_{obr k} = S_{tr} + S_{Pst} = 53,1 + 122,2$$

$$S_{obr k} = 175,3 \text{ m}^2$$

7.4.4 Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

Plocha stěnového přehříváku

$$S_{Pst obr k} = \mu \cdot 2 \cdot (v_{obr k} \cdot A) + (v_{obr k} \cdot B) = 0,7 \cdot 2 \cdot (4,4 \cdot 6,88) + (4,4 \cdot 7,062)$$

$$S_{Pst obr k} = 122,2 \text{ m}^2$$

kde $\mu = 0,7$ je součinitel využití plochy.

Tepelné zatížení stěnového přehříváku

$$q_{Pst} = \frac{Q_{obr k}}{S_{obr k}} = \frac{5226,3}{175,3}$$

$$q_{Pst} = 29,8 \text{ kW/m}^2$$

Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

$$Q_{Pst obr k} = q_{Pst} \cdot S_{Pst obr k} = 29,8 \cdot 122,2$$

$$Q_{Pst obr k} = 3643,4 \text{ kW}$$

7.4.5 Přijaté teplo závěsnými trubkami

Plocha závěsných trubek

$$S_{tr obr k} = 2 \cdot n_{tr} \cdot D_{zt} \cdot v_{obr k} = 2 \cdot 60 \cdot 0,032 \cdot 4,4$$

$$S_{tr obr k} = 53,1 \text{ m}^2$$

Přijaté teplo závěsnými trubkami

$$Q_{trubrk} = q_{Pst} \cdot S_{trubrk} = 29,8 \cdot 53,1$$

$$Q_{trubrk} = 1582,9 \text{ kW}$$

7.5 Tepelná bilance přehříváku P3

Z přehříváku P3 je pára o požadovaných parametrech vedena na turbínu.

vnější prům. tr.	D	0,0445 m
vnitřní prům. tr.	d	0,0333 m
tl. Stěny tr.	s _{tr}	0,0056 m
příčná rozteč	s ₁	0,116 m
podélná rozteč	s ₂	0,85 m
počet desek	n _{P3}	60
šířka tahu	A _{P3}	7,062 m
hloubka tahu	B _{P3}	6,88 m
výška tahu	v	2,4 m
počet trubek v hadu	n _{tr h}	1
délka 1 trubky	l	6,3 m
počet smyček v 1 hadu	n _s	6

Tab. 7.5 Charakteristika rozměrů přehříváku P3

Celkový počet trubek

$$n_{tr} = n_{P3} \cdot n_{tr h} = 60 \cdot 1$$

$$n_{tr} = 60$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,116}{0,0445}$$

$$\sigma_1 = 2,61$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,85}{0,0445}$$

$$\sigma_2 = 19,1$$

Délka trubek

$$l_{tr} = 2 \cdot n_{tr h} \cdot n_{P3} \cdot n_s \cdot l = 2 \cdot 1 \cdot 60 \cdot 6 \cdot 6,3$$

$$l_{tr} = 4536 \text{ m}$$

Plocha přehříváku P3

$$S_{P3} = \pi \cdot D \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 4536$$

$$S_{P3} = 634,14 \text{ m}^2$$

7.5.1 Parametry páry

Střední tlak páry

$$p_p = 9,4 \text{ MPa}$$

Teplota páry na vstupu

$$t_{p \text{ in}} = 408 \text{ °C}$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{p \text{ out}} = 530 \text{ °C}$$

Střední teplota páry

$$t_p = 469 \text{ °C}$$

Entalpie média na vstupu

$$I_{p \text{ in}} = 3133 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie média na výstupu

$$I_{p \text{ out}} = 3459 \text{ kJ/kg}$$

Střední měrný objem páry určím z tabulek.

$$v_p = 0,033 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí určím z [1].

$$\alpha_p = 3400 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Průřez pro páru

$$S_p = n_{P3} \cdot n_{tr h} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 60 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0333^2}{4}$$

$$S_p = 0,0523 \text{ m}^2$$

Rychlost páry

$$w_p = (M_{pp}) \cdot \frac{v_p}{S_p} = (41,67) \cdot \frac{0,033}{0,0523}$$

$$w_p = 26,46 \text{ m/s}$$

Teplo předané do media

$$Q_m = (M_{pp}) \cdot (I_{p \text{ out}} - I_{p \text{ in}}) = (41,67) \cdot (3459 - 3133)$$

$$Q_m = 13586,4 \text{ kW}$$

7.5.2 Parametry spalin

Teplota spalin na vstupu

$$t_{sp \text{ in}} = 782 \text{ °C}$$

Teplota spalin na výstupu

$$t_{sp \text{ out}} = 620 \text{ °C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp} = 701 \text{ °C}$$

Entalpie spalin na vstupu

$$I_{sp \text{ in}} = 4999 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp \text{ out}} = 3878 \text{ kJ/kg}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,004}{\sqrt[3]{(844 + 273,15)^2 \cdot 20^2}}$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = 0,287$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

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

$$= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,23}{\sqrt{0,035 \cdot 2,5}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{844 + 273,15}{1000} \right) \cdot 1000$$

$$k_S \cdot r_S = 2,66$$

Tlak tříatomových plynů ve spalínách

$$p_S = p_o \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,353$$

kde $p_o = 0,1 \text{ MPa}$ a r_{sp} je součet objemových částí tříatomových plynů.

$$p_S = 0,035 \text{ MPa}$$

Tloušťka sálové vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot (4 \cdot s_1 \cdot s_2) / \pi \cdot D^2 = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot (4 \cdot 0,116 \cdot 0,85) / \pi \cdot 0,0445^2$$

$$s = 2,5 \text{ m}$$

Optická hustota spalin

$$kps = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (2,66 + 0,287) \cdot 0,1 \cdot 2,5$$

$$kps = 0,737$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_K = C_Z \cdot C_S \cdot C_f \cdot \alpha_N = 1,05 \cdot 59$$

$$\alpha_K = 61,95 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde α_N je nomografický součinitel, C_f je opravný koeficient na teplotu proudu, C_Z je opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku, C_S je opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku. Z grafu v [1] odečteme $\alpha_N = 59 \text{ W/m}^2\text{K}$, C_Z a C_f jsou rovny 1 a $C_S = 1,05$.

Průtočná plocha spalin

$$F_{sp} = A_{P3} \cdot B_{P3} - (n_{P3} \cdot l \cdot D) = 7,062 \cdot 6,88 - (60 \cdot 6,3 \cdot 0,0445)$$

$$F_{sp} = 31,77 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \left(M_{pv} \cdot \frac{O_{sp}}{F_{sp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273} \right) = \left(12,12 \cdot \frac{4,19}{31,77} \right) \cdot \left(1 + \frac{701}{273} \right)$$

$$w_{sp} = 5,7 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,62 \cdot 974,15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{546}{974,15}\right)^4}{1 - \frac{546}{974,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 107,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{kde } T_s = t_s + 273 = 974,15 \text{ K}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 0,62$$

Teplota stěny

$$T_z = 273 + t_p + \left(\varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p} \right) \right) \cdot \left(\frac{M_{pv} \cdot Q_{sal}}{S_{P3}} \right) \cdot 1000$$

$$= 273 + 469 + \left(0,0043 + \left(\frac{1}{3400} \right) \right) \cdot \left(\frac{12,12 \cdot 2600}{634,14} \right) \cdot 1000$$

$$T_z = 683 \text{ K}$$

kde volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2\text{K/W}$, $Q_{sal} = 2600 \text{ kJ/kg}$.

Celkový součinitel přestupu tepla pro spaliny

$$\alpha_{sp} = \xi \cdot (\alpha_{sal} + \alpha_K) = 0,9 \cdot (117 + 61,95)$$

$$\alpha_{sp} = 161,03 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde $\xi = 0,9$.

7.5.3 součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku P3

součinitel tepelné efektivity desek

$$\psi = 0,9$$

Výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p}\right)} = \frac{161,03}{1 + 0,0043 \cdot \frac{1}{3400}}$$

$$k = 92,56 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp \text{ out}} - t_{p \text{ in}} = 620 - 408 = 252 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp \text{ in}} - t_{p \text{ out}} = 782 - 530 = 211,6 \text{ °C}$$

$$\Delta t = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (2,3 \cdot \ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)) = (252 - 211,6) / (2,3 \cdot \ln\left(\frac{252}{211,6}\right))$$

$$\Delta t = 231,5 \text{ °C}$$

Teplo předané do přehříváku P3

$$Q_{P3} = k \cdot S_{P3} \cdot \frac{\Delta t}{1000} = 92,56 \cdot 634,14 \cdot \frac{115,3}{1000}$$

$$Q_{P3} = 13586,6 \text{ kW}$$

7.5.4 Odchylka bilance

$$\Delta Q = \frac{Q_{P3} - Q_m}{Q_{P3}} \cdot 100 = \frac{13586,6 - 13586,4}{13586,6} \cdot 100$$

$$\Delta Q = 0,001\%$$

7.5.5 Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

Plocha stěnového přehříváku

$$S_{stP3} = \mu \cdot 2 \cdot (v_{P3} \cdot A) + (v_{P3} \cdot B) = 0,7 \cdot 2 \cdot (2,4 \cdot 6,89) + (2,4 \cdot 7,062)$$

$$S_{stP3} = 40,1 \text{ m}^2$$

kde $\mu = 0,7$ je součinitel využití plochy.

Tepelné zatížení stěnového přehříváku

$$q_{Pst} = \frac{Q_{P3}}{S_{P3}} = \frac{13586,6}{634,1}$$

$$q_{Pst} = 21,4 \text{ kW/m}^2$$

Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

$$Q_{Pst P3} = q_{Pst} \cdot S_{stP3} = 21,4 \cdot 40,1$$

$$Q_{Pst P3} = \mathbf{859,1 \text{ kW}}$$

7.5.6 Přijaté teplo závěsnými trubkami

Plocha závěsných trubek

$$S_{tr P3} = 2 \cdot n_{tr} \cdot D_{zt} \cdot v_{P3} = 2 \cdot 60 \cdot 0,032 \cdot 2,4$$

$$S_{tr} = 29 \text{ m}^2$$

Přijaté teplo závěsnými trubkami

$$Q_{trP3} = q_{Pst} \cdot S_{trP3} = 21,4 \cdot 29$$

$$Q_{trP3} = \mathbf{620,3 \text{ kW}}$$

7.6 Tepelná bilance přehříváku P2

Za přehřívákem P2 je teplota páry regulována vstříkem napájecí vody.

vnější průměr trubky	D	0,0445 m
vnitřní průmět trubky	d	0,0333 m
Tloušťka stěny trubky	s _{tr}	0,0056 m
příčná rozteč	s ₁	0,14 m
podélná rozteč	s ₂	0,085 m
počet desek	n _{P2}	60
šířka tahu	A _{P2}	7,062 m
hloubka tahu	B _{P2}	6,88 m
výška tahu	v	10,5 m
počet trubek v hadu	n _{tr h}	1
délka 1 trubky	l	6,8 m
počet smyček v 1 hadu	n _s	44

Tab. 7.6 Charakteristika rozměrů přehříváku P2

Celkový počet trubek

$$n_{tr} = n_{P2} \cdot n_{tr h} = 60 \cdot 1$$

$$n_{tr} = \mathbf{60}$$

Poměrná přímá rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,14}{0,0445}$$

$$\sigma_1 = 3,15$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,085}{0,0445}$$

$$\sigma_2 = 1,91$$

Délka trubek

$$l_{tr} = n_{tr h} \cdot n_{p3} \cdot n_s \cdot l = 1 \cdot 60 \cdot 44 \cdot 6,8$$

$$l_{tr} = 17952 \text{ m}$$

Plocha přehříváku P2

$$S_{P2} = \pi \cdot D \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 17952$$

$$S_{P2} = 2509,7 \text{ m}^2$$

7.6.1 Parametry páry

Střední tlak páry

$$p_p = 9,9 \text{ MPa}$$

Teplota páry na vstupu

$$t_{p in} = 333 \text{ °C}$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{p out} = 455 \text{ °C}$$

Střední teplota páry

$$t_p = 394 \text{ °C}$$

Entalpie media na vstupu

$$I_{p in} = 2834 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie media na výstupu

$$I_{p out} = 3263 \text{ kJ/kg}$$

Střední měrný objem páry určím z tabulek

$$v_p = 0,026 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí určím z [1]

$$\alpha_p = 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Průřez pro páru

$$F_p = n_{p2} \cdot n_{tr h} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 60 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0333^2}{4}$$

$$F_p = 0,0523 \text{ m}^2$$

Rychlost páry

$$w_p = (M_{pp} - m_{vs}) \cdot \frac{v_p}{F_p} = (41,67 - 2,29) \cdot \frac{0,026}{0,0523}$$

$$w_p = 19,82 \text{ m/s}$$

Teplo předané do media

$$Q_m = (M_{pp} - m_{vs}) \cdot (I_{p out} - I_{p in}) = (41,67 - 2,29) \cdot (3263 - 2834)$$

$$Q_m = 16884,9 \text{ kW}$$

7.6.2 Parametry spalin

Teplota spalin na vstupu

$$t_{sp in} = 620 \text{ °C}$$

Teplota spalin na výstupu

$$t_{sp out} = 409 \text{ °C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp} = 514,5 \text{ °C}$$

Entalpie spalin na vstupu

$$I_{sp in} = 3877 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp out} = 2485 \text{ kJ/kg}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,004}{\sqrt[3]{(844 + 273,15)^2 \cdot 20^2}}$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = 0,287$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

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

$$= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,23}{\sqrt{0,035 \cdot 0,27}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{844 + 273,15}{1000} \right) \cdot 1000$$

$$k_s \cdot r_s = 9,65$$

Tlak tříatomových plynů ve spalínách

$$p_s = p_o \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,353$$

kde $p_o = 0,1 \text{ MPa}$ a r_{sp} je součet objemových částí tříatomových plynů.

$$p_s = 0,035 \text{ MPa}$$

Tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot (4 \cdot s_1 \cdot s_2) / \pi \cdot D^2 = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot (4 \cdot 0,0333 \cdot 0,0056) / \pi \cdot 0,0445^2$$

$$s = 0,27 \text{ m}$$

Optická hustota spalin

$$kps = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (2,66 + 0,287) \cdot 0,1 \cdot 2,5$$

$$kps = 0,265$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_K = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N = 1,05 \cdot 65$$

$$\alpha_K = 68,25 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde α_N je nomografický součinitel, C_f je opravný koeficient na teplotu proudu, C_z je opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku, C_s je opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku. Z grafu v [1] odečteme $\alpha_N = 65 \text{ W/m}^2\text{K}$, C_z a C_f jsou rovny 1 a $C_s = 1,05$.

Průtočná plocha spalin

$$F_{sp} = A_{P2} \cdot B_{P2} - (n_{P2} \cdot l \cdot D) = 7,062 \cdot 6,88 - (60 \cdot 6,8 \cdot 0,0445)$$

$$F_{sp} = 30,43 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \left(M_{pv} \cdot \frac{O_{sp}}{F_{sp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273} \right) = \left(12,12 \cdot \frac{4,19}{30,43} \right) \cdot \left(1 + \frac{514,5}{273} \right)$$

$$w_{sp} = 4,8 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,26 \cdot 787,65^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{546}{787,65}\right)^4}{1 - \frac{546}{787,65}}$$

$$\alpha_{sal} = 20,7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{kde } T_s = t_{sp} + 273 = 787,65 \text{ K}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 0,26$$

Teplota stěny

$$T_z = 273 + t_p + \left(\varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p} \right) \right) \cdot \left(\frac{M_{pv} \cdot Q_{sal}}{S_{p2}} \right) \cdot 1000$$

$$= 273 + 394 + \left(0,0043 + \left(\frac{1}{3000} \right) \right) \cdot \left(\frac{12,12 \cdot 1000}{2509,7} \right) \cdot 1000$$

$$T_z = 667 \text{ K}$$

$$\text{kde volím součinitel zanesení } \varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2\text{K/W}, Q_{sal} = 1000 \text{ kJ/kg.}$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro spaliny

$$\alpha_{sp} = \xi \cdot (\alpha_{sal} + \alpha_K) = 0,9 \cdot (20,7 + 68,25)$$

$$\alpha_{sp} = 80,03 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{kde } \xi = 0,9.$$

7.6.3 součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku P2

Výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p}\right)} = \frac{80,03}{1 + 0,0043 \cdot \frac{1}{3000}}$$

$$k = 58,34 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp \text{ out}} - t_{p \text{ in}} = 409 - 333 = 165,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp \text{ in}} - t_{p \text{ out}} = 620 - 455 = 76,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (2,3 \cdot \ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)) = (165,2 - 76,5) / (2,3 \cdot \ln\left(\frac{176,2}{76,5}\right))$$

$$\Delta t = 115,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplo předané do přehříváku P2

$$Q_{P2} = k \cdot S_{P2} \cdot \frac{\Delta t}{1000} = 58,34 \cdot 2509,7 \cdot \frac{115,3}{1000}$$

$$Q_{P2} = 16901,2 \text{ kW}$$

7.6.4 Odchylka bilance

$$\Delta Q = \frac{Q_{P2} - Q_m}{Q_{P2}} \cdot 100 = \frac{16901,2 - 16884,9}{16901,2} \cdot 100$$

$$\Delta Q = 0,097\%$$

7.6.5 Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

Plocha stěnového přehříváku

$$S_{stP2} = \mu \cdot 2 \cdot (v_{P2} \cdot A) + (v_{P2} \cdot B) = 0,7 \cdot 2 \cdot (10,5 \cdot 6,88) + (10,5 \cdot 7,062)$$

$$S_{stP2} = 175,4 \text{ m}^2$$

kde $\mu = 0,7$ je součinitel využití plochy.

Tepelné zatížení stěnového přehříváku

$$q_{Pst} = \frac{Q_{P2}}{S_{P2}} = \frac{16901,2}{2510}$$

$$q_{Pst} = 6,73 \text{ kW/m}^2$$

Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

$$Q_{Pst P2} = q_{Pst} \cdot S_{stP3} = 6,73 \cdot 175,4$$

$$Q_{Pst P2} = 1181,4 \text{ kW}$$

7.6.6 Přijaté teplo závěsnými trubkami

Plocha závěsných trubek

$$S_{tr P2} = 2 \cdot n_{tr} \cdot D_{zt} \cdot v_{P2} = 2 \cdot 60 \cdot 0,032 \cdot 10,5$$

$$S_{trP2} = 126,7 \text{ m}^2$$

Přijaté teplo závěsnými trubkami

$$Q_{trP2} = q_{Pst} \cdot S_{trP2} = 6,73 \cdot 126,7$$

$$Q_{tr P2} = 1706,1 \text{ kW}$$

7.7 Tepelná bilance ekonomizéru

Ekonomizér zajišťuje ohřev napájecí vody. Z ekonomizéru je voda vedena do bubnu kotle.

vnější průměr trubky	D	0,0445 m
vnitřní průmět trubky	d	0,0365 m
Tloušťka stěny trubky	s _{tr}	0,004 m
příčná rozteč	s ₁	0,116 m
podélná rozteč	s ₂	0,09 m
počet desek	n _{EKO}	60
šířka tahu	A _{EKO}	7,062 m
hloubka tahu	B _{EKO}	6,88 m
výška tahu	v	5,6 m
počet trubek v hadu	n _{tr h}	1
délka 1 trubky	l	6,8 m
počet smyček v 1 hadu	n _s	48

Tab. 7.7 Charakteristika rozměrů ekonomizéru

Celkový počet trubek

$$n_{tr} = n_{EKO} \cdot n_{tr h} = 60 \cdot 1$$

$$n_{tr} = 60$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,116}{0,0445}$$

$$\sigma_1 = 2,6$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,0445}$$

$$\sigma_2 = 2,02$$

Délka trubek

$$l_{tr} = n_{tr} \cdot n_{EKO} \cdot n_s \cdot l = 1 \cdot 60 \cdot 48 \cdot 8,63$$

$$l_{tr} = 24854 \text{ m}$$

Plocha ekonomizéru

$$S_{EKO} = \pi \cdot D \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 24854$$

$$S_{EKO} = 3474,7 \text{ m}^2$$

7.7.1 Parametry vody

Střední tlak vody

$$p_p = 11,1 \text{ MPa}$$

Teplota vody na vstupu

$$t_{p \text{ in}} = 210 \text{ °C}$$

Teplota vodyna výstupu

$$t_{p \text{ out}} = 258 \text{ °C}$$

Střední teplota vody

$$t_p = 234 \text{ °C}$$

Entalpie media na vstupu

$$I_{p \text{ in}} = 901 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie media na výstupu

$$I_{p \text{ out}} = 1125 \text{ kJ/kg}$$

Střední měrný objem vody určím z tabulek

$$v_p = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí určím z [1]

$$\alpha_p = 3500 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Průřez pro vodu

$$F_p = n_{EKO} \cdot n_{tr h} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 60 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0365^2}{4}$$

$$F_p = 0,0628 \text{ m}^2$$

Rychlost vody

$$w_p = (M_{pp} - m_{vs}) \cdot \frac{v_p}{F_p} = (41,67 - 2,29) \cdot \frac{0,001}{0,0628}$$

$$w_p = 0,76 \text{ m/s}$$

Teplo předané do media

$$Q_m = (M_{pp} - m_{vs}) \cdot (I_{p \text{ out}} - I_{p \text{ in}}) = (41,67 - 2,29) \cdot (1125 - 901)$$

$$Q_m = 8822 \text{ kW}$$

7.7.2 Parametry spalin

Teplota spalin na vstupu

$$t_{sp \text{ in}} = 409 \text{ °C}$$

Teplota spalin na výstupu

$$t_{sp \text{ out}} = 294 \text{ °C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp} = 351,5 \text{ °C}$$

Entalpie spalin na vstupu

$$I_{sp \text{ in}} = 2485 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp\ out} = 1757\ kJ/kg$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,004}{\sqrt[3]{(844 + 273,15)^2 \cdot 20^2}}$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = 0,287$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

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

$$= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,23}{\sqrt{0,035 \cdot 0,23}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{844 + 273,15}{1000} \right) \cdot 1000$$

$$k_s \cdot r_s = 11,03$$

Tlak tříatomových plynů ve spalínách

$$p_s = p_o \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,353$$

kde $p_o = 0,1\ MPa$ a r_{sp} je součet objemových částí tříatomových plynů.

$$p_s = 0,035\ MPa$$

Tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot (4 \cdot s_1 \cdot s_2) / \pi \cdot D^2 = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot (4 \cdot 0,116 \cdot 0,09) / \pi \cdot 0,0445^2$$

$$s = 0,23\ m$$

Optická hustota spalín

$$kps = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (11,03 + 0,287) \cdot 0,1 \cdot 0,23$$

$$kps = 0,259$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_K = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N$$

$$\alpha_K = 65\ W/m^2K$$

kde α_N je nomografický součinitel, C_f je opravný koeficient na teplotu proudu, C_z je opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku, C_s je opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku. Z grafu v [1] odečteme $\alpha_N = 65\ W/m^2K$, C_z, C_s a C_f jsou rovny 1.

Průtočná plocha spalín

$$F_{sp} = A_{EKO} \cdot B_{EKO} - (n_{EKO} \cdot l \cdot D) = 7,062 \cdot 6,88 - (60 \cdot 8,63 \cdot 0,0445)$$

$$F_{sp} = 25,54 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \left(M_{pv} \cdot \frac{O_{sp}}{F_{sp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273} \right) = \left(12,12 \cdot \frac{4,19}{25,54} \right) \cdot \left(1 + \frac{351,5}{273} \right)$$

$$w_{sp} = 4,54 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,23 \cdot 624,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{532}{624,5}\right)^4}{1 - \frac{532}{624,5}}$$

$$\alpha_{sal} = 9,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{kde } T_s = t_{sp} + 273 = 624,5 \text{ K}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 0,23$$

Teplota stěny

$$T_z = 273 + t_p + \left(\varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p} \right) \right) \cdot \left(\frac{M_{pv} \cdot Q_{sal}}{S_{EKO}} \right) \cdot 1000$$

$$= 273 + 234 + \left(0,03 + \left(\frac{1}{3475} \right) \right) \cdot \left(\frac{12,12 \cdot 830}{2509,7} \right) \cdot 1000$$

$$T_z = 532 \text{ K}$$

kde volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,03 \text{ m}^2\text{K/W}$, $Q_{sal} = 830 \text{ kJ/kg}$.

Celkový součinitel přestupu tepla pro spaliny

$$\alpha_{sp} = \xi \cdot (\alpha_{sal} + \alpha_K) = 0,9 \cdot (9,2 + 65)$$

$$\alpha_{sp} = 66,8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde součinitel využití plochy $\xi = 0,9$.

7.7.3 součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ekonomizéru

Výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p}\right)} = \frac{66,8}{1 + 0,03 \cdot \frac{1}{3500}}$$

$$k = 22,23 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp \text{ out}} - t_{p \text{ in}} = 294 - 210 = 150,8^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp \text{ in}} - t_{p \text{ out}} = 409 - 258 = 84^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (2,3 \cdot \ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)) = (150,8 - 84) / (2,3 \cdot \ln\left(\frac{150,8}{84}\right))$$

$$\Delta t = 114,3^\circ\text{C}$$

Teplo předané do ekonomizéru

$$Q_{EKO} = k \cdot S_{EKO} \cdot \frac{\Delta t}{1000} = 22,23 \cdot 3474 \cdot \frac{114,3}{1000}$$

$$Q_{EKO} = 8830,5 \text{ kW}$$

7.7.4 Odchylka bilance

$$\Delta Q = \frac{Q_{EKO} - Q_m}{Q_{EKO}} \cdot 100 = \frac{8830,5 - 8822}{8830,5} \cdot 100$$

$$\Delta Q = 0,096\%$$

7.7.5 Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

Plocha stěnového přehříváku

$$S_{stP2} = \mu \cdot 2 \cdot (v_{EKO} \cdot A) + (v_{EKO} \cdot B) = 0,7 \cdot 2 \cdot (5,6 \cdot 6,88) + (5,6 \cdot 7,062)$$

$$S_{stP2} = 116,7 \text{ m}^2$$

kde $\mu = 0,7$ je součinitel využití plochy.

Tepelné zatížení stěnového přehříváku

$$q_{Pst} = \frac{Q_{EKO}}{S_{EKO}} = \frac{8830,5}{3474,7}$$

$$q_{Pst} = 2,54 \text{ kW/m}^2$$

Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

$$Q_{Pst EKO} = q_{Pst} \cdot S_{stEKO} = 2,54 \cdot 116,7$$

$$Q_{Pst EKO} = 296,6 \text{ kW}$$

7.8 Tepelná bilance ohříváku vzduchu

Ohřívák vzduchu, ohřívá primární vzduch vedený do ohniště.

vnější průměr trubky	D	0,0445 m
vnitřní průmět trubky	d	0,0365 m
Tloušťka stěny trubky	s _{tr}	0,004 m
příčná rozteč	s ₁	0,116 m
podélná rozteč	s ₂	0,09 m
počet desek	n _{OVZ}	40
šířka tahu	A _{OVZ}	7,062 m
hloubka tahu	B _{OVZ}	6,88 m
výška tahu	v	10 m
délka 1 trubky	l	6,7 m
počet trubek v desce	n _s	80

Tab. 7.8 Charakteristika rozměrů ohříváku vzduchu

Celkový počet trubek

$$n_{tr} = n_{OVZ} \cdot n_s = 40 \cdot 80$$

$$n_{tr} = 3200$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,116}{0,0445}$$

$$\sigma_1 = 2,6$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,0445}$$

$$\sigma_2 = 2,02$$

Délka trubek

$$l_{tr} = n_{OVZ} \cdot n_s \cdot l = 40 \cdot 80 \cdot 6,7$$

$$l_{tr} = 37520 \text{ m}$$

Plocha ohříváku vzduchu

$$S_{OVZ} = \pi \cdot D \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 37520$$

$$S_{OVZ} = 5245,3 \text{ m}^2$$

7.8.1 Parametry vzduchu

Střední tlak vzduchu

$$p_p = 0,1022 \text{ MPa}$$

Teplota vzduchu na vstupu

$$t_{p \text{ in}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota vzduchu na výstupu

$$t_{p \text{ out}} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota vzduchu

$$t_p = 45 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entalpie media na vstupu

$$I_{p \text{ in}} = 84,5 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie media na výstupu

$$I_{p \text{ out}} = 219,8 \text{ kJ/kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí určím z [1]

$$\alpha_p = 25 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Průřez pro vzduch

$$F_p = n_{OVZ} \cdot n_{tr} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 40 \cdot 3200 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0365^2}{4}$$

$$F_p = 5,8595 \text{ m}^2$$

Rychlost vzduchu

$$w_p = (M_{pv}) \cdot \frac{O_{sp}}{F_p} \cdot \left(1 + \frac{t_p}{273}\right) = (12,12) \cdot \frac{4,19}{5,8595} \cdot \left(1 + \frac{45}{273}\right)$$

$$w_p = 10,08 \text{ m/s}$$

Teplo předané do media

$$Q_m = (m_{pv}) \cdot (I_{p \text{ out}} - I_{p \text{ in}}) = (12,12) \cdot (219,8 - 84,5)$$

$$Q_m = 12519,7 \text{ kW}$$

7.8.2 Parametry spalin

Teplota spalin na vstupu

$$t_{sp \text{ in}} = 294 \text{ °C}$$

Teplota spalin na výstupu

$$t_{sp \text{ out}} = 140 \text{ °C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp} = 217 \text{ °C}$$

Entalpie spalin na vstupu

$$I_{sp \text{ in}} = 1757 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp \text{ out}} = 724 \text{ kJ/kg}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,004}{\sqrt[3]{(844 + 273,15)^2 \cdot 20^2}}$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = 0,287$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_s \cdot r_s &= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot 1000 \\ &= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,23}{\sqrt{0,035 \cdot 0,23}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{844 + 273,15}{1000} \right) \cdot 1000 \end{aligned}$$

$$k_s \cdot r_s = 11,83$$

Tlak tříatomových plynů ve spalinách

$$p_s = p_o \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,353$$

kde $p_o = 0,1 \text{ MPa}$ a r_{sp} je součet objemových částí tříatomových plynů.

$$p_s = 0,035 \text{ MPa}$$

Tloušťka sálové vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot (4 \cdot s_1 \cdot s_2) / \pi \cdot D^2 = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot (4 \cdot 0,116 \cdot 0,09) / \pi \cdot 0,0445^2$$

$$s = 0,23 \text{ m}$$

Optická hustota spalin

$$kps = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (11,83 + 0,287) \cdot 0,1 \cdot 0,23$$

$$kps = 0,283$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_K = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N = 1,05 \cdot 37$$

$$\alpha_K = 38,85 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde α_N je nomografický součinitel, C_f je opravný koeficient na teplotu proudu, C_z je opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku, C_s je opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku. Z grafu v [1] odečteme $\alpha_N = 37 \text{ W/m}^2\text{K}$, C_z a C_f jsou rovny 1 a $C_s = 1,05$.

Průtočná plocha spalin

$$F_{sp} = A_{OVZ} \cdot B_{OVZ} - (n_{OVZ} \cdot l \cdot D) = 7,062 \cdot 6,88 - (40 \cdot 6,7 \cdot 0,0445)$$

$$F_{sp} = 36,67 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \left(M_{pv} \cdot \frac{O_{sp}}{F_{sp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273} \right) = \left(12,12 \cdot \frac{4,19}{36,67} \right) \cdot \left(1 + \frac{217}{273} \right)$$

$$w_{sp} = 2,48 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním určím z [1]

$$\alpha_{sal} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 0,24$$

Teplota stěny

$$\begin{aligned} T_Z &= 273 + t_p + \left(\varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p} \right) \right) \cdot \left(\frac{M_{pv} \cdot Q_{sal}}{S_{ovz}} \right) \cdot 1000 \\ &= 273 + 45 + \left(0,03 + \left(\frac{1}{25} \right) \right) \cdot \left(\frac{12,12 \cdot 1128}{5245} \right) \cdot 1000 \end{aligned}$$

$$T_Z = 343K$$

kde volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,03 \text{ m}^2\text{K/W}$, $Q_{sal} = 1128 \text{ kJ/kg}$.

Celkový součinitel přestupu tepla pro spaliny

$$\alpha_{sp} = \xi \cdot (\alpha_{sal} + \alpha_K) = 0,9 \cdot (10 + 38,85)$$

$$\alpha_{sp} = 44 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde součinitel využití plochy $\xi = 0,9$.

7.8.3 součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ekonomizéru

Výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon + \left(\frac{1}{\alpha_p} \right)} = \frac{44}{1 + 0,03 + \frac{1}{25}}$$

$$k = 14,34 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp \text{ out}} - t_{p \text{ in}} = 140 - 25 = 229 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp \text{ in}} - t_{p \text{ out}} = 294 - 65 = 115 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (2,3 \cdot \ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)) = (229 - 115) / (2,3 \cdot \ln \left(\frac{229}{115} \right))$$

$$\Delta t = 165,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplo předané do ekonomizéru

$$Q_{OVZ} = k \cdot S_{OVZ} \cdot \frac{\Delta t}{1000} = 14,34 \cdot 5245 \cdot \frac{165,7}{1000}$$

$$Q_{OVZ} = 12466,4 \text{ kW}$$

7.8.4 Odchylka bilance

$$\Delta Q = \frac{Q_{OVZ} - Q_m}{Q_{OVZ}} \cdot 100 = \frac{12466,4 - 12519,7}{12466,4} \cdot 100$$

$$\Delta Q = -0,428\%$$

7.9 Tepelná bilance stěnového přehříváku Pst

Stěnový přehřívák patří spolu se závěsnými trubkami mezi tzv. vedlejší plochy, které sice nemají tak velký vliv na tepelnou bilanci kotle, ale zanedbat je nemůžeme.

Celková plocha stěnového přehříváku

$$S_{Pst} = S_{PstP3} + S_{PstP2} + S_{PstEKO} + S_{Pst obrk} = 122,2 + 40,1 + 175,4 + 116,7$$

$$S_{Pst} = 454,4 \text{ m}^2$$

Přijaté teplo stěnovým přehřívákem

$$Q_{Pst} = Q_{PstP3} + Q_{PstP2} + Q_{PstEKO} + Q_{Pst obrk} = 3643,4 + 859,1 + 1181,4 + 296,6$$

$$Q_{Pst} = 5980,6 \text{ kW}$$

7.10 Tepelná bilance závěsných trubek

Celková plocha závěsných trubek

$$S_{tr} = S_{trP3} + S_{trP2} + S_{tr obrk} = 53,1 + 29 + 126,7$$

$$S_{tr} = 208,8 \text{ m}^2$$

Přijaté teplo závěsnými trubkami

$$Q_{tr} = Q_{trP3} + Q_{trP2} + Q_{tr obrk} = 1582,9 + 620,3 + 1706,1$$

$$Q_{tr} = 3909,3 \text{ kW}$$

7.11 Kontrola celkové tepelné bilance kotle

Celkový příkon kotle

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_S + Q_{P1} + Q_{obrk} + Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{EKO} + Q_{OVZ} + Q_{Pst} + Q_{tr} \\ &= 58226,8 + 2565,4 + 5226,3 + 13586,6 + 16901,2 + 8830,5 \\ &\quad + 12466,4 + 5980,6 + 3909,3 \end{aligned}$$

$$Q_c = 115226,7 \text{ kW}$$

$$Q_c = \mathbf{115,23 \text{ MW}}$$

Celkový výkon kotle

$$Q_{c\eta} = Q_c \cdot \eta = 115,23 \cdot 0,926$$

$$Q_{c\eta} = \mathbf{106,72 \text{ MW}}$$

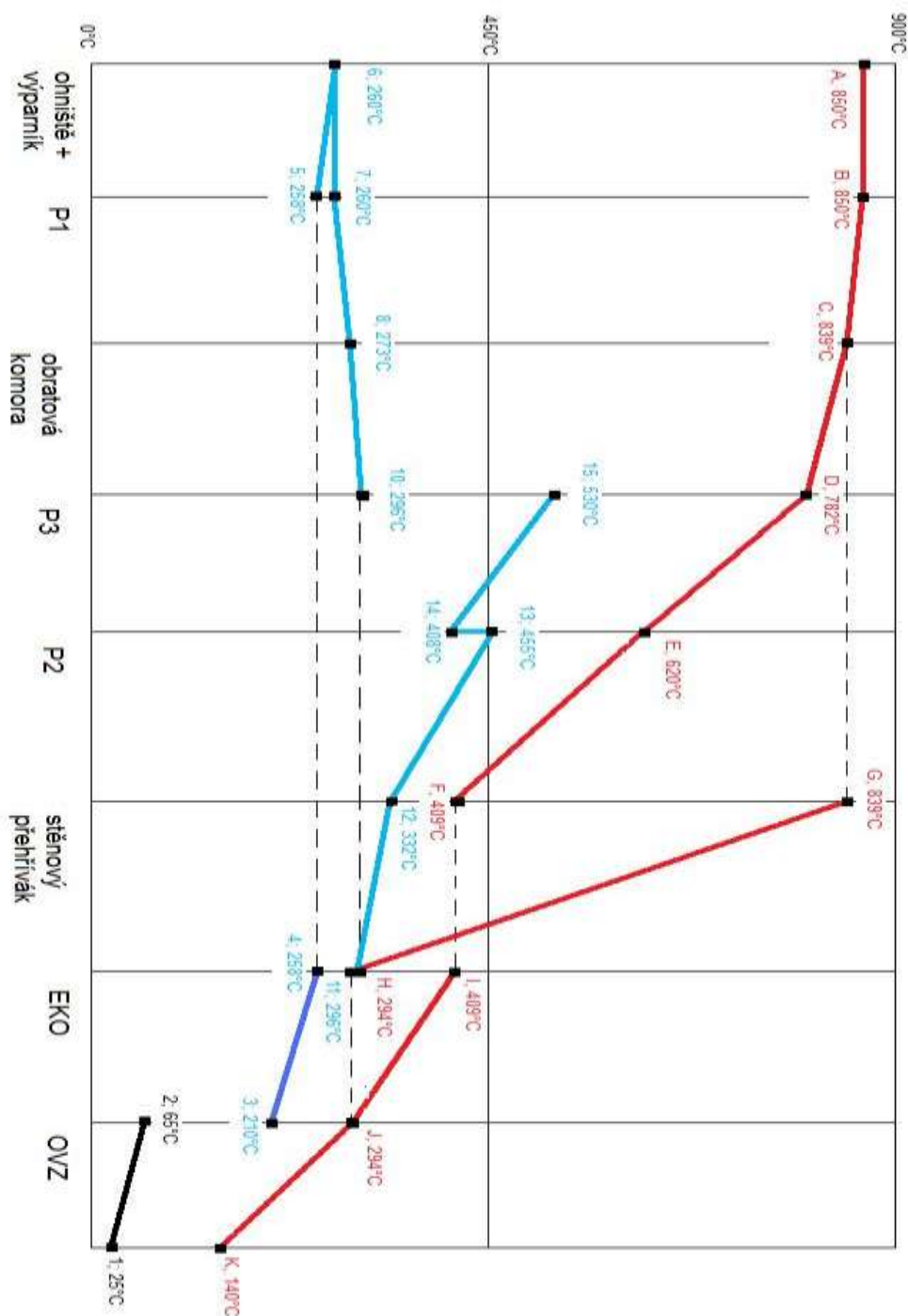
Celková odchylka bilance

$$\Delta Q_c = \frac{Q_{c\eta} - Q_v}{Q_{c\eta}} \cdot 100 = \frac{106,72 - 106,7}{106,72} \cdot 100$$

$$\Delta Q_c = \mathbf{0,019\%}$$

8 PILOVÝ DIAGRAM

Obr. 8.1 Pilový diagram (červená – spaliny, černá – vzduch, modrá – medium),



charakteristiky jednotlivých bodů jsou v tab. 7.1 a 7.2

9 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést kontrolní výpočet fluidního kotle o parametrech páry 150 t/h; 9,3 MPa; 530 °C. Kotel byl počítán na palivo biomasu, konkrétně dřevní štěpku.

V úvodu je teoreticky stručně vysvětleno, co to vůbec je fluidní kotel a je také vysvětlen pojem biomasa.

Vlastní výpočet začíná v kapitole 3. Jde o stechiometrický výpočet. V této kapitole jsme spočetli obsahy prvků ve spalinách, množství potřebného vzduchu na spálení jednotkového množství paliva, entalpie spalovacího vzduchu a spalin a je uveden I-t diagram spalin. Je počítáno i s cyklonem, odkud se popel vrací zpátky do ohniště.

Následoval výpočet tepelné bilance kotle pomocí zjištění ztrát kotle (nepřímá metoda). Při odečtení ztrát vyšla účinnost kotle $\eta=92,6\%$. Tepelný výkon kotle je při této účinnosti 106,59 MW. V této části jsem také spočítal potřebné množství paliva, které vyšlo 12,13 kg/s.

U kotlů, které spalují biomasu obvykle není potřeba odsiřovat. Toto jsme potvrdili v kapitole 5, kde vyšlo, že koncentrace SO_2 ve spalinách je nižší než je emisní limit.

Dále byl proveden výpočet spalovací komory, jehož hlavním výstupem je množství tepla odevzdané spalinami do stěn ohniště. Tato hodnota vyšla 58,2 MW.

Hlavní a největší část této diplomové práce se věnuje návrhu a dimenzování jednotlivých teplosměnných konvenčních ploch. Na základě navržených hodnot teplot spalin jsou dopočítány entalpie a teploty média na jednotlivých plochách. Jednotlivé plochy, které jsou počítány: šotový přehřívák P1, obratová komora, přehříváky P2 a P3, ekonomizér, ohřívák vzduchu a tzv. vedlejší plochy (stěnový přehřívák a závěsné trubky). Je také provedena celková bilance kotle, která vyšla menší než 0,5%, což potvrzuje správnost výsledků.

Diplomová práce je doplněna o diagram průběhu teploty pracovního média a spalin, tzv. pilový diagram.

Přílohou práce je dispoziční výkres kotle.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, Florian. Parní kotle : Podklady pro tepelný výpočet. Čtvrté přepracované. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1992. 200 s., ISBN 80-214-0426-4
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vydání třetí. Praha: České vysoké učení technické, 2007. 212 s., ISBN 978-80-01-03757-7
- [3] HEMERKA, J. Emise z kotelen a ochrana ovzduší. www.tzb-info.cz [online]. 3.1.2005 [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2309-emise-z-kotelen-a-ochrana-ovzdusi-iii>
- [4] BALÁŠ, M. Kotle na tuhá paliva. www.tzb-info.cz [online]. 2.4.2012 [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/8438-kotle-2-cast>
- [5] KOVOSTA-FLUID. www.kovosta.cz [online]. [cit. 2014-05-22]. Dostupné z: <http://www.kovosta.cz/vyhody-fluidniho-spalovani.html>
- [6] BALÁŠ, Marek. Přednášky. *Kotle*. Brno: 2014
- [7] ČEZ. www.cez.cz [online]. [cit. 2014-05-22]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/obnovitelne-zdroje/biomasa/flash-model-jak-funguje-vyroba-energie-z-biomasy.html>
- [8] www.alternativni-zdroje.cz [online]. [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <http://www.alternativni-zdroje.cz/vyroba-energie-biomasa.htm>
- [9] EKOSTRÁŽCE. [online]. [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <http://www.ekostrazce.cz/texty/obnovitelne-zdroje>
- [10] POPELKA, O. Fluidní kotel na spalování uhlí a biomasy 150t/h. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 150 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..
- [11] ŠENOVSKÝ, P. Parní kotel s přehříváním páry na spalování vysokopecního plynu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 130 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D.
- [12] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání první. Brno: Vysoké učení technické, 2009. 109 s., ISBN 978-80-214-3955-9

POUŽITÉ SYMBOLY

C^r [-] zastoupení uhlíku v palivu

H^r [-] zastoupení vodíku v palivu

S^r [-] zastoupení síry v palivu

O^r [-] zastoupení kyslíku v palivu

N^r [-] zastoupení dusíku v palivu

W^r [-] zastoupení vody v palivu

O_{O_2min} [m³/kg] minimální množství kyslíku

$O_{vz min}^S$ [m³/kg] minimální množství suchého vzduchu

f [-] součinitel poměrného zvětšení suchého vzduchu

$O_{vz min}$ [m³/kg] minimální množství vlhkého vzduchu

O_{CO_2} [m³/kg] objem CO₂ ve spalinách

O_{SO_2} [m³/kg] objem SO₂ ve spalinách

O_{N_2} [m³/kg] objem N₂ ve spalinách

O_{Ar} [m³/kg] objem Ar ve spalinách

$O_{sp min}^S$ [m³/kg] minimální množství suchých spalin

$O_{H_2O min}$ [m³/kg] minimální objem vodní páry

$O_{sp min}$ [m³/kg] minimální množství vlhkých spalin

O_{vz} [m³/kg] skutečné množství vzduchu

O_{sp} [m³/kg] skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu

r_{H_2O} [-] objemová část tříatomového plynu H₂O

r_{RO_2} [-] objemová část tříatomového plynu RO₂

r_{sp} [-] součet objemových částí tříatomových plynů

I_{sp} [kJ/kg] entalpie spalin

$I_{vz min}$ [kJ/kg] entalpie minimálního množství spalin

$I_{sp min}$ [kJ/kg] entalpie minimálního množství vzduchu

I_p [kJ/kg] entalpie popílku
 $Q_{i\text{red}}$ [kJ/kg] teplo přivedené do kotle
 Q_i^r [kJ/kg] výhřevnost paliva
 Q_{vz} [kJ/kg] teplo vzduchu ohřátého vnějším zdrojem
 Q_v [MW] výrobní teplo páry
 M_{pp} [kg/s] parní výkon kotle
 i_{pp} [kJ/kg] entalpie přehřáté páry
 i_{nv} [kJ/kg] entalpie napájecí vody
 M_o [kg/s] množství odluhu
 Z_{Cs} [-] ztráta v tuhých zbytcích zachycených v ohništi
 $Z_{Cú}$ [-] ztráta nedopalem v úletu
 Z_C [-] ztráta mechanickým nedopalem
 Z_{CO} [-] ztráta chemickým nedopalem
 mg_{CO} [mg/Nm³] emisní limit CO
 Z_{SO} [-] ztráta sáláním a sdílením tepla do okolí
 Z_f [-] ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
 Z_k [-] komínová ztráta
 η_k [-] tepelná účinnost kotle
 M_{pal} [kg/s] množství paliva přivedeného do kotle
 M_{pv} [kg/s] skutečné spálené množství paliva
 α [-] součinitel přebytku vzduchu
 O_{O_2} [m³/kg] objem volného kyslíku ve spalinách
 f_{SO_2} [mg_{SO₂}/kg_{pal}] emisní faktor
 C_{SO_2} [mg_{SO₂}/m³] koncentrace SO₂ ve spalinách
 a [m] rozměr teplosměnné plochy
 b [m] rozměr teplosměnné plochy
 h [m] rozměr teplosměnné plochy

V_o [m³] objem spalovací komory

S_o [m²] plocha spalovací komory

F_{st} [m²] plocha stěn spalovací komory

q_V [kW/m³] objemové tepelné zatížení

q_S [kW/m²] plošné tepelné zatížení

t_a [°C] teoretická teplota spalování

t_{ok} [°C] teplota spalin na výstupu z ohniště

M [-] součinitel M

x_{pl} [-] poloha maximální teploty plamene

φ [-] součinitel uchování tepla

O_{spc} [kJ/kgK] střední celkové měrné teplo spalin

I_u [kJ/kg] teplo uvolněné ve spalovací komoře

I_o [kJ/kg] entalpie spalin na výstupu z ohniště

Q_{vz} [kJ/kg] teplo přivedené do kotle vzduchem

ψ [-] součinitel tepelné efektivity stěn

Bo [-] Boltzmanovo číslo

μ_{pk} [kg/kg] koncentrace popela ve spalinách

G_S [kg/kg] hmotnost spalin

$k_p \cdot \mu_{pk}$ [-] součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$k_S \cdot r_S$ [-] součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

p_S [MPa] tlak tříatomových plynů ve spalinách

s [m] tloušťka sálavé vrstvy

k_{ps} [-] optická hustota plamene

a_o [-] stupeň černosti ohniště

Q [-] množství tepla odevzdaného do stěn

Δi_r [kJ/kg] úbytek entalpie ve vstřiku

M_{pp} [kg/s] hmotnostní průtok výstupní páry

i_{13} [kJ/kg] entalpie na výstupu z P2
 i_{nv} [kJ/kg] entalpie napájecí vody
 m_{vs} [kg/s] množství vstříku
 $m_{výp}$ [kg/s] množství media, které vstupuje do výparníku
 $\Delta i_{výp}$ [kJ/kg] entalpický spád výparníku.
 D [m] vnější průměr trubky
 d [m] vnitřní průměr trubky
 s_{tr} [m] tloušťka stěny trubky
 s_1 [m] příčná rozteč
 s_2 [m] podélná rozteč
 n_d [-] počet desek
 h [m] rozměr teplosměnné plochy
 s_d [m] rozměr teplosměnné plochy
 s_h [m] rozměr teplosměnné plochy
 v [m] rozměr teplosměnné plochy
 n_{tr} [-] celkový počet trubek
 S [m²] plocha teplosměnné plochy
 p_p [MPa] střední tlak páry
 $t_{p\ in}$ [°C] teplota páry na vstupu
 $t_{p\ out}$ [°C] teplota páry na výstupu
 t_p [°C] střední teplota páry
 v_p [m³/kg] měrný objem páry
 α_p [W/m²K] součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry
 S_p [m²] průřez pro proudění páry
 w_p [m/s] rychlost páry
 Q_m [kW] teplo předané do media
 $t_{sp\ in}$ [°C] teplota spalín na vstupu

$t_{sp\ out}$ [°C] teplota spalin na výstupu

t_{sp} [°C] střední teplota spalin

α_K [W/m²K] součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

α_N [-] nomografický součinitel

F_{sp} [m²] průřez pro proudění spalin

w_{sp} [m/s] rychlost spalin

α_{sal} [W/m²K] součinitel přestupu tepla sáláním

T_z [K] teplota stěny

α_{sp} [W/m²K] celkový součinitel přestupu tepla pro spaliny

ξ [-] součinitel využití plochy

ψ [-] součinitel tepelné efektivity desek

k [W/m²K] součinitel prostupu tepla

Δt [°C] střední logaritmický spád

ΔQ [-] odchylka balance

l_{tr} [m] délka trubek

Q_C [MW] celkový příkon kotle

$Q_{C\eta}$ [MW] celkový výkon kotle

ΔQ_C [-] celková bilance kotle

PŘÍLOHY

Dispoziční výkres kotle