VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGENEERING

ENERGY INSTITUTE

FLUIDNÍ KOTEL S CIRKULUJÍCÍ FLUIDNÍ VRSTVOU NA SPALOVÁNÍ UHLÍ A DŘEVNÍ BIOMASY 150t/h

FLUID BED BOILER FOR BURNING COAL AND WOOD BIOMASS 150t/h

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER´S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. ONDŘEJ POPELKA

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc

BRNO 2012

Upřesnění zadání

Výpočet bude stanoven pro následující parametry:

hmotnostní průtok přehřáté páry z kotle (parní výkon): 150 [t/hod].
tlak přehřáté páry na výstupu z kotle : 9,3 ± 0,2 [MPa].
teplota přehřáté páry na výstupu z kotle: 530 ± 6 [°C].
teplota napájecí vody na vstupu do kotle: 210 ± 10 [°C].

vlastnosti a složení severočeské hnědé uhlí v surovém stavu:

výhřevnost vypočtená ze složení: 14 MJ/kg
obsah vody: 38 % (hm.)
zrnitost: 0 – 10 mm
obsah popeloviny: 10,37 % (hm.)
obsah síry: 0,70 % (hm.)
obsah uhlíku: 37,21 % (hm.)
obsah vodíku : 3,14 % (hm.)
obsah dusíku: 0,49 % (hm.)
obsah kyslíku : 10,09 % (hm.)

vlastnosti a složení dřevní štěpky, kůra v surovém stavu:

výhřevnost vypočtená ze složení: 9,5 MJ/kg
obsah vody: 40 % (hm.)
zrnitost: 0 – 100 mm. max 200 mm
obsah popeloviny: 2,50 % (hm.)
obsah síry: 0,01 % (hm.)
obsah uhlíku: 28,65 % (hm.)
obsah vodíku : 3,4 % (hm.)
obsah dusíku: 0,38 % (hm.)
obsah kyslíku : 25,07 % (hm.)

emise:
tuhé emise: 30 [mg/Nm^3]
SO_2 : 200 [mg/Nm^3]
NO_X : 200 [mg/Nm^3]
CO : 100 [mg/Nm^3]

Doplňující informace:

relativní vlhkost vzduchu: 60 [%].
vztažná teplota okolí: 25 [°C].
odchozí teplota spalin: 140 [°C].
teplota fluidní vrstvy: 850 [°C].

nedopal:		lože	úlet
podíl popela:		30%	70%
nedopal:	uhlí	0,6%	biomasa 0,6%

Abstrakt:

Tato diplomová práce se zabývá výpočtem a návrhem fluidního kotle na spalování uhlí a biomasy v podobě dřevní štěpky. Specifikem fluidního kotle je cirkulující fluidní vrstva a cyklónový odlučovač popela ze spalin za spalovací komorou. Pro zadané parametry paliva byla práce rozdělena na několik částí. V jednotlivých částech jsou provedeny výpočty stechiometrie, emise a entalpie spalin, odsíření spalin. Dále byl řešen výpočet ztrát kotle a jeho účinnosti vzhledem k výpočtu a navržení jednotlivých teplosměnných ploch, aby výsledná velikost a jejich počet odpovídal požadovaným parametrům kotle. Výkresovou sestavu navrženého kotle na základě výpočtů obsahuje příloha této práce.

Klíčová slova: fluidní ohniště
kotle
teplosměnné plochy
emise
oxidy síry

Abstract

This thesis is focused in calculation and designing of fluid bed boiler for burning coal and wood biomass in the form of wood chips.
The uniqueness of fluidized bed boiler is circulating fluidized layer and cyclone ash separator from flue gases beyond the combustion chamber.Work was divided into several parts due to different parameters of the fuel.. Stoichiometry calculations, emissions calculations, enthalpy of combustion and flue gas desulphurization calculations are performed in various parts.Further, calculating of the losses of boiler and its efficiency comparing to the calculation and design of each heat transfer surfaces was also solved so that resulting size and quantity meet the required specifications.Drawn set of this designed boiler based on calculations is included in the annex to this paper.

Keywords : fuidized bed chamber
boiler
heat exchangers
sulphur oxid,
emisions

Bibliografická citace práce:

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..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma *Fluidní kotel na spalování uhlí a biomasy 150t/h* vypracoval samostatně za pomocí vedoucího práce doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc. a konzultanta Ing. Mirka Hudečka, CSc. Dále jsem čerpal z odborné literatury a z informačních zdrojů, které jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně dne 23.5.2012 …. ……

Podpis

Poděkování:

Děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Zdeňkovi Skálovi, CSc. a konzultantovi Ing. Mirku Hudečkovi, CSc. za vzorné vedení a cenné informace, které mi pomohly při řešení diplomové práce.

Obsah

1. Úvod 1
2. Teoretické pojednání 5
2.1 Proces získání energie 6
3. Stechiometrie 7
3.1 Minimální množství kyslíku 7
3.2 Minimální množství suchého vzduchu 8
3.3 Minimální množství vlhkého vzduchu 9
3.4 Minimální množství suchých spalin 11
3.5 Minimální množství vlhkých spalin 18
4. Emise spalin 22
4.1 Oxidy síry 22
4.2 Oxidy uhlíku 24
4.3 Oxidy vodíku 25
4.4 Emise SO_2 a odsíření 26
4.7 Emise *HCl a Cl* 29
5. Výpočet ztrát kotle a tepelná účinnost 30
5.1 Ztráta mechanickým nedopalem 30
5.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků 31
5.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách 32
5.4 Ztráta fyzickým teplem spalin 35
5.5 Ztráta sdílením do okolí 38
5.6 Ztráta nepočitatelná 38
5.7 Tepelná účinnost 38
6. Tepelná bilance kotle 39
6.1 Výkon kotle 39
6.2 Množství paliva 41
6.3 Průtokové množství spalin 41
6.4 Návrh spalovací komory 42
6.4.1 Teplo přivedené spalovacím vzduchem 42
6.5 Výpočet rozměrů spalovací komory 43

6.5.1 Plošné zatížení spalovací komory 44
6.5.2 Objemové zatížení spalovací komory 45
6.5.3 Průřezové zatížení spalovací komory 46
6.6 Vlastnosti spalin a popele 47
6.6.1 Vznik popele 49
6.6.2 Celkové množství popele 50
6.7. Adiabatická teplota plamene 51
6.8 Výpočet konstrukčních rozměrů 53
6.8.1 Účinná sálavá plocha stěn ohniště 53
6.8.2 Tepelný výpočet ohniště 54
6.8.3 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn 63
7. Výpočet konvenčních ploch 64
7.1Návrh teplosměnných ploch při spalování uhlí 64
7.1.1 Tlakové ztráty na straně média 64
7.1.2 Množství vstřiku 65
7.1.3 Teplota a entalpie spalin a média 65
7.1.4 Tepelná bilance výparníku VYP 66
7.1.5 Deskový přehřívák PI 68
7.1.6 Vratná komora 77
7.1.7 Výstupní přehřívák PIV 80
7.1.9 Konvenční přehřívák PIII 86
7.1.9 Ekonomizér EKO 92
7. 1. 11 Pilový digram 101
7.2 Výpočet pro dřevní štěpku 103
7.2.2 Deskový přehřívák PI 105
7.2.3 Vratná komora 114
7.2.6 Ekonomizér EKO 129
7. 2. 7 Ohřívák vzduchu OVZ 134
7.2.8 Pilový diagram 138
7.3 Porovnání dosažených výsledků 139
8. Závěr 141
Použitá literatura 143

Použité symboly 144
Příloha 149
Výkres sestavy kotle a jednotlivých teplosměnných ploch.....149

1. Úvod

Účel této diplomové práce je provést výpočet a navrhnout jednotlivé teplosměnné plochy fluidního kotle s cirkulující fluidní vrstvou ke spalování severočeského uhlí a biomasy v podobě dřevní štěpky. Požadavkem je množství páry o parametrech: hmotnostní průtok z kotle 150 t/hod při tlaku 9,3 MPa. Paliva s garanční výhřevností uvedenou v zadání slouží k získání tepla a ohřátí napájecí vody vstupující do kotle o teplotě 210 °C. Kapitola 3. pojednává o stechiometrických výpočtech stanovených na základě palivových rozborů. Ve 4. kapitole je určena účinnost odsíření a stanovení emisních limitů kyselých složek. Ztráty kotle, které snižují celkový výkon, jsou znázorněny pro příslušné palivo v kapitole 5. Na doposud získaných hodnotách jsou v další kapitole stanoveny: výkon kotle, množství paliva a průtokové množství spalin. V druhé části této kapitoly je návrh spalovací komory. Hlavní částí diplomové práce je v kapitole 7. kde je proveden plnohodnotný výpočet teplosměnných ploch. Ukončení výpočtu je zhodnocení jednotlivých ploch v bilanci kotle. V závěru je z dosažených výsledků uvedeno porovnání pro spalování uhlí a dřevní štěpky.

2. Teoretické pojednání

Fluidní kotel je zařízení, které za pomocí spalování tuhého paliva získává teplo potřebné k vytápění, nebo k výrobě páry a následně elektřiny. Použití kotlů je v dnešní době zejména využíván jako střední a malé zdroje energie.

Ke spalování paliva dochází ve fluidní vrstvě při teplotách v rozmezí 800 °C – 1000 °C. Fluidní vrstva je asi 2 m vysoký vznos hořícího paliva a popela, který se chová jako tekutina. Tento vznos je vytvořený za pomocí tlaku a přívodu primárního a sekundárního vzduchu. Tlak má největší podíl na vytvoření fluidní vrstvy. Dalšími faktory, které ovlivňují fluidní vrstvu, je hustota a velikost částic spalovaného média. Rozložení tlaku ve spalovací komoře je následovný. Na začátku vrstvy je nulový tlak vůči okolí, pod fluidní vrstvou je přetlak okolo 13 KPa a nad fluidní vrstvou je podtlak okolo 200 Pa, čili jedná se o podtlakový kotel [1].

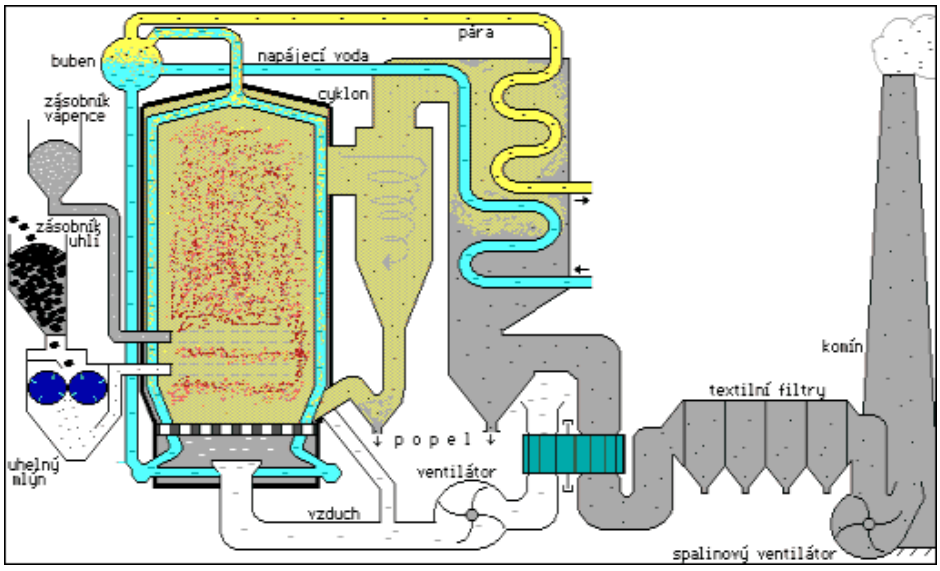
Na obrázku 2.1 je znázorněno schéma modelu fluidního kotle s cirkulující fluidní vrstvou

Mezi hlavní výhody fluidních kotlů patří

- spalování levnějších tuhých paliv,
- lepší přenos tepla z důvodu intenzivnějšího spalování
- minimální ztráty mechanickým nedopalem, protože část popílku se z cyklónu vrací zpět do kotle
- nižší náklady na čištění spalin
- ekonomický provoz

Nevýhodou těchto kotlů je:

- vysoká pořizovací cena (2x dražší než klasické kotle)
- velká spotřeba vápence pro odsíření spalin [8]



Obr.:2.1 Schéma fluidního kotle [8]

2.1 Proces získání energie

Palivo je přiváděno do zásobníku a odtud samospádem nebo podávacím zařízením dopraveno do uhelného mlýna. Z uhelného mlýna je nadrcené palivo pomocí ventilátorů, nebo šnekového a pneumatického podavače přiváděno do fluidního ohniště, které je umístěno ve spalovací komoře. Ohniště tvoří dno, kterým procházejí trysky pro přívod primárního vzduchu. Stěny ohniště jsou pak tvořeny trubky, v nichž proudí voda. Kotel bývá vybaven i pomocným hořákem na ušlechtilá paliva (většinou zemní plyn). Ušlechtilá paliva se využívají zejména při najíždění kotlů a zapálení paliva. Zapálené palivo vyhoří ve vznosu fluidní vrstvy, kde se chová jako tekutina. Následně odcházejí horké spaliny směrem k výhřevným plochám. Jelikož spaliny obsahují větší obsah popílku a tedy i energii, ke spalovací komoře je připevněn cyklón. Ten odloučí spaliny a popílek. Spaliny dále pokračují do komína. Část popílku je znovu využit a dopraven spolu se sekundárním vzduchem opět do fluidní vrstvy a do procesu spalování. Popel je odváděn za jednotlivými tahy kotle a z filtrů. Spaliny jsou po využití tepla odevzdaného v přehříváku resp. přehříváku, ekonomizéru a ohříváku vzduchu přes filtry odvedeny komínem do okolního prostředí. Tok spalin zaručuje ventilátor umístěný před filtry a komínem. Jednotlivé teplosměnné plochy jsou popsány v dalších kapitolách kde, je proveden také jejich výpočet a návrh.

3. Stechiometrie

Stechiometrické výpočty

Cílem stechiometrie je výpočet potřebného objemu vzduchu a vzniklého objemu spalin při spalování jednotkového množství daného paliva. Vychází se z tzv. stechiometrických spalovacích rovnic, které jsou odvozené na základě chemických reakčních rovnic a bilanci látkového množství jednotlivých prvků v palivu. Výpočet je proveden podle literatury [2],[3].

3.1 Minimální množství kyslíku

Uvažuji model dokonalého spalování, při kterém je předpoklad úplného spálení veškeré hořlaviny, které palivo obsahuje. Jedná se tedy pouze o teoretický případ. K výpočtu použijeme procentuální obsazení jednotlivých prvků v palivu.

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{O_2\min} = \frac{22,39}{100}\left(\frac{C^r}{12,01}+\frac{H^r}{4,032}+\frac{S^r_{prch}}{30,06}-\frac{O^r_2}{32}\right) \tag{3.1-1}$$

Dosazení obsahů jednotlivých prvků

$$O_{O_2\min} = \frac{22,39}{100}\left(\frac{37,21}{12,01}+\frac{3,14}{4,032}+\frac{0,70}{30,06}-\frac{10,09}{32}\right)$$

$$O_{O_2\min} = 0,8027\,\frac{m^3_n}{kg}$$

Obdobným způsobem vypočítáme minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg biomasy v podobě dřevní štěpky.

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{O_2\min} = \frac{22,39}{100}\left(\frac{C^r}{12,01}+\frac{H^r}{4,032}+\frac{S^r_{prch}}{30,06}-\frac{O^r_2}{32}\right)$$

$$O_{O_2\min} = \frac{22,39}{100}\left(\frac{28,65}{12,01}+\frac{3,40}{4,032}+\frac{0,01}{30,06}-\frac{25,07}{32}\right)$$

$$O_{O_2\min} = 0,5476\,\frac{m^3_n}{kg}$$

3.2 Minimální množství suchého vzduchu

Pokud chceme vyčíslit minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spalování 1kg paliva musíme zohlednit objemový podíl kyslíku v atmosféře dané v tabulce 3-1 [3].

Tab. 3-1 Objemové složení vzduchu v atmosféře [2].

Složka	**Objemový podíl x [-]**
Kyslík O_2	0,2100
Dusík N_2	0,7805
Argon Ar (i vzácné plyny)	0,0092
Oxid uhličitý CO_2	0,0003

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{SV\,\min} = \frac{1}{x_{O_2}} \cdot O_{O_2\,\min} = \frac{1}{0,21} \cdot 0,8027 \qquad (3.2\text{-}1)$$

$$O_{SV\,\min} = 3,822 \frac{m_N^3}{kg}$$

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{SV\,\min} = \frac{1}{x_{O_2}} \cdot O_{O_2\,\min} = \frac{1}{0,21} \cdot 0,5476$$

$$O_{SV\,\min} = 2,6076 \frac{m_N^3}{kg}$$

Množství suchého vzduchu s přepočtem na přebytek vzduchu α

Uvažovaný přebytek vzduchu α=1,25

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{SV}^{\alpha} = O_{SV\,\min} \cdot \alpha \qquad (3.2\text{-}2)$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 3,822 \cdot 1,25$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 4,778 \frac{m_N^3}{kg}$$

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{SV}^{\alpha} = O_{SV\,\min} \cdot \alpha$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 2,6076 \cdot 1,25$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 3,2595 \frac{m_N^3}{kg}$$

3.3 Minimální množství vlhkého vzduchu

Při procesu spalování se v přiváděném vzduchu objevuje voda v podobě vodní páry na 1 m^3 suchého vzduchu.

$$V_{H_2O} = \varphi \frac{p''}{p_C - p''} \qquad (3.3\text{-}1)$$

φ - relativní vlhkost vzduchu

p´´ - absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě okolí

p_C - celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

hodnota $\frac{p''}{p_C - p''}$ je dána tabulkou (tab. 3-2) a je závislá na teplotě okolí čili na teplotě přisávaného vzduchu.

Tab. 3-2 velikost výrazu $\frac{p''}{p_C - p''}$ *pro různé teploty [2].*

t [°C]	0	10	20	30	40	50
$\frac{p''}{p_C - p''}$	0,006	0,012	0,024	0,044	0,080	0,141

Aproximací získáme pro teplotu okolí t=25°C hodnotu 0,0339. Potom tuto hodnotu dosadíme do rovnice (3.3-2).

$$V_{H_2O} = 0,65 \cdot 0,0339 \tag{3.3-2}$$

$$V_{H_2O} = 0,022$$

Součinitel ***f*** vyjadřuje poměrné zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry a je dána vztahem [2] :

$$f = 1 + \varphi \frac{p''}{p_C - p''} \tag{3.3-3}$$

$$f = 1 + V_{H_2O}$$

$$f = 1,022$$

Potom minimální množství vlhkého vzduchu **pro spálení 1kg uhlí** je:

$$O_{VV\,\min} = f \cdot O_{SV\,\min} \tag{3.3-4}$$

$$O_{VV\,\min} = 1,022 \cdot 3,822$$

$$O_{VV\,\min} = 3,906 \frac{m_N^3}{kg}$$

Zase obdobným postupem dosadíme vypočtené hodnoty **pro spalování 1kg dřevní štěpky** a dostáváme:

$$O_{VV\,\min} = f \cdot O_{SV\,\min}$$

$$O_{VV\min} = 1,022 \cdot 2,6076$$

$$O_{VV\min} = 2,665 \frac{m_N^3}{kg}$$

Množství suchého vzduchu s přepočtem na přebytek vzduchu α

Uvažovaný přebytek vzduchu α=1,25

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{VV}^{\alpha} = O_{VV\min} \cdot \alpha \qquad (3.3\text{-}5)$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 3,906 \cdot 1,25$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 4,883 \frac{m_N^3}{kg}$$

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{VV}^{\alpha} = O_{VV\min} \cdot \alpha$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 2,665 \cdot 1,25$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 3,331 \frac{m_N^3}{kg}$$

3.4 Minimální množství suchých spalin

Minimální množství suchých spalin dostávám při dokonalém spalování paliva tj. při ideálním přebytku vzduchu čili při hodnotě α=1. Pro tento výpočet použijeme následující rovnice [2]:

$$O_{SP\min}^{S} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \qquad (3.4\text{-}1)$$

určení jednotlivých objemů při **spalování 1kg uhlí**:

- **CO_2**

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{SV\min} \qquad (3.4\text{-}2)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{37,21}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,822$$

$$O_{CO_2} = 0,691 \frac{m_N^3}{kg}$$

- **SO_2**

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S_{prch}^r}{32,06} \quad (3.4\text{-}3)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,70}{32,06}$$

$$O_{SO_2} = 4,779 \times 10^{-3} \frac{m_N^3}{kg}$$

- **N_2**

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{SV\,\min} \quad (3.4\text{-}4)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,49}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,822$$

$$O_{N_2} = 2,987 \frac{m_N^3}{kg}$$

- **Ar**

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{SV\,\min} \quad (3.4\text{-}5)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 3,822$$

$$O_{Ar} = 0,035 \frac{m_N^3}{kg}$$

Po dosazení do rovnice (3.4-6) a sumaci hodnot dostáváme celkový objem suchých spalin s ideálním přebytkem vzduchu **pro spalování 1kg uhlí**.

$$O^S_{SP\min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \tag{3.4-6}$$

$$O^S_{SP\min} = 0,691 + 4,779 \times 10^{-3} + 2,987 + 0,035$$

$$O^S_{SP\min} = 3,718 \frac{m^3_N}{kg}$$

Stejným postupem provedeme výpočet **pro spalování 1kg dřevní štěpky**.

- **CO_2:**

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{SV\min}$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{28,65}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,6076$$

$$O_{CO_2} = 0,532 \frac{m^3_N}{kg}$$

- **SO_2**

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r_{prch}}{32,06}$$

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

$$O_{SO_2} = 6,8278 \times 10^{-5} \frac{m^3_N}{kg}$$

- **N_2**

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{SV\min}$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,38}{28,016} + 0,7805 \cdot 2,6076$$

$$O_{N_2} = 2,038 \frac{m_N^3}{kg}$$

- **Ar**

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{SV\,\min}$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 2,6076$$

$$O_{Ar} = 0,0239 \frac{m_N^3}{kg}$$

Po dosazení do rovnice (3.4-6) a sumaci hodnot dostáváme celkový objem suchých spalin s ideálním přebytkem vzduchu **pro spalování 1kg dřevní štěpky**.

$$O_{SP\,\min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar}$$

$$O_{SP\,\min}^S = 0,532 + 6,8278 \times 10^{-5} + 2,038 + 0,0239$$

$$O_{SP\,\min}^S = 2,594 \frac{m_N^3}{kg}$$

Množství suchých spalin s přepočtem na přebytek vzduchu α

Uvažovaný přebytek vzduchu α=1,25

Uvažovaný přebytek vzduchu má za následek zvětšení objemu spalin. Při ideální přebytku vzduchu α_1=1 dochází k dostatečné oxidaci paliva při hoření. S přebytkem vzduchu α_2= 0,25 dochází k dokonalému spalování, ale také k nárůstu objemu spalin. V následujících výpočtech provedeme přepočet objemu spalin jednotlivých prvků (viz. výše spočtených pro α=1) na námi uvažovaný přebytek vzduchu α=1,25. Výsledkem je přírůstek objemu spalin.

$$O_{SP,dV}^S = (\alpha - 1) \cdot O_{VV\,\min} \qquad (3.4\text{-}7)$$

$$O_{SP,dV}^S = (1,25 - 1) \cdot 3,906$$

$$O_{SP,dV}^S = 1,1718 \frac{m_N^3}{kg}$$

Tento výsledný přebytek vzduchu se rozdělí v následujícím množství, a to podle procentuálního obsahu prvků ve vzduchu. Tyto podíly jsou uvedeny v tabulce **3-1**.

Přírůstek objemu spalin jednotlivých prvků zastoupených v atmosféře s uvažovaným přebytkem vzduchu pro 1kg uhlí:

Oxid uhličitý – CO_2:

$$O_{CO_2,dV} = O^S_{SP,dV} \cdot x_{CO_2} \tag{3.4-8}$$

$$O_{CO_2,dV} = 1{,}1718 \cdot 0{,}0003$$

$$O_{CO_2,dV} = 3{,}5154 \times 10^{-4} \frac{m^3_N}{kg}$$

Argon a vzácné plyny – Ar:

$$O_{Ar,dV} = O^S_{SP.dV} \cdot x_{Ar} \tag{3.4-9}$$

$$O_{Ar,dV} = 1{,}1718 \cdot 0{,}0092$$

$$O_{Ar,dV} = 0{,}01078 \frac{m^3_N}{kg}$$

Kyslík – O_2:

$$O_{O_2,dV} = O^S_{SP.dV} \cdot x_{O_2} \tag{3.4-10}$$

$$O_{O_2,dV} = 1{,}1718 \cdot 0{,}21$$

$$O_{O_2,dV} = 0{,}246 \frac{m^3_N}{kg}$$

Dusík – N_2:

$$O_{N_2,dV} = O^S_{SP.dV} \cdot x_{N_2} \tag{3.4-11}$$

$$O_{N_2,dV} = 1{,}1718 \cdot 0{,}7805$$

$$O_{N_2,dV} = 0{,}915 \frac{m^3_N}{kg}$$

Složení vzduchu udává také výskyt prvků, jakož jsou např. helium, methan, vodík. Jelikož objemový podíl je velmi malý pro tento výpočet jej zanedbáváme. Po uvážení přebytku vzduchu budou konečné objemy spalin pro spalování uhlí následné:

Objem CO_2: $O_{CO_2}^{\alpha} = O_{CO_2} + O_{CO_2,dV} = 0,691 + 3,5154 \times 10^{-4} = 0,6913 \frac{m_N^3}{kg}$ (3.4-12)

Objem SO_2: $O_{SO_2}^{\alpha} = O_{SO_2} = 4,779 \times 10^{-3} \frac{m_N^3}{kg}$ (3.4-13)

Objem Ar: $O_{Ar}^{\alpha} = O_{Ar} + O_{Ar,dV} = 0,035 + 0,01078 = 0,0457 \frac{m_N^3}{kg}$ (3.4-14)

Objem N_2: $O_{N_2}^{\alpha} = O_{N_2} + O_{N_2,dV} = 2,987 + 0,915 = 3,902 \frac{m_N^3}{kg}$ (3.4-15)

Objem O_2: $O_{O_2}^{\alpha} = O_{O_2,dV} = 0,246 \frac{m_N^3}{kg}$ (3.4-16)

Po sumaci jednotlivých složek dostaneme konečný objem suchých spalin po spálení 1kg uhlí s přebytkem vzduchu α=1,25.

$$O_{SP,\alpha}^{S} = O_{CO_2}^{\alpha} + O_{SO_2}^{\alpha} + O_{N_2}^{\alpha} + O_{Ar}^{\alpha} + O_{O_2}^{\alpha} \quad (3.4\text{-}17)$$

$$O_{SP,\alpha}^{S} = 0,6913 + 4,779 \times 10^{-3} + 0,0457 + 3,902 + 0,246$$

$$O_{SP,\alpha}^{S} = 4,889 \frac{m_N^3}{kg}$$

Stejným postupem provedeme výpočet **pro spalování 1kg dřevní štěpky**

Přírůstek objemu:

$$O_{SP,dV}^{S} = (\alpha - 1) \cdot O_{VV\,\min} \quad (3.4\text{-}18)$$

$$O_{SP,dV}^{S} = (1,25 - 1) \cdot 2,665$$

$$O_{SP,dV}^{S} = 0,7995 \frac{m_N^3}{kg}$$

Přírůstek objemu spalin jednotlivých prvků zastoupených v atmosféře s uvažovaným přebytkem vzduchu pro 1kg dřevní štěpky:

Oxid uhličitý – CO_2:

$$O_{CO_2,dV} = O^S_{SP,dV} \cdot x_{CO_2} \tag{3.4-19}$$

$$O_{CO_2,dV} = 0,7995 \cdot 0,0003$$

$$O_{CO_2,dV} = 2,398 \times 10^{-4} \frac{m^3_N}{kg}$$

Argon a vzácné plyny – Ar:

$$O_{Ar,dV} = O^S_{SP.dV} \cdot x_{Ar} \tag{3.4-20}$$

$$O_{Ar,dV} = 0,7995 \cdot 0,0092$$

$$O_{Ar,dV} = 7,355 \times 10^{-3} \frac{m^3_N}{kg}$$

Kyslík – O_2:

$$O_{O_2,dV} = O^S_{SP.dV} \cdot x_{O_2} \tag{3.4-21}$$

$$O_{O_2,dV} = 0,7995 \cdot 0,21$$

$$O_{O_2,dV} = 0,167 \frac{m^3_N}{kg}$$

Dusík – N_2:

$$O_{N_2,dV} = O^S_{SP.dV} \cdot x_{N_2} \tag{3.4-22}$$

$$O_{N_2,dV} = 0,7995 \cdot 0,7805$$

$$O_{N_2,dV} = 0,624 \frac{m^3_N}{kg}$$

Objemy jednotlivých složek obsažených v objemu suchých spalin:

Objem CO_2: $O^{\alpha}_{CO_2} = O_{CO_2} + O_{CO_2,dV} = 0,532 + 2,398\times10^{-4} = 0,5322 \frac{m^3_N}{kg}$

Objem SO_2: $O^{\alpha}_{SO_2} = O_{SO_2} = 6,8278\times10^{-5} \frac{m^3_N}{kg}$

Objem Ar: $O^{\alpha}_{Ar} = O_{Ar} + O_{Ar,dV} = 0,0239 + 7,355\times10^{-3} = 0,0312 \frac{m^3_N}{kg}$

Objem N_2: $O^{\alpha}_{N_2} = O_{N_2} + O_{N_2,dV} = 2,038 + 0,624 = 2,662 \frac{m^3_N}{kg}$

Objem O_2: $O^{\alpha}_{O_2} = O_{O_2,dV} = 0,167 \frac{m^3_N}{kg}$

Po sumaci jednotlivých složek dostaneme konečný objem suchých spalin po spálení 1kg dřevní štěpky s přebytkem vzduchu α=1,3.

$$O^{S}_{SP,\alpha} = O^{\alpha}_{CO_2} + O^{\alpha}_{SO_2} + O^{\alpha}_{N_2} + O^{\alpha}_{Ar} + O^{\alpha}_{O_2}$$

$$O^{S}_{SP,\alpha} = 0,5322 + 6,827\times10^{-5} + 0,0312 + 2,662 + 0,167$$

$$O^{S}_{SP,\alpha} = 3,392 \frac{m^3_N}{kg}$$

3.5 Minimální množství vlhkých spalin

Základní rovnice pro objem spalin kde vystupují také objem vodních par vznikajících chemickými reakcemi při hoření vodík [2].

$$O^{V}_{SP,\min} = O^{S}_{SP,\min} + O_{H_2O,\min} \qquad (3.5\text{-}1)$$

$$O_{H_2O,\min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{SV,\min} \cdot (f-1) \qquad (3.5\text{-}2)$$

Výpočet **při spalování 1kg uhlí**:

$$O_{H_2O,\min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{SV,\min} \cdot (f-1)$$

$$O_{H_2O,\min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0314 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,38 + 3,822 \cdot (1,022-1)$$

$$O_{H_2O,\min} = 0,905 \frac{m_N^3}{kg}$$

Po dosazení do rovnice (3.5-1) dostáváme.

$$O_{SP,\min}^V = O_{SP,\min}^S + O_{H_2O,\min}$$

$$O_{SP,\min}^V = 3,718 + 0,905$$

$$O_{SP,\min}^V = 4,623 \frac{m_N^3}{kg}$$

Výpočet **při spalování 1kg dřevní štěpky**

$$O_{H_2O,\min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{SV,\min} \cdot (f-1)$$

$$O_{H_2O,\min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,034 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,4 + 2,6076 \cdot (1,022-1) \; O_{H_2O,\min} = 0,932 \frac{m_N^3}{kg}$$

$$O_{SP,\min}^V = O_{SP,\min}^S + O_{H_2O,\min}$$

$$O_{SP,\min}^V = 2,594 + 0,932$$

$$O_{SP,\min}^V = 3,526 \frac{m_N^3}{kg}$$

Přepočet množství vlhkých spalin s přepočtem na přebytek vzduchu α=1,25

Pro uhlí:

$$O^{\alpha}_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O^{\alpha}_{SV} \cdot (1,022-1)$$

$$O^{\alpha}_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0314 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,38 + 4,778 \cdot (1,022-1)$$

$$O^{\alpha}_{H_2O} = 0,926 \frac{m^3_N}{kg}$$

$$O^{V}_{SP,\alpha} = O^{S}_{SP,\alpha} + O^{\alpha}_{H_2O}$$

$$O^{V}_{SP,\alpha} = 4,889 + 0,926$$

$$O^{V}_{SP,\alpha} = 5,815 \frac{m^3_N}{kg}$$

Pro dřevní štěpku:

$$O^{\alpha}_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O^{\alpha}_{SV} \cdot (1,022-1)$$

$$O^{\alpha}_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,034 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,4 + 3,2595 \cdot (1,022-1)$$

$$O^{\alpha}_{H_2O} = 0,946 \frac{m^3_N}{kg}$$

$$O^{V}_{SP,\alpha} = O^{S}_{SP,\alpha} + O^{\alpha}_{H_2O}$$

$$O^{V}_{SP,\alpha} = 3,392 + 0,946 \quad O^{V}_{SP,\alpha} = 4,338 \frac{m^3_N}{kg}$$

Nyní je proveden výpočet, který znázorňuje procentuální zastoupení jednotlivých prvků ve vlhkých spalinách.

Pro uhlí:

$$N_2: \quad x^V_{SP,N_2} = \frac{O^\alpha_{N_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{3,902}{5,815} = 0,671 = 67,10\% \tag{3.5-11}$$

$$Ar: \quad x^V_{SP,Ar} = \frac{O^\alpha_{Ar}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,0457}{5,815} = 7,858\times10^{-3} = 0,785\% \tag{3.5-12}$$

$$O_2: \quad x^V_{SP,O_2} = \frac{O^\alpha_{O_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,246}{5,815} = 0,0423 = 4,23\% \tag{3.5-13}$$

$$CO_2: \quad x^V_{SP,CO_2} = \frac{O^\alpha_{CO_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,6913}{5,815} = 0,1188 = 11,88\% \tag{3.5-14}$$

$$SO_2: \quad x^V_{SP,SO_2} = \frac{O^\alpha_{SO_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{4,779\times10^{-3}}{5,815} = 8,218\times10^{-4} = 0,082\% \tag{3.5-15}$$

$$H_2O: \quad x^V_{SP,H_2O} = \frac{O^\alpha_{H_2O}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,926}{5,815} = 0,1592 = 15,92\% \tag{3.5-16}$$

Pro dřevní štěpku:

$$N_2: \quad x^V_{SP,N_2} = \frac{O^\alpha_{N_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{2,662}{4,338} = 0,6136 = 61,36\%$$

$$Ar: \quad x^V_{SP,Ar} = \frac{O^\alpha_{Ar}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,0457}{4,338} = 0,0105 = 1,05\%$$

$$O_2: \quad x^V_{SP,O_2} = \frac{O^\alpha_{O_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,167}{4,338} = 0,0384 = 3,84\%$$

$$CO_2: \quad x^V_{SP,CO_2} = \frac{O^\alpha_{CO_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,5322}{4,338} = 0,1226 = 12,26\%$$

SO_2: $x^V_{SP,SO_2} = \frac{O^\alpha_{SO_2}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{6,8278\times10^{-5}}{4,338} = 1,5739\times10^{-5} = 1,5739\times10^{-3}\%$

H_2O: $x^V_{SP,H_2O} = \frac{O^\alpha_{H_2O}}{O^V_{SP,\alpha}} = \frac{0,946}{4,338} = 0,2180 = 21,80\%$

4. Emise spalin

4.1 Oxidy síry

Pokud palivo obsahuje síru, může se jednat o jednu ze čtyř jejích podob. A to o síru organicky vázanou, pyritickou, v podobě sulfanu a v poslední řadě o síru síranovou, která je nespalitelná. Spalování sirnatých látek vzniká oxid siřičitý SO_2 podle chemické reakce uvedené v rovnici (4.1-3).

Oxidy síry jsou součástí spalin a je velkou snahou je odstraňovat. Důvodem je nepříznivé zvyšování teploty rosného bodu spalin a to zapříčiní rychlou korozi trubek výhřevných ploch.

Ze zadání můžeme vyvodit, že na 1kg surového paliva v podobě uhlí připadá 7000 mg síry a v podobě dřevní štěpky 100 mg. Poděleným hmotnostního podílu síry(m_S) a relativní atomové hmotnosti síry (A_s=*32,065 kg/mol)* dostáváme látkové množství síry (n_S) .

$$n_S = \frac{m_S}{A_S} \qquad (4.1\text{-}1)$$

Výpočet pro uhlí

Vznik oxidu siřičitého probíhá podle chemické reakce [3]:

$$S + O_2 \rightarrow SO_2 + Q_{SO_2} \tag{4.1-3}$$

$$1kmolS + 1kmolO_2 \rightarrow 1kmolSO_2 + Q_{SO_2} \tag{4.1-4}$$

$$32,065kgS + 32kgO_2 \rightarrow 64,065kgSO_2 + Q_{SO_2} \tag{4.1-5}$$

$$1kgS + \frac{22,39}{32,065} m_N^3 = \frac{21,89}{32,065} m_N^3 \tag{4.1-6}$$

$$1kgS + 0,699m_N^3 = 0,683m_N^3 + Q_{SO_2} \tag{4.1-7}$$

$$100\%uhlí : 0,007kgS / kg_p \cdot \frac{64,065}{32,065} = 0,014kgSO_2 / kg_p \tag{4.1-8}$$

$$100\%uhlí : 0,007kgS / kg_p \cdot 0,683m_n^3 = 4,781 \times 10^{-3} m_N^3 SO_2 / kg_p \tag{4.1-9}$$

Výpočet pro dřevní štěpku

Vznik oxidu siřičitého probíhá podle chemické reakce [3]:

$$S + O_2 \rightarrow SO_2 + Q_{SO_2}$$

$$1kmolS + 1kmolO_2 \rightarrow 1kmolSO_2 + Q_{SO_2}$$

$$32,065kgS + 32kgO_2 \rightarrow 64,065kgSO_2 + Q_{SO_2}$$

$$1kgS + \frac{22,39}{32,065} m_N^3 = \frac{21,89}{32,065} m_N^3$$

$$1kgS + 0,699m_N^3 = 0,683m_N^3 + Q_{SO_2}$$

$$100\%biom : 0,0001kgS / kg_p \cdot \frac{64,065}{32,065} = 0,000199kgSO_2 / kg_p$$

$$100\%biom : 0,0001kgS / kg_p \cdot 0,683 = 0,0000683m_N^3 SO_2 / kg_p$$

4.2 Oxidy uhlíku
Výpočet pro uhlí

Spalování uhlíku na kysličník uhličitý

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + Q_C \quad (4.2\text{-}2)$$

$$1kmolC + 1kmolO_2 \rightarrow 1kmolCO_2 + Q_C \quad (4.2\text{-}3)$$

$$12,01kgC + 32kgO_2 = 44,01kgCO_2 + Q_C \quad (4.2\text{-}4)$$

$$1kgC + \frac{22,39}{12,01} O_2 m_N^3 = \frac{22,26}{12,01} CO_2 m_N^3 \quad (4.2\text{-}5)$$

$$1kgC + 1,865m_N^3 = 1,865m_N^3 + Q_C \quad (4.2\text{-}6)$$

$$100\%uhlí : 0,3721kgC / kg_p \cdot \frac{64,065}{12,01} = 1,984kgCO_2 / kg_p \quad (4.2\text{-}7)$$

$$100\%uhlí : 0,3721kgC / kg_p \cdot 1,865 = 0,6939m_N^3 CO_2 / kg_p \quad (4.2\text{-}8)$$

$$z1kgC = 1,865 \frac{m_N^3}{kgCO_2} \cdot 1,984 \frac{kgCO_2}{kg_p} = 3,701m_N^3 CO_2 / kg_p \quad (4.2\text{-}9)$$

se vzduchem:

$3,701+0,0003*3,822= 3,7021\, m_N^3 CO_2 / kg_p$ (4.2-10)

Výpočet pro dřevní štěpku

Spalování uhlíku na kysličník uhličitý:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + Q_C$$

$$1kmolC + 1kmolO_2 \rightarrow 1kmolCO_2 + Q_C \qquad 12,01kgC + 32kgO_2 = 44,01kgCO_2 + Q_C$$

$$1kgC + \frac{22,39}{12,01} O_2 m_N^3 = \frac{22,26}{12,01} CO_2 m_N^3$$

$$1kgC + 1,865m_N^3 = 1,865m_N^3 + Q_C$$

$$100\%biom. : 0,2865kgC / kg_p \cdot \frac{64,065}{12,01} = 1,5282kgCO_2 / kg_p$$

$$100\%biom. : 0,2865kgC / kg_p \cdot 1,865m_N^3 = 0,534m_N^3 CO_2 / kg_p$$

$$z1kgC = 1,865\frac{m_N^3}{kgCO_2}\cdot 1,528\frac{kgCO_2}{kg_p} = 2,850 m_N^3 CO_2 / kg_p$$

se vzduchem:

2,850+0,0003*2,607= 2,850 $m_N^3 CO_2 / kg_p$

4.3 Oxidy vodíku

Výpočet pro uhlí

Spalování vodíku na vodní páru

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O + Q_{H_2} \quad (4.3\text{-}2)$$

$$2kmolH_2 + 1kmolO_2 \rightarrow 2kmolH_2O + Q_{H_2} \quad (4.3\text{-}3)$$

$$4,032kgH_2 + 32kgO_2 = 36,032kgH_2O + Q_{H_2} \quad (4.3\text{-}4)$$

$$1kgH_2 + \frac{22,39}{4,032}O_2 m_N^3 = \frac{44,80}{4,032}m_N^3 \quad (4.3\text{-}5)$$

$$1kgH_2 + 5,553 m_N^3 = 11,1 m_N^3 + Q_{H_2} \quad (4.3\text{-}6)$$

$$100\%uhlí : 0,0314kgH_2 / kg_p \cdot \frac{64,065}{4,032} = 0,4989kgH_2O / kg_p \quad (4.3\text{-}7)$$

$$100\%uhlí : 0,0314kgH_2 / kg_p \cdot 11,111 = 0,3488 m_N^3 H_2O / kg_p \quad (4.3\text{-}8)$$

Výpočet pro dřevní štěpku

Spalování vodíku na vodní páru:

$$n_S = \frac{m_S}{A_C} = \frac{34,0}{4,032} = 8,4325mol / kg_p$$

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O + Q_{H_2}$$

$$2kmolH_2 + 1kmolO_2 \rightarrow 2kmolH_2O + Q_{H_2}$$

$$4,032kgH_2 + 32kgO_2 = 36,032kgH_2O + Q_{H_2} \quad 1kgH_2 + \frac{22,39}{4,032}O_2 m_N^3 = \frac{44,80}{4,032}m_N^3$$

$$1kgH_2 + 5,553m_N^3 = 11,1m_N^3 + Q_{H_2}$$

$$100\%biom.: 0,0340kgH_2/kg_p \cdot \frac{64,065}{4,032} = 0,5402kgH_2O/kg_p$$

$$100\%biom.: 0,0340kgH_2/kg_p \cdot 11,111m_N^3 = 0,3777m_N^3H_2O/kg_p$$

4.4 Emise SO_2 a odsíření

Po výpočtu odsíření se upřesní obsah CO_2, který přibude z rozloženého $CaCO_3$ na CO_2 a CaO a ubude obsah SO_2 podle účinnosti odsiřovací reakce.

Výpočet pro uhlí:

Stupeň zachycení SO_2

$$0,007kgS \cdot \frac{64,065}{32,065} = 0,014kgSO_2$$

$$\zeta_{os} = 1 - \frac{200}{2863,57} \cdot 100 = 0,931 \cdot 100 = 93,01\%$$

$$100\%uhlí: O_{SO_2} = \frac{0,014\frac{kgSO_2}{kg}}{4,889\frac{m_N^3}{kg}} = \frac{14000\frac{mgSO_2}{kg}}{4,889\frac{m_N^3}{kg}} = 2863,57\frac{mgSO_2}{m_{N_{sp}}^3} \quad (4.6\text{-}1)$$

Porovnání výsledku a dovolené množství emisí ze zadání ($200\,mgSO_2/m_{sp}^3$) plyne, že při spalování uhlí vznikají velké emise SO_2 na metr kubických spalin. Zprvu budeme uvažovat účinnost odsíření 92,5% a molární přebytek vápence Ca/S=2,6.

Zadané hodnoty emisních limitů jsou vztaženy na suché spaliny o tlaku 101,32 kPa při teplotě 0 °C a obsahu kyslíku 6 %. Provedeme výpočet pro obsah kyslíku při ω_{O2} = 0% a poté přepočet na zadaných ω_{O2} = 6%.

$$\omega_{O_2}^{0\%} = (1 - 0,925) \cdot 2863,57 = 214,77mgSO_2/m_{N_{sp}}^3 \quad (4.6\text{-}2)$$

Přepočet na ω_{O2} = 6%.

$$\omega_{O_2}^{SP} = \frac{O_{O_2}^{\alpha}}{O_{SP_\alpha}^{S}} = \frac{0,246}{4,889} \cdot 100 = 5,03\% O_2$$

$$\frac{0,21 - \omega_{O_2}^{6\%}}{0,21 - \omega_{O_2}^{SP}} = \frac{0,21 - 0,06}{0,21 - 0,0503} = 0,9393 \qquad (4.6\text{-}3)$$

$$\omega_{O_2}^{6\%} = 0,9393 \cdot \omega_{O_2}^{0\%} = 0,9393 \cdot 214,77 = 201,733 mgSO_2 / m_{N_{sp}}^3 \qquad (4.6\text{-}4)$$

Předpokládaná účinnost odsíření $\eta_{odsi.}$ = 92,5 % nedosáhla dokonalého snížení obsahu SO_2 na požadované emisní limity. I když tato hodnota při rozkladu $CaCO_3$ poklesne. Iterační metodou jsme přepočetli množství $mgSO_2 / m_{n_{sp}}^3$ při vyšší účinnosti odsíření až po vyhovující limity.

$$\omega_{O_2}^{0\%} = (1 - 0,9301) \cdot 2863,57 = 200,165 mgSO_2 / m_{N_{sp}}^3 \qquad (4.6\text{-}5)$$

$$\omega_{O_2}^{6\%} = 0,9393 \cdot \omega_{O_2}^{0\%} = 0,9393 \cdot 200,164 = 188,01 mgSO_2 / m_{N_{sp}}^3 \qquad (4.6\text{-}6)$$

Limit vyhovuje při účinnosti odsíření $\eta_{odsi.}$ = 93,01%.

Výpočet obsahu *CO_2* a *SO_2*:

$$0,926 \cdot 0,004781 = 0,004427 m_n^3 SO_2 / kg_p odsířené \qquad (4.6\text{-}7)$$

$$0,926 \cdot 0,007 = 0,00648 kgSO_2 / kg_p$$

$$[CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2] \times 2,6 \qquad (4.6\text{-}8)$$

Přepis v molárních hmotnostech:

$$100,0892 \rightarrow 56,08 + 44,01 kg$$

$$CaO + SO_2 + \frac{1}{2} O_2 = CaSO_4 \qquad (4.6\text{-}9)$$

Přepis v molárních hmotnostech:

$$56,08+64,065+8+2,6(44,01+56,08)=396,61kg$$

$$1kgS\cdot\frac{64,065}{32,065}=2kgSO_2\Rightarrow 0,00648kgS/kg_p\cdot 2=0,012964kgSO_2/kg_p \qquad (4.6\text{-}10)$$

Převod SO_2 na uvolněné CO_2 :

$$\frac{Co_2}{SO_2}=\frac{44,01}{64,065}\cdot 0,012964=0,008903\frac{kgCO_2}{kg_p}\,odsířené \qquad (4.6\text{-}11)$$

Konečné objemy SO_2 a CO_2 :

$$O_{SO_2}-O_{SO_2 odsířené}=0,004781-0,004427=0,000354\frac{m_N^3SO_2}{kg_p} \qquad (4.6\text{-}12)$$

$$O_{CO_2}+O_{CO_2 odsířené}+CO_2^{ad}=0,6939+0,008903+0,741=1,443\frac{m_N^3CO_2}{kg_p} \qquad (4.6\text{-}13)$$

Při výpočtu minimálního množství spalin dostáváme nové množství při odsíření.

$$O_{SP\min}^{odsíř.}=O_{SO_2}+O_{CO_2}+O_{H_2O}+O_{N_2}+O_{Ar} \qquad (4.6\text{-}14)$$

$$O_{SP\min}^{odsíř.}=0,000354+1,443+0,3448+2,987+0,035=4,815\frac{m_N^3}{kg_p} \qquad (4.6\text{-}15)$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$100\%biom.:O_{SO_2}=\frac{0,000119\frac{kgSO_2}{kg}}{2,594\frac{m^3}{kg}}=\frac{119\frac{mgSO_2}{kg}}{2,594\frac{m^3}{kg}}=45,875\frac{mgSO_2}{m_{N_{sp}}^3}$$

Pro biomasu se odsiřování počítat nebude, protože emise síry se splní z důvodu malého obsahu síry v biomase.

$$O_{SP\min}^{odsíř.} = O_{SO_2} + O_{CO_2} + O_{H_2O} + O_{N_2} + O_{Ar}$$

$$O_{SP\min}^{odsíř.} = 0,0000683 + 0,5343 + 0,3777 + 2,038 + 0,0239 = 2,97397 \frac{m_N^3}{kg_p}$$

4.7 Emise *HCl a Cl*

Výpočet pro spalování uhlí:

V zadaném uhlí je obsaženo 0,005 hm.% Cl.

Molární hmotnosti: M_{Cl} = 35,453 kg/mol

M_H = 1,008 kg/mol

M_{HCl} = 36,461kg/mol

Hustota ρ_{HCl} = 1,503 kg/m^3

Avogadrovo číslo:

$$A = \frac{HCl}{\rho_{HCl}} = \frac{36,461}{1,503} = 24,258 \qquad (4.7\text{-}1)$$

Objem HCl vznikající při spalování 1kg uhlí:

$$V_{HCl} = A \cdot \frac{M_{HCl}}{M_{Cl}} \cdot Cl = 24,258 \cdot \frac{36,461}{35,457} \cdot \frac{0,005}{100} = 1,247 \times 10^{-3} m_N^3 / s \qquad (4.3\text{-}2)$$

Pozn.: Jelikož je hmotnostní obsah Cl v uhlí 0,005 hm. % a z výpočtu vyplývá, že objem HCl je zanedbatelný, při dalším výpočtu tento objem ve spalinách zanedbáváme.

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

Objem HCl vznikající při spalování 1kg dřevní štěpky:

$$V_{HCl} = A \cdot \frac{M_{HCl}}{M_{Cl}} \cdot Cl \cdot = 24,258 \cdot \frac{36,461}{35,457} \cdot \frac{0,058}{100} = 0,0144 m_N^3 / s$$

Pozn.: I když při spalování dřevní štěpky je objem v podstatně větší, než při spalování uhlí opět toto spočítané množství je zanedbáváme a proto není uvažováno v entalpii spalin. A objem proudí dál se spalinami.

5. Výpočet ztrát kotle a tepelná účinnost

Cílem této kapitoly je podat informace a vyjádřit jednotlivé ztráty, které vznikají při procesu spalování. Po výpočtu ztrát kotle a jejich sumací dostáváme tepelnou účinnost tzv. nepřímou metodou.

5.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Tato ztráta je způsobena obsahem uhlíku *C* ve škváře, strusce, popílku ve spalinách nebo propadem. Ztrátu mechanickým nedopalem nazýváme také ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích. Jelikož se jedná o ztrátu, má za následek nárůst příkonu do kotle. Minimalizovat tuto ztrátu můžeme tím, že palivo více vysušíme nebo necháme palivo déle ve fluidní vrstvě.

$$\xi_{MN} = Q_c \frac{C_i}{1-C_i}\frac{X_i}{Q_i^r} = \frac{Q_C A^r}{Q_i^r}\cdot\left(\frac{C_S}{1-C_S}X_S + \frac{C_r}{1-C_r}X_r + \frac{C_{ú}}{1-C_{ú}}X_{ú}\right) \qquad (5.1\text{-}1)$$

$Q_C - výhřevnost\ \ uhlíku$

$Q_i^r - výhřevnost\ \ paliva$

$A^r - obsah\ \ popelovin\ \ v\ \ palivu$

$X_i - poměr\ \ hmotnosti\ \ popela\ \ v\ \ uvažovaném\ \ druhu\ \ tuhých\ \ zbytků$

$škváře, strusce(š,s)\ popílek\ \ ve\ \ spalinách(ú), roštový\ \ propad(r)$

$C_i - obsah\ \ uhlíku\ \ v\ \ druhu\ \ tuhých\ \ zbytků$

$škváře, strusce(š,s)\ popílek\ \ ve\ \ spalinách(ú), ložový\ \ propad(r)$

Dosazení a výpočet pro uhlí:

$$\xi_{MN_{uhlí}} = \frac{32700\cdot 0{,}1037}{14000}\cdot\left(\frac{0{,}006}{1-0{,}006}\cdot 30 + 0 + \frac{0{,}006}{1-0{,}006}\cdot 70\right) = 0{,}146\%$$

Dosazení a výpočet pro dřevní štěpku:

$$\xi_{MN_{biom}} = \frac{32700 \cdot 0,025}{9500} \cdot \left(\frac{0,006}{1-0,006} \cdot 30 + 0 + \frac{0,006}{1-0,006} \cdot 70 \right) = 0,0519\%$$

U fluidních kotlů musíme vyloučit procentuální zastoupení ztráty ve škváře (strusce), protože popel není přetavený. Podle tabulky 5-2. v doporučené literatuře [3] bychom přerozdělili a zároveň uvažovali ve výpočtu procentuální podíl popela v poměru 90 % podíl ve strusce a 10% podíl v úletu. Obdobně podle tabulky 5-1. dle literatury [3] bychom získali podíl spalitelných látek. Avšak podle skutečnosti z praxe uvažujeme, nedopal o velikosti 0,006 % a podíl popela v poměru 30% na loži a 70% v úletu. Toto přerozdělení budeme uvažovat i v následující zprávě.

5.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tato ztráta spočívá v nevyužitém teple tuhých zbytků, které odcházejí komínem. Ztráta je tím větší, čím je větší teplota spalin na výstupu z komína. Velikost ztráty vypočítáme pomocí vzorce [5.2-1]:

$$\xi_{FI} = \frac{1}{1-C_i} \frac{X_i \cdot A^r \cdot i_i}{Q_i^r} = \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot \left(\frac{X_S \cdot i_S}{1-C_S} + \frac{X_r \cdot i_r}{1-C_r} + \frac{X_p \cdot i_p}{1-C_p} \right) \qquad (5.2\text{-}1)$$

$Q_i^r - výhřevnost \quad paliva$

$A^r - obsah \quad popelovin \quad v \quad palivu$

$X_i - poměr \quad hmotnosti \quad popela \quad v \quad uvažovaném \quad druhu \quad tuhých \quad zbytků$

$škváře, strusce(š,s) popílek \quad ve \quad spalinách(ú), ložový \quad propad(r)$

$i_i - entalpie \quad tuhých \quad zbytků \quad spalin \quad i = c_i \cdot t$

$C_i - obsah \quad uhlíku \quad v \quad druhu \quad tuhých \quad zbytků$

$škváře, strusce(š,s) popílek \quad ve \quad spalinách(ú), ložový \quad propad(r)$

Dosazení a výpočet pro uhlí:

$$\xi_{FI} = \frac{0,1037}{14000} \cdot \left(\frac{30 \cdot 560}{1-0,006} + 0 + \frac{70 \cdot 115,0911}{1-0,006} \right) = 0,185\%$$

Dosazení a výpočet pro dřevní štěpku:

$$\xi_{FI} = \frac{0,025}{9500} \cdot \left(\frac{30 \cdot 560}{1-0,001} + 0 + \frac{70 \cdot 115,0911}{1-0,001} \right) = 0,065\%$$

Tak jako u ztráty mechanickým nedopalem jsme uvažovali stejné podíly popela a podílu spalitelných látek. Entalpie popílku jsme dopočítali pomocí měrné tepelné kapacity odvozené interpolací z tabulky 6.6-1 [2] pro teplotu 140°C jenž je teplota na konci kotle. Pro entalpii ložového popela jsem uvažoval teplotu 600 °C.

5.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách

Tuto ztrátu také nazýváme chemickým nedopalem. Je způsobena chemickou nedokonalostí spalování. Při dokonalém spalování dochází při hoření a reakci s kyslíkem k vývinu tepla. Máme, namysli, že nejprve vzniká oxid uhelnatý spolu s teplem a při další oxidaci oxid uhličitý a rovněž uvolněné teplo. Pokud nedojde vlivem dostatečného rozložení kyslíku a také přivedení dostatečného množství kyslíku s určitým přebytkem, nemusí dojít k některé z reakcí a tím ztrácíme teplo. Tedy takovou reakci můžeme považovat i za nedokonalé spalování.

Vztah pro přibližný výpočet chemickým nedopalem [3]:

$$\xi_{CN} \doteq \frac{0,216 \cdot mgCO \cdot O^{S}_{SP\min}}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_{ired}} \qquad (5.3\text{-}1)$$

$mgCO\left[mg / m^3_N \right]$ – *je emisní* $\lim it$ *CO*

$O_{2ref}\,[\%]$ – *je obsah kyslíku pro referenční stav spalin podle tabulky* $5.3-1[3]$

$Q_{ired}\left[kJ / kg \right]$ – *je redukovaná výhřevnost paliva*

Tab. 5.3-1 Specifické emisní limity pro spalovací zařízení [3]

Palivo (ohniště)	**Tepelný výkon zdr.[MW]**	**Hodnoty emisních limitů v mg/m_N^3**				
		Tuhé emise	**SO_2**	**NO_x**	**CO**	**Org.látky**
Tuhé (fluidní ohniště)	0,2-1	250	2500	650	-	-
	1-5	250	2500	650	650	-
	5-50	100	800	400	250	-
	Nad 50	50	500	400	250	-

Dosazení a výpočet pro uhlí

$$Q_{i.red} = Q_i^r + i_{pv} + Q_{cz} + Q_{pr} + Q_s + Q_{CH} = 14000 + 57,3 + 0 + 0 + 0 + 8,128 = 14065,42 kJ/kg \quad (5.3\text{-}2)$$

Q_i^r – *výhřevnost paliva*

i_{pv} – *fyzické teplo paliva*

Q_{cz} – *přivedené teplo cizím zdrojem*

Q_{pr} – *teplo přivedené parou při ofukování stěn*

Q_s – *teplo ve spalinách 3.recirkulace*

Q_{CH} – *teplo s chemické reakce odsíření*

Fyzické teplo paliva

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} = 2,293 \cdot 25 = 57,3 kJ/kg_{pal} \quad (5.3\text{-}3)$$

t_{pv} =25°C

$$c_{pv} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) = 4,19 \cdot 0,38 + 1,13 \cdot (1 - 0,38) = 2,293 kJ/kgK$$

$W^r[-]$ – *obsah vody ve vzorku paliva*

$c_{su}[kJ/kgK]$ – *měrné teplo sušiny paliva, pro hnědé uhlí* $c_{suš}$*=1,13kJ/kgK*

Teplo z chemické reakce odsíření Q_{ch}

Vychází se z hodnot standartních slučovacích tepel jednotlivých výchozích látek a jejich produktů $\Delta H_{291}[kJ/mol]$ při 18 °C z následující tabulky 5.3-2 [1].

$$Q_{CH} = \frac{1000 \cdot \Delta T \cdot S_p \cdot \zeta_{os}}{32,06 \cdot 100} = \frac{1000 \cdot 40,03 \cdot 0,7 \cdot 0,93}{32,06 \cdot 100} = 8,128 kJ/kg \quad (5.3\text{-}4)$$

S_p – *obsah síry v palivu*

Tab. 5.3-2 hodnoty slučovacích tepel

Látka	**CaO**	**$CaCO_3$**	**$CaSO_4$**	**CO_2**	**SO_2**	**O_2**
ΔH_{291} [kJ/mol]	635,1	1187,1	1418,0	393,7	297,3	0

Slučovací tepla jednotlivých chemických reakcí

Reakce A

$$[CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2] \times 2,6$$

$$1187,1 \rightarrow 635,1 + 393,7$$

$$1187,1 \rightarrow 1028,8 \Rightarrow T_R = -158,3 \cdot 2,6 = -411,58 kJ/mol$$

Reakce E

$$CaO + SO_2 + \frac{1}{2} O_2 = CaSO_4$$

$$635,1 + 297,3 + 0 \rightarrow 1418,0$$

$$932,4 \rightarrow 1418,0 \Rightarrow T_{SL} = 485,6 \cdot \zeta_{os} = 485,6 \cdot 0,93 = 451,61 kJ/mol$$

$$\Delta T = -T_R + T_{SL} = -411,58 - 451,61 = 40,03 kJ/molS$$

$$\xi_{CN} \doteq \frac{0,216 \cdot mgCO \cdot O^S_{SP\min}}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_{ired}} = \frac{0,216 \cdot 250 \cdot 3,718}{(21-6) \cdot 14065,42} \cdot 100 = 0,095\%$$

Dosazení a výpočet pro dřevní štěpku

$$Q_{i.red} = Q_i^r + i_{pv} + Q_{cz} + Q_{pr} + Q_s + Q_{CH} = 9500 + 58,85 + 0 + 0 + 0 = 9558,85 kJ / kg$$

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} = 2,354 \cdot 25 = 58,85 kJ / kg_{pal}$$

$$c_{pv} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) = 4,19 \cdot 0,40 + 1,13 \cdot (1 - 0,40) = 2,354 kJ / kgK$$

$$Q_{CH} = \frac{1000 \cdot \Delta T \cdot S_p \cdot \zeta_{os}}{32,06 \cdot 100} = \frac{1000 \cdot 40,03 \cdot 0,01 \cdot 1}{32,06 \cdot 100} = 0,124 kJ / kg$$

$$\xi_{CN} \doteq \frac{0,216 \cdot mgCO \cdot O_{SP\min}^S}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_{ired}} = \frac{0,216 \cdot 250 \cdot 2,594}{(21 - 6) \cdot 9558,97} \cdot 100 = 0,097\%$$

5.4 Ztráta fyzickým teplem spalin

Tato ztráta známá i jako komínová ztráta představuje tepelnou energii, která odchází z kotle v podobě plynných spalin. Tedy můžeme říct, že jde o teplo spalin, které nedokážu využít. Je závislá na teplotě spalin a přebytkem vzduchu za kotlem. Komínová ztráta je největší ztrátou kotle. Nevíce ovlivňujícím faktorem této ztráty je teplota rosného bodu spalin. Ztráta je tím větší čím do komína pouštím teplejší spaliny.

Vzorec pro stanoven ztráty [3]:

$$\xi_k = (1 - \xi_{MN}) \cdot \frac{i_s - i_v}{Q_{ired}} \qquad (5.4\text{-}1)$$

i_s – *entalpie spalin při teplotě* t_s *za kotlem vztažena na* 1*kg paliva*

i_v – *entalpie vzduchu při teplotě* $t_v = 25°C$

Pozn.: Entalpie složek spalin viz kapitola 6.5

$$i_s = i_s^{\min} + (\alpha - 1) \cdot i_v^{\min} + i_{pop} \qquad (5.4\text{-}2)$$

i_{pop} – *entalpie popele při teplotě* t_s

α – *přebytek vzduchu*

t_s – *teplota spalin* 140°C

$$i_s^{\min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (5.4\text{-}3)$$

O_i – *objemy jednotlivých složek viz.kapitola* 3.

i_i – *entalpie jednotlivých složek*

$$i_v^{\min} = O_{VV\min} \cdot c_v \cdot t_v \quad (5.4\text{-}4)$$

$O_{VV\min}$ – *objem vlhkého vzduchu viz.kapitola* 3.

c_v – *měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě* t_s.

t_s – *teplota* 25°C

$$i_v = i_v^{\min} \cdot \alpha \quad (5.4\text{-}5)$$

$$i_{pop} = c_{pop} \cdot t_{pop} \quad (5.4\text{-}6)$$

$$c_{pop} = 0,712 + 0,502 \times 10^{-3} \cdot t_{pop} \quad (5.4\text{-}7)$$

c_{pop} – *měrná tepelná kapacita popele při teplotě* 140°C.

Výpočet pro uhlí:

$$i_s = i_s^{\min} + (\alpha - 1) \cdot i_v^{\min} + i_{pop}$$

$$i_s^{\min} = 0,691 \cdot 244,8 + 4,779 \times 10^{-3} \cdot 270,2 + 2,987 \cdot 182 + 0,905 \cdot 211,6 + 0,035 \cdot 130,2$$

$$i_s^{\min} = 910,137 kJ / kg$$

$$i_v^{\min} = 3,906 \cdot 1,01 \cdot 25 = 98,626 kJ / kg$$

$$i_v = 98,626 \cdot 1,25 = 123,283 kJ / kg$$

$$i_s = 910,137 + (1,25-1) \cdot 98,626 + i_{pop}$$

$$i_s = 936 kJ / kg$$

$$i_{pop} = 0,78228 \cdot t_{pop} = 109,52$$

Dosazení a výpočet velikosti ztráty:

$$\xi_k = (1-\xi_{MN}) \cdot \frac{i_s - i_v}{Q_{ired}} = (1-\frac{0,146}{100}) \cdot \frac{1045,517-123,283}{14065,42} = 6,54\%$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$i_s = i_s^{\min} + (\alpha - 1) \cdot i_v^{\min} + i_{pop}$$

$$i_s^{\min} = 0,532 \cdot 244,8 + 6,8278 \times 10^{-5} \cdot 270,2 + 2,038 \cdot 182 + 0,932 \cdot 211,6 + 0,0239 \cdot 130,2$$

$$i_s^{\min} = 701,491 kJ / kg$$

$$i_v^{\min} = 2,665 \cdot 1,01 \cdot 25 = 67,291 kJ / kg$$

$$i_v = 67,291 \cdot 1,25 = 84,113 kJ / kg$$

$$i_s = 701,491 + (1,25-1) \cdot 67,291 + 66,259$$

$$i_s = 784,572 kJ / kg$$

Dosazení a výpočet velikosti ztráty:

$$\xi_k = (1-\xi_{MN}) \cdot \frac{i_s - i_v}{Q_{ired}} = (1-\frac{0,0519}{100}) \cdot \frac{784,572-84,113}{9558,85} = 7,23\%$$

5.5 Ztráta sdílením do okolí

Tato ztráta zohledňuje teplo unikající pláštěm kotle do okolí. Závisí na izolaci stěn, materiálu, velikosti kotle a druhu spalovaného paliva. Únik tepla je zapříčiněn sáláním a vedením. Čím menší kotel tím menší ztráta sdílení tepla do okolí. Určení této ztráty je pomocí grafu z literatury [3].

Pro uhlí předpokládáme ztrátu o velikosti:

$$\xi_S = 0,6\% \tag{5.5-1}$$

Pro dřevní štěpku předpokládáme ztrátu o velikosti:

$$\xi_S = 0,5\% \tag{5.5-2}$$

5.6 Ztráta nepočitatelná

$$\xi_n = 0,1\% \tag{5.6-1}$$

5.7 Tepelná účinnost

Vyjádření tepelné účinnosti za pomocí ztrát,(tedy nepřímou metodou) nám stačí provést sumaci všech spočítaných ztrát a odečíst je od 100% viz rovnice 5.7-1.

$$\eta_k = 1 - \sum \xi_i \tag{5.7-1}$$

$$\eta_k = 1 - (\xi_{MN} + \xi_{CN} + \xi_{FI} + \xi_K + \xi_S) \tag{5.7-2}$$

Výpočet účinnosti pro uhlí:

$$\eta_k = 1 - (0,00146 + 0,00095 + 0,001852 + 0,0654 + 0,006 + 0,001)$$

$$\eta_k = 0,9233$$

$$\eta_k = 92,333\%$$

Výpočet účinnosti pro biomasu:

$$\eta_k = 1 - (0,000519 + 0,00097 + 0,00065 + 0,0723 + 0,005 + 0,001)$$

$$\eta_k = 0,9195$$

$$\eta_k = 91,95\%$$

6. Tepelná bilance kotle

Tato část je zaměřena na tepelnou bilanci, entalpie spalin a páry, výkony jednotlivých výhřevných ploch a množství paliva.

6.1 Výkon kotle

Nejprve je vypočteno ze zadaných a zároveň požadovaných parametrů celkové teplo předané teplonosnému médiu Q_c. Požadovanými parametry jsou parametry přehřáté páry na výstupu o tlaku *p=9,3MPa,* teplotě *t=530°C* a průtoku *m=150 t/h (m=41,66 kg/s).* Dalšími parametry jsou parametry napájecí vody s těmito hodnotami t_{nv}*=210°C* při tlaku p_{nv}*=15,4 MPa.*

$$Q_c = \dot{m} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \tag{6.1-1}$$

$i_{pp} - entalpie \quad přehřáté \quad páry \quad kJ/kg$

$i_{nv} - entalpie \quad napájecí \quad vody \quad kJ/kg$

Pro určení entalpie přehřáté páry a napájecí vody použijeme parní tabulky [7].

$$i_{pp} = 3456,19 kJ/kg$$

$$i_{nv} = 901,1 kJ/kg$$

$$Q_c = 41,666 \cdot (3456 - 901,1)$$

$$Q_c = 106452 kW = 106,452 MW$$

Tímto výpočtem se dosáhlo tepla, které kotel vyprodukuje za zadaných hodnot. Avšak konečný příkon kotle Q_K je dán při zohlednění účinnosti kotle. Tím, že do výpočtu je započtena účinnost kotle jsou zahrnuty jednotlivé ztráty, které kotel má.

$$Q_k = \frac{Q_c}{\eta_k} \tag{6.1-2}$$

Výpočet pro uhlí

$$Q_k = \frac{106,452}{0,92333} = 115,291MW$$

Výpočet pro biomasu

$$Q_k = \frac{106,452}{0,9195} = 116,771MW$$

Velikosti ztrát

V předchozí kapitole jsme vyčíslily ztráty, které v kotli uvažujeme. Spolu s výkonem kotle můžeme vyčíslit ztrátový výkon, který má jednotlivá ztráta na svědomí.

Výpočet pro uhlí

$$Q_{\xi_{MN}} = Q_k \cdot \xi_{MN} = 115291 \cdot 0,00146 = 168,324kW \quad (6.1\text{-}3)$$

$$Q_{\xi Fi} = Q_k \cdot \xi_{Fi} = 115291 \cdot 0,00185 = 213,288kW \quad (6.1\text{-}4)$$

$$Q_{\xi_{CN}} = Q_k \cdot \xi_{CN} = 115291 \cdot 0,00095 = 109,526kW \quad (6.1\text{-}5)$$

$$Q_{\xi_K} = Q_k \cdot \xi_K = 115291 \cdot 0,0654 = 7540,031kW \quad (6.1\text{-}6)$$

$$Q_{\xi_S} = Q_k \cdot \xi_S = 115291 \cdot 0,006 = 691,746kW \quad (6.1\text{-}7)$$

$$Q_{\xi_N} = Q_k \cdot \xi_N = 115291 \cdot 0,001 = 115,291kW \quad (6.1\text{-}8)$$

Výpočet pro biomasu

$$Q_{\xi_{MN}} = Q_k \cdot \xi_{MN} = 116771 \cdot 0,000519 = 60,604kW$$

$$Q_{\xi Fi} = Q_k \cdot \xi_{Fi} = 116771 \cdot 0,00065 = 75,901kW$$

$$Q_{\xi_{CN}} = Q_k \cdot \xi_{CN} = 116771 \cdot 0,00097 = 113,267kW$$

$$Q_{\xi_K} = Q_k \cdot \xi_K = 116771 \cdot 0,0723 = 8442,543kW$$

$$Q_{\xi_S} = Q_k \cdot \xi_S = 116771 \cdot 0,006 = 700,626kW$$

$$Q_{\xi_N} = Q_k \cdot \xi_N = 116771 \cdot 0,001 = 116,771kW$$

6.2 Množství paliva

Přivedené množství paliva

Za pomocí výhřevnosti a výkonu kotle spočítáme množství paliva potřebného k dosažení potřebného výkonu a splnění tak zadání.

$$\bar{m}_{pal} = \frac{Q_k}{Q_i^r} \tag{6.2-1}$$

výpočet pro uhlí:

$$\bar{m}_{pal} = \frac{115,291}{14,0} = 8,235 kg/s$$

výpočet pro biomasu:

$$\bar{m}_{pal} = \frac{116,771}{9,500} = 12,29 kg/s$$

Množství paliva spálené

$$\dot{m}_{pal} = \frac{Q_k - Q_{\xi_{MN}} - Q_{\xi_{CN}}}{Q_{ired}}$$

výpočet pro uhlí:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{115,291 - 0,1683 - 0,1095}{14,0654} = 8,177 kg/s$$

výpočet pro biomasu:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{116,771 - 0,0606 - 0,1132}{9,558} = 12,19 kg/s$$

6.3 Průtokové množství spalin

V 3. Kapitole bylo výpočtem zjištěno minimální množství vlhkých spalin, které vzniknou spálením 1kg paliva. Pokud množství spotřebovaného paliva vynásobím již zmiňovaným minimálním množstvím vlhkých spalin, dostanu průtokové množství spalin.

Tento vpočet se poté provede i s uvažovaným přebytkem vzduchu α.

$$\dot{V}_{spal.} = O^{v}_{sp,\min} \cdot \dot{m}_{pal.} \quad (6.3\text{-}2)$$

Výpočet pro uhlí

$$\dot{V}_{spal.} = 4,623 \cdot 8,236 = 38,769 \frac{m^3_N}{s}$$

Výpočet pro biomasu

$$\dot{V}_{spal.} = 3,526 \cdot 12,19 = 42,981 \frac{m^3_N}{s}$$

Průtokové množství spalin s přepočtem na přebytek vzduchu α=1,25

Zde při výpočtu je použito minimální množství vlhkých spalin $O^{V}_{SP,\alpha}$ ve kterém je zahrnutý přebytek vzduchu α.

Výpočet pro uhlí:

$$\dot{V}^{\alpha}_{spal.} = O^{v}_{sp,\alpha} \cdot \dot{m}_{pal.} = 5,815 \cdot 8,17 = 47,508 \frac{m^3_N}{s} \quad (6.3\text{-}3)$$

Výpočet pro biomasu:

$$\dot{V}^{\alpha}_{spal.} = O^{v}_{sp,\alpha} \cdot \dot{m}_{pal.} = 4,345 \cdot 12,19 = 52,965 \frac{m^3_N}{s}$$

6.4 Návrh spalovací komory

6.4.1 Teplo přivedené spalovacím vzduchem

Spolu s palivem je přiváděn do spalovací komory vzduch, který vytváří přebytek vzduchu pro dokonalé spalování. Tento spalovací vzduch přichází z ohříváku vzduchu za pomocí ventilátoru s přebytkem vzduchu $\alpha=1,15$. Stanovený přebytek vzduchu je však $\alpha=1,25$ kde zahrnujeme i vliv netěsností. Vzduch o teplotě $T_{sv}=65°C$ a měrné tepelné kapacitě $c_{sv}=1,322kJ/m^3K$ [1] nese sebou i tepelnou energii, která se připočítává k celkovému teplu v kotli. Výsledné teplo je tedy dáno vztahem:

$$Q_{sv} = T_{sv} \cdot c_{sv} \cdot O_{VV_{\min}} \cdot \alpha \cdot \dot{m}_{pal.} \quad (6.4\text{-}1)$$

Výpočet pro uhlí

$$Q_{sv} = 65 \cdot 1,322 \cdot 3,906 \cdot 1,25 \cdot 8,17 = 3427,749 kW$$

Výpočet pro biomasu

$$Q_{sv} = 65 \cdot 1,322 \cdot 2,665 \cdot 1,25 \cdot 12,19 = 3489,44 kW$$

Celkové množství tepla přivedeného do kotle **spalující hnědé uhlí:**

Jedná se o součet tepla přivedeného ve vzduchu a výkonu kotle. Výpočet je tedy dán:

$$Q_{c,př.} = 3427,749 + 115291 = 118718,749 kW$$

Obdobným způsobem provedeme výpočet **pro spalování biomasy**

$$Q_{c,př.} = 3489,44 + 116771 = 120260,44 kW$$

Teplo uvolněné ve spalovací komoře

Při výpočtu tepla uvolněného ve spalovací komoře by měly být brány v potaz ztráty chemickým a mechanickým nedopalem, které mají vliv na vývin tepla ve spalovací komoře. Ostatní ztráty se projevují až na konci kotle.

$$Q_{Gen.} = Q_{c,př.} - Q_{\xi_{MN}} - Q_{\xi_{CN}} \qquad (6.4\text{-}2)$$

Výpočet pro spalování uhlí

$$Q_{Gen.} = 118718,749 - 168,324 - 109,526 = 118440,899 kW$$

Výpočet pro spalování biomasy

$$Q_{Gen.} = 120260,44 - 60,604 - 113,267 = 120086,569 kW$$

6.5 Výpočet rozměrů spalovací komory

Spalovací komora kotle neboli ohniště je prostor, do kterého je přiváděno palivo spolu se vzduchem. Za procesu hoření s dostatečným přebytkem vzduchu je v objemu spalovací komory uvolněno teplo za vzniku plynných a tuhých spalin. Prostor ohniště je jen zřídka vyplněn teplosměnnými trubkami tvořící výparníkový systém, protože za provozu je větší část ohniště

zaplněna plamenem. Základním požadavkem kladený na výpočet ohniště kotle je, aby došlo ke vznícení a dokonalému vyhoření paliva. Proces hoření by měl být ukončen v prostoru spalovací komory což je dalším požadavkem kladeným na ohniště. [3]

Při dimenzování rozměru spalovací komory mají velký vliv *plošné, objemové a průřezové zatížení spalovací komory.* Spalovací komora je tvořena membránovým systémem, přičemž první instalovaný přehřívák páry je v horní části [4]. Do spodní části je přiváděn vzduch, který vlivem rozdílu tlaků v horní a dolní části spalovací komory vytvářejí fluidní vrstvu.

Rozměry spalovací komory

Rozměry spalovací komory jsou voleny na doporučení konzultanta.

šířka přední stěny spalovací komory	*A= 7250 mm*
šířka boční stěny spalovací komory	*B= 5490 mm*
výška spalovací komory	v_{sk}*= 27070 mm*
výška výsypky	v_v*= 5880 mm*
šířka hrdla výsypky	$š_v$*=2750 mm*
první umístění přehříváku	v_p*= 17949 mm*
výška výstupního otvoru	v_o*= 6123 mm*
šířka výstupního otvoru	$š_o$*= 2970 m*

6.5.1 Plošné zatížení spalovací komory

Hlavními parametry vystupující při výpočtu plošného zařízení je množství paliva ($m_{pal.}$*) a jeho* výhřevnost (Q_i^r) ve spalovací komoře a plocha spalovací komory. Plochu spalovací komory musíme pro výpočet rozdělit na komoru (S_k*)* a výsypku (S_v*)* z důvodu rozdílných tvarů. Po celkovém výpočtu plochy spalovací komory dosadíme do vtahu:

$$q_{pl.} = \frac{Q_{Gen.}}{S_k + S_v - S_o} \tag{6.5-1}$$

Plocha komory S_k

$$S_k = 2 \cdot v_{sk} \cdot (A + B) + A \cdot B \tag{6.5-2}$$

$$S_k = 2 \cdot 27,07 \cdot (7,25 + 5,49) + (7,25 \cdot 5,49) = 729,546 m^2$$

Plocha výsypky S_v

$$S_v = \frac{3,1}{2} \cdot A \cdot v_v = \frac{3,1}{2} \cdot 7,25 \cdot 5,88 = 66,076 m^2 \qquad (6.5\text{-}3)$$

Číslo 3,1 určuje šířku ve výšce 1m (kde je fluidní vrstva)

Plocha oken a otvorů S_o

$$S_o = A \cdot 3,1 + 0,5 \cdot 0,5 + \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} + 6,123 \cdot 2,97 = 7,25 \cdot 3,1 + 0,5 \cdot 0,5 + \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} + 6,123 \cdot 2,97$$

$$S_o = 41,756 m^2$$

Výpočet plošného zatížení při spalování uhlí

$$q_{pl.} = \frac{Q_{Gen.}}{S_k + S_v - S_o} = \frac{118440,89}{729,546 + 66,076 - 41,756} = 157,111 \frac{kW}{m^2}$$

Výpočet plošného zatížení při spalování biomasy

$$q_{pl.} = \frac{Q_{Gen.}}{S_k + S_v - S_o} = \frac{120086,569}{729,546 + 66,076 - 41,756} = 159,294 \frac{kW}{m^2}$$

6.5.2 Objemové zatížení spalovací komory

Objemové zatížení spalovací komory se počítá pro objem, ve kterém dochází k procesu spalování a vzniku tepelné energie. Rovnice pro výpočet je tedy dána:

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{V_k + V_v} \qquad (6.5.2\text{-}1)$$

Objem komory V_k

$$V_k = A \cdot B \cdot v_{sk} = 7,25 \cdot 5,490 \cdot 27,07 = 1077,45 m^3$$

Objem výsypky V_v

$$V_v = A \cdot B \cdot \frac{3,1}{2} \cdot v_v = 7,25 \cdot 5,49 \cdot \frac{3,1}{2} \cdot 5,88 = 362,76 m^3$$

Výpočet objemového zatížení při spalování uhlí

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{V_k + V_v} = \frac{118718,749}{1077,45 + 362,759} = 82,431 \frac{kW}{m^3}$$

Výpočet objemového zatížení při spalování biomasy

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{V_k + V_v} = \frac{120260,44}{1077,45 + 362,759} = 83,502 \frac{kW}{m^3}$$

6.5.3 Průřezové zatížení spalovací komory

Průřezové zatížení spalovací komory je vztaženo na vývin tepla v průřezu spalovací komory. Zatížení je dáno rovnicí:

$$q_{pr.} = \frac{Q_{Gen.}}{A \cdot B} \qquad (6.5.3\text{-}1)$$

Výpočet průřezového zatížení při spalování uhlí

$$q_{pr.} = \frac{Q_{Gen.}}{A \cdot B} = \frac{118718,749}{7,25 \cdot 5,49} = 2982,695 \frac{kW}{m^2}$$

Výpočet objemového zatížení při spalování biomasy

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{A \cdot B} = \frac{120260,44}{7,25 \cdot 5,49} = 3021,429 \frac{kW}{m^2}$$

6.6 Vlastnosti spalin a popele

Pro výpočty entalpie spalin a popele je níže uvedena tabulka 6.1. Dalšími výpočty se rozumí stanovení entalpií spalin a popele v jednotlivých částích kotle, kde dochází ke změně teploty a k různým koncentracím popele, což je nutné zohlednit. Ve spalovací komoře až po první šoty výparníku proudí fluidní vrstva, která obsahuje větší množství koncentraci popele než je tomu za cyklonem.

Tab.:6.6-1 Entalpie spalin a popele [2].

Teplota [°C]	**O2 [kJ/Nm^3]**	**CO2 [kJ/Nm^3]**	**N2 [kJ/Nm^3]**	**H2O [kJ/Nm^3]**	**SO2 [kJ/Nm^3]**	**Ar [kJ/Nm^3]**	**Pop [kJ/kg]**
100	132	170	130	150	189	93	76,22
200	267	357	260	304	392	186	162,48
300	407	559	392	463	610	278	258,78
400	551	772	527	626	836	372	365,12
500	699	994	666	795	1070	465	481,5
600	850	1225	804	969	1310	557	607,92
700	1004	1462	948	1149	1550	650	744,38
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	890,88
900	1318	1952	1242	1526	2050	834	1047,42
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928	1214
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390	2197,5

Tab.:6.6-2 Entalpie spalin pro uhlí a dřevní štěpku v [kJ/kg].

Koncentrace popílku	**x_{pop}= 0,0698 [kg_{pop}/kg_p]**		**x_{pop}= 24,48 [kg_{pop}/kg_p]**	**x_{pop}= 0,0139 [kg_{pop}/kg_p]**		**x_{pop}=18,292 [kg_{pop}/kg_p]**
Teplota [°C]	**Uhlí (α=1,25) [kJ/kg]**	**Uhlí (α=1) [kJ/kg]**	**Uhlí (α=1,25) [kJ/kg]**	**BIO (α=1,25) [kJ/kg]**	**BIO (α=1) [kJ/kg]**	**BIO (α=1,25) [kJ/kg]**
100	806,626	677,4084	2667,171	604,41	516,419	1997,57474
200	1630,215	1371,551	5596,384	1222,289	1046,158	4192,13112
300	2478,563	2088,296	8795,434	1859,145	1593,409	6589,178
400	3351,741	2826,832	12264,39	2514,493	2157,085	9188,22951
500	4253,981	3590,468	16007,492	3191,729	2739,951	11992,682
600	5164,593	4363,156	20004,041	3876,429	3330,751	14988,1125
700	6109,805	5164,678	24280,269	4586,64	3943,133	18192,5668
800	7072,839	5981,994	28819,398	5310,571	4567,855	21594,2534
900	8054,026	6815,413	33621,757	6048,985	5205,667	25193,9374
1000	9052,212	7663,816	38686,194	6800,513	5855,222	28990,248
1500	14245,79	12084,09	67887,204	10715,99	9244,24	50882,3351

Pozn.: V tabulce se objevují různé koncentrace popílku. Je to dáno tím, že při spalování v ohništi mají spaliny velkou koncentraci popílku a při odchodu spalin do II. tahu kotle je popílek zadržen v cyklonu a koncentrace popílku výrazně klesne. Výpočet viz kapitola 6.6.2.

Tab.:6.6-3 Entalpie spalin pro uhlí a dřevní štěpku v [kJ/Nm^3].

Koncentrace popílku	**x_{pop}=0,0698 [kg_{pop}/kg_p]**	**x_{pop}= 24,48 [kg_{pop}/kg_p]**	**x_{pop}= 0,0139 [kg_{pop}/kg_p]**	**x_{pop}= 18,292 [kg_{pop}/kg_p]**
Teplota [°C]	**Uhlí (α=1,25) [kJ/Nm^3]**	**Uhlí (α=1,25) [kJ/Nm^3]**	**BIO (α=1,25) [kJ/Nm^3]**	**BIO (α=1,25) [kJ/Nm^3]**
100	531,9761	2392,522	405,849	1799,006
200	785,3034	4751,473	622,502	3592,328
300	1045,956	7362,828	845,355	5575,363
400	1314,132	10226,78	1074,421	7748,121
500	1591,042	13344,55	1310,799	10111,7
600	1871,507	16710,96	1550,062	12661,68
700	2162,143	20332,61	1797,793	15403,65
800	2457,101	24203,66	2049,271	18332,87
900	2758,783	28326,51	2306,247	21451,1
1000	3064,165	32698,15	2566,505	24756,12
1500	4649,23	58290,64	3915,713	44081,84

6.6.1 Vznik popele

Fluidní kotle jsou specifické tím, že při hoření vzniká velké množství popílku obsaženého ve spalinách. Cirkulující fluidní vrstva se snaží část popele vracet zpět do procesu hoření. Množství popele odcházejícího spolu se spalinami proudí do cyklonu. V cyklonu se za pomocí odstředivých sil oddělí horké spaliny a popel. Horké spaliny pokračují do druhého tahu kotle, kde jsou umístěny jednotlivé konvenční plochy kotle. Tyto spaliny obsahují maximální dovolené mezní emisní limity. Ve spodní části cyklónu je umístěný sifon, který vrací část popele zpět do spalovací komory.

6.6.2 Celkové množství popele

V následující podkapitole je proveden výpočet pro množství popele vztaženého k množství spalin proudící z fluidní vrstvy za přebytku vzduchu α=1,25. Celkové množství popele je stanoveno podle vtahu:

$$\dot{m}_{pop} = \dot{m}^{\alpha}_{pop} \cdot V^{\alpha}_{spal.} \qquad (6.6.2\text{-}1)$$

kde $\dot{m}_{pop}$ je známé množství popele opouštějící spalovací komoru

Výpočet celkového množství popele při spalování uhlí

$$\dot{m}_{pop,1} = \dot{m}^{\alpha}_{pop} \cdot V^{\alpha}_{spal.} = 4,21 \cdot 47,508 = 200,0 kg/s$$

Výpočet celkového množství popele při spalování biomasy:

$$\dot{m}_{pop} = \dot{m}^{\alpha}_{pop,1} \cdot V^{\alpha}_{spal.} = 4,21 \cdot 52,956 = 222,982 kg$$

Při výpočtu celkového množství popele je nutno zohlednit množství paliva. Protože potřebujeme znát množství popele vztaženého na jednotku (kg) paliva.

Výpočet množství popele (vztaženého na 1kg paliva) při spalování uhlí

$$\dot{M}_{pop,1} = \frac{\dot{m}_{pop,1}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{200,0}{8,17} = 24,48 kg_{pop.}/kg_{pal.} \qquad (6.6.2\text{-}2)$$

Výpočet množství popele (vztaženého na 1kg paliva) při spalování biomasy

$$\dot{M}_{pop,1} = \frac{\dot{m}_{pop,1}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{222,982}{12,19} = 18,292 kg_{pop}/kg_{pal} \qquad (6.6.2\text{-}3)$$

Výpočet množství popele vstupujícího do druhého tahu kotle

Výpočet je obdobný předcházejícímu výpočtu, ale je počítáno pouze se zlomkovým množstvím popele. Jeho velikost je 0,3% ze známého množství popele opouštějící spalovací komoru**.**

Pro uhlí

$$\dot{m}^{\%}_{pop,2} = \dot{m}_{pop} \cdot 0,003 = 4,21 \cdot 0,003 = 0,012 kg/Nm^3$$

Pro biomasu

$$\dot{m}^{\%}_{pop,2} = \dot{m}_{pop} \cdot 0,003 = 1,084 \cdot 0,003 = 0,00325 kg / Nm^3$$

Výpočet je obdobný výpočtu koncentrace popele, které odcházejí ze spalovací komory.

Výpočet celkového množství popele při spalování uhlí

$$\dot{m}_{pop,1} = \dot{m}^{\%}_{pop,2} \cdot V^{\alpha}_{spal.} = 0,012 \cdot 47,508 = 0,570 kg$$

$$\dot{M}_{pop,2} = \frac{\dot{m}_{pop,2}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{0,570}{8,17} = 0,0698 kg_{pop.} / kg_{pal.}$$

Výpočet celkového množství popele při spalování biomasy

$$\dot{m}_{pop,1} = \dot{m}^{\%}_{pop,2} \cdot V^{\alpha}_{spal.} = 0,0032 \cdot 52,965 = 0,169 kg$$

$$\dot{M}_{pop,2} = \frac{\dot{m}_{pop,2}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{0,169}{12,19} = 0,0139 kg_{pop.} / kg_{pal.}$$

6.7. Adiabatická teplota plamene

Podle této teploty, která je dosažena v ohništi je určena entalpie spalin, které vystupují z1.tahu kotle.

$$I_{sp} = \frac{Q_{VZ} + Q_p}{O_{Sp} \cdot m_{pal.}} \qquad (6.7\text{-}1)$$

Q_{VZ} - Teplo dodané vzduchem

$$Q_{VZ} = O_{VZ} \cdot \dot{m}_{pal} \cdot I_{VZ} \qquad (6.7\text{-}2)$$

Při spalování uhlí

$$Q_{VZ} = O_{VZ} \cdot \dot{m}_{pal} \cdot I_{VZ} = 0,9765 \cdot 8,17 \cdot 33,9 = 270,454 kW$$

při spalování dřevní štěpky

$$Q_{VZ} = O_{VZ} \cdot \dot{m}_{pal} \cdot I_{VZ} = 0,6662 \cdot 12,19 \cdot 33,9 = 275,301 kW$$

$$I_{VZ} = c_p \cdot t_{VZ} = 1,3218 \cdot 25 = 33,95 kJ / m^3 \quad (6.7\text{-}3)$$

c_p - měrné tepelné teplo nasávaného vzduchu o teplotě 25°C.

O_{VZ} - množství vzduchu v ohništi

Při spalování uhlí:

$$O_{VZ} = (\alpha - 1) \cdot O_{VV\min} = (1,25 - 1) \cdot 3,906 = 0,9765 kg / s$$

Při spalování dřevní štěpky:

$$O_{VZ} = 0,6662 kg / s$$

Q_p -teplo vzniklé spálením paliva

Při spalování uhlí

$$Q_p = \dot{m}_{pal} \cdot Q_{ired} = 8,17 \cdot 14065,4 = 114914,318 kW$$

Při spalování dřevní štěpky:

$$Q_p = m_{pal} \cdot Q_{ired} = 12,19 \cdot 9558 = 116512,02 kW$$

O_{Sp} -skutečné množství spalin

Při spalování uhlí

$$O_{Sp} = O^V_{SP\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\min} = 4,623 + (1,25 - 1) \cdot 3,906 = 5,599 m^3_N / kg$$

Při spalování dřevní štěpky:

$$O_{Sp} = O^V_{SP\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\min} = 3,526 + (1,25 - 1) \cdot 2,665 = 4,192 m^3_N / kg$$

Při spalování uhlí

$$I_{sp} = \frac{Q_{VZ} + Q_p}{O_{Sp} \cdot m_{pal.}} = \frac{270,45 + 114914,318}{5,599 \cdot 8,17} = 2518,039 kJ / m^3_N$$

Při spalování dřevní štěpky

$$I_{sp} = 2281,091 kJ / m^3_N$$

Pro stanovení teploty, která odpovídá výše spočítané entalpii spalin je nutno provést výpočet, ve kterém zohledníme objemy jednotlivých prvků a jejich entalpie ve spalinách. Pro následující výpočet je použita tabulka v kapitole 6.6. Jelikož jsou entalpie prvků stanoveny jen pro určité teploty, je provedena interpolací výpočet teploty podle určité entalpie.

$$I_{sp.}^{°C} = \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{VZ} \cdot c_p \cdot t \qquad (6.7\text{-}4)$$

Názorný výpočet entalpie spalin při spalování uhlí pro teplotu t=1000°C :

$$I_{sp.}^{1000} = \sum \omega_i \cdot i_i + \omega_{VZ} \cdot c_p \cdot t + x_{pop} \cdot i_{pop} = 0,118 \cdot 2204 + 8,218 \times 10^{-4} \cdot 2305 + 0,671 \cdot 1392 +$$
$$+7,858 \times 10^{-3} \cdot 928 + 0,159 \cdot 1723 + 0,802 \cdot 1,41 \cdot (1000 + 273,15) + 0,068 \cdot 1214 = 3064,2 kJ / m_N^3$$

Názorný výpočet entalpie spalin při spalování dřevní štěpky pro teplotu t=1000°C :

$$I_{sp.}^{1000} = \sum \omega_i \cdot i_i + \omega_{VZ} \cdot c_p \cdot t + x_{pop} \cdot i_{pop} = 0,124 \cdot 2204 + 1,571 \times 10^{-5} \cdot 2305 + 0,612 \cdot 1392 +$$
$$+0,0105 \cdot 928 + 0,217 \cdot 1723 + 0,547 \cdot 1,41 \cdot (1000 + 273,15) + 0,0139 \cdot 1214 = 2566,5 kJ / m_N^3$$

Interpolací entalpií pro teploty 800 a 900 je dosažena výpočtem adiabatická teplota ohniště.

Při spalování uhlí: $t_{ad.} = 820,3°C$

Při spalování dřevní štěpky: $t_{ad.} = 890,2°C$

6.8 Výpočet konstrukčních rozměrů

6.8.1 Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$F_{ús} = \sum F_i \cdot x_i \qquad (6.8\text{-}1)$$

F_i – plocha i- té části trubkované stěny včetně vstupního otvoru

x_i- úhlový součinitel části trubkové stěny. Pro otrněné, opraporkované a membránové stěny je x=1 [2].

Plocha trubkované stěny

$$F_{st} = 2 \cdot \left(A \cdot v_{ok} \right) + 2 \cdot (B \cdot v_{ok}) + (A \cdot B) \qquad (6.8\text{-}2)$$

v_{ok} - je výška komory, v které jsou trubky.

$$F_{st} = 2 \cdot \left(7,25 \cdot 15 \right) + 2 \cdot (5,49 \cdot 15) + = 382,20 m^2$$

$$F_{ús} = \sum F_i \cdot x_i = 382,20 \cdot 1 = 382,20 m^2$$

6.8.2 Tepelný výpočet ohniště

Tepelný vypočet ohniště je založen na použití teorie podobnosti v tepelných procesech ve spalovací komoře. Vzorce pro výpočet zahrnuji závislosti poměrné teploty spalin na výstupu z ohniště s Boltzmannovým číslem B_0 , stupněm černosti ohniště a součinitelem M, který charakterizuje průběh teploty po výšce ohniště [2].

Poměrná teplota spalin

Poměrná teplota spalin je dána vztahem:

$$\theta_0 = \frac{T_0}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0} \right)^{0,6}} \qquad (6.8.2\text{-}1)$$

T_0 - absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště [K]

T_a - teoretická teplota při spalování [K],(tato teplota je vzata jako teplota při adiabatickém spalování)

Teplota spalin na výstupu z ohniště:

Pro praktické výpočty se používá následující vztahy kotlů na tuhá paliva ϑ_o =850°C je u fluidních kotlů uvažováno jako konstantní teplota ve spalovací komoře.

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}} - 273,15 \qquad (6.8.2\text{-}2).$$

Součinitel M

Tento součinitel představuje závislost poměrné výšky max. hodnoty plamene x_0. Pro spalování uhlí a dřevní štěpky ve fluidních kotlích je použit vztah:

$$M = 0,55 - 0,5 \cdot x_0 = 0,4943 \tag{6.8.2-3}$$

$$x_0 = \frac{x_h}{x_o} = \frac{2}{17,949} = 0,1114 \tag{6.8.2-4}$$

x_h - výška hořáků

x_o - výška ohniště

Pozn. Pro kotle na tuhá paliva je doporučováno, že velikost součinitele M by neměla podle doporučení literatury přesáhnout velikost 0,5.

Boltzmanovo číslo

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot \dot{m}_{pal} \cdot \overline{O_{spal.} \cdot C}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \tag{6.8.2-5}$$

$m_{pal.}$ - skutečné spálené množství paliva [kg/s]

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště [m^2]

$\overline{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn

$\overline{O_{spal.} \cdot C}$ - střední celkové měrné teplo spalin

T_a - teoretická teplota plamene [K]

φ - součinitel uchování tepla

$5,7 \cdot 10^{-11}$ - Boltzmanova konstanta sálání absolutně černého tělesa [kW/m^2K^4]

Výpočet pro spalování uhlí:

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pal.} \cdot \overline{O_{spal.} \cdot C}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,9935 \cdot 8,17 \cdot 312}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 382,20 \cdot (820 + 273,15)^3} = 148,237$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

$B_0 = 51,609$

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{\xi_s}{\eta_k + \xi_s} \qquad (6.8.2\text{-}7)$$

Výpočet pro spalování uhlí

$$\varphi = 1 - \frac{0,6}{92,333 + 0,6} = 0,9935$$

Výpočet pro spalování biomasy

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{91,95 + 0,5} = 0,994$$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{spal.} \cdot C} = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} \qquad (6.8.2\text{-}8)$$

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře a jemu odpovídající adiabatická teplota ϑ_a z I-t diagramu spalin pro přebytek vzduchu na výstupu z ohniště.

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

ϑ_o - teplota spalin na výstupu z ohniště [°C]

ϑ_a - adiabatická teplota plamene

Výpočet pro spalování uhlí

$$\overline{O_{spal.} \cdot C} = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} = \frac{14342,575 - 7478,207}{823,3 - 800} = 312,005 kJ / kg$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky

$$\overline{O_{spal.} \cdot C} = 78,88 kJ / kg$$

Teplo uvolněné ve spalovací komoře

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - \zeta_{CN} - \zeta_{MN} - \zeta_{Fi}}{100 - \zeta_{MN}} + Q_{VZ} + I_{spal,odsi.} \qquad (6.8.2\text{-}9)$$

$\zeta_{CN}, \zeta_{MN}, \zeta_{Fi}$ - ztráty kotle (viz. kap.5)

Q_{VZ} - teplo dodané vzduchem (viz. 6.7)

$I_{spal,odsi.}$ - teplo odsířených spalin

Výpočet pro spalování uhlí

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - \zeta_{CN} - \zeta_{MN} - \zeta_{Fi}}{100 - \zeta_{MN}} + Q_{VZ} + I_{spal,odsi.} = 14029,5 \cdot \frac{100 - 0,095 - 0,146 - 0,185}{100 - 0,146} +$$
$$+270,434 + 0,1 \cdot 816,78 = 14344 kJ / kg$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky $I_u = 9623,966 kJ / kg$

Fyzické teplo paliva

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p \qquad (6.8.2\text{-}10)$$

Výpočet pro spalování uhlí: $Q_p^p = Q_i^r + i_p = 14000 + 29,5 = 14029,5 kJ / kg$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky: $Q_p^p = 9557,78 kJ / kg$

Výpočet fyzického tepla paliva se počítá za splnění těchto podmínek. Jestli je palivo předhříváno, nebo není předehříváno cizím zdrojem a za splnění podmínky obsahu vody.

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4{,}19 \cdot 150} \qquad (6.8.2\text{-}11)$$

Podmínka pro obě paliva byla splněna. U uhlí v poměru $40 \geq 22{,}2$ a dřevní štěpky $38 \geq 15{,}1$.

Fyzické teplo paliva

$$i_p = c_p \cdot t_p$$

c_p - měrná tepelná kapacita paliva

t_p - teplota paliva

Výpočet pro spalování uhlí: $i_p = c_p \cdot t_p = 1{,}18 \cdot 25 = 29{,}5 kJ/kg$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky: $i_p = 57{,}78 kJ/kg$

Měrná tepelná kapacita paliva

$$c_p = \frac{c_{W_i^r} \cdot W_i^r}{100} + \frac{c_{suš.} \cdot (100 - W_i^r)}{100} \qquad (6.8.2\text{-}12)$$

$c_{W_i^r}$ - měrná tepelná kapacita vody, 4,19 kJ/kgK

$c_{suš.}$ - měrná tepelná kapacita sušiny, 1,3kJ/kgK

W_i^r - obsah vody v palivu

Výpočet pro spalování uhlí:

$$c_p = \frac{c_{W_i^r} \cdot W_i^r}{100} + \frac{c_{suš.} \cdot (100 - W_i^r)}{100} = \frac{4{,}19 \cdot 40}{100} + \frac{1{,}3 \cdot (100 - 40)}{100} = 1{,}18 kJkg / K$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

$$c_p = 2{,}311 kJkg / K$$

Stupeň černosti ohniště

Určuje sálavé vlastnosti plamene a stěny ohniště. Jelikož tento výpočet je stanoven pro fluidní kotel je použit následující vztah:

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \overline{\psi}} \qquad (6.8.2\text{-}13)$$

a_{pl} - stupeň černosti plamene

$\overline{\psi}$ - součinitel efektivnost stěn

Výpočet pro uhlí $a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \overline{\psi}} = \frac{0{,}532}{0{,}532 + (1 - 0{,}532) \cdot 0{,}6} = 0{,}654$

Výpočet pro dřevní štěpku

$$a_o = 0{,}265$$

Součinitel tepelné efektivnosti stěn

$$\overline{\psi} = x \cdot \zeta \qquad (6.8.2\text{-}14)$$

x - úhlový součinitel

ζ - součinitel zanášení stěn

Pro učení těchto součinitelů slouží obr. a tabulky v literatuře [2].(obr.7-2,tab.7-11)

Výpočet pro uhlí a dřevní štěpku

$$\overline{\psi} = 1 \cdot 0{,}6 = 0{,}6$$

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \qquad (6.8.2\text{-}15)$$

Výpočet pro uhlí

$$a_{pl} = 1 - e^{-[(3{,}737+0{,}0273+10 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1) \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}764]} = 0{,}532$$

Výpočet pro dřevní štěpku

$$a_{pl} = 0{,}177$$

$k \cdot p \cdot s$ - je optická hustota plamene

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2\right) \cdot p \cdot s \qquad (6.8.2\text{-}16)$$

k_{kok} =10 součinitel

κ_1, κ_2 - bezrozměrné charakteristiky jsou voleny následovně: κ_1 = 0,5 (podle druhu paliva) κ_2 = 0,1 (podle ohniště)

p - tlak v ohništi [MPa]

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy [m^2]

μ_{pk} - koncentrace popelu ve spalinách [kg/kg]

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

$k_s \cdot r_s$ - součinitel zeslabení sálavé plochy tříatomovými plyny

Koncentrace popelu ve spalinách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{ú} + 1)}{2 \cdot G_s} \qquad (6.8.2\text{-}17)$$

$X_{ú}$ -poměrný úlet popílku

G_s - hmotnost spalin [kg/kg]

Dosazení pro **výpočet spalování uhlí**

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{ú} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0{,}1037 \cdot (70+1)}{2 \cdot 7{,}272} = 0{,}506 kg/kg$$

Výpočet **pro dřevní štěpku**

$$\mu_{pk} = 0{,}166 \text{kg/kg}$$

Hmotnost spalin:

$$G_s = 1 - A^r + 1{,}306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV\,\min} \qquad (6.8.2\text{-}18)$$

Výpočet pro uhlí:

$$G_s = 1 - 0{,}1037 + 1{,}306 \cdot 1{,}25 \cdot 3{,}906 = 7{,}272 kg/kg$$

Obdobným způsobem je dosazeno pro výpočet **dřevní štěpky**.

$$G_s = 5{,}325 kg/kg$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{43 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273{,}15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \qquad (6.8.2\text{-}19)$$

d_{pk} - efektivní průměr částic popílku, je volena hodnota 20 pro spalování ve vrstvě, a pro cyklónová ohniště spalující drť.

Výpočet pro uhlí: $$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{43 \cdot 0{,}506}{\sqrt[3]{(850 + 273{,}15)^2 \cdot 20^2}} = 0{,}0273$$

Výpočet pro dřevní štěpku: $k_p \cdot \mu_{pk} = 0{,}0089$

Součinitel zeslabení sálavé plochy tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3{,}16\sqrt{p_s \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_o + 273{,}15}{1000} \right) \cdot r_S \qquad (6.8.2\text{-}20)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (f-1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}}{O_{SV\,\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}} \qquad (6.8.2\text{-}21)$$

$$r_{O_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}} \tag{6.8.2-22}$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{O_2} \tag{6.8.2-23}$$

Výpočet pro uhlí:

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16\sqrt{0,1 \cdot 14,249}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{850 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 = 0,369$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (f - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}} = \frac{0,905 + (1,022 - 1) \cdot (1,25 - 1) \cdot 3,906}{3,822 + (1,25 - 1) \cdot 3,906} = 0,193$$

$$r_{O_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}} = \frac{0,691 + 4,779 \times 10^{-3}}{3,822 + (1,25 - 1) \cdot 3,906} = 0,145$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{O_2} = 0,193 + 0,145 = 0,338$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$k_s \cdot r_s = 0,604$$

$$r_{H_2O} = 0,2891$$

$$r_{O_2} = 0,1625$$

$$r_S = 0,4516$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} \tag{6.8.2-24}$$

V_o-účinná plocha ohniště [m^3]

$$V_o = A \cdot B \cdot v_{sk} = 7,25 \cdot 5,49 \cdot 12,069 = 480,376 m^3$$

Výpočet pro uhlí a dřevní štěpku:

$$s = 3,6 \cdot \frac{480,376}{272,205} = 1,76m$$

Dosazení pro výpočet teploty spalin na výstupu z ohniště při spalování uhlí:

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{850 + 273,15}{1 + 0,4943 \cdot \left(\frac{0,654}{148,237}\right)^{0,6}} - 273,15 = 829°C$$

Dosazení pro výpočet teploty spalin na výstupu z ohniště při spalování dřevní štěpky:

$$\vartheta_o = \frac{850 + 273,15}{1 + 0,4943 \cdot \left(\frac{0,265}{51,609}\right)^{0,6}} - 273,15 = 825°C$$

Teoretická teplota ϑa se určí z tepla uvolněného při spalovaní (I_u), které se rovná

entalpii spalin při teplotě teoretické. Tuto teplotu je nutno zvolit z důvodů její závislosti. Použitím této teploty dopočítáme řadu dalších parametrů, které vedou k výpočtu koncové teploty. Při výpočtu musí být splněna podmínka a to ta, že zvolená teoretická teplota by se neměla lišit o hodnotu ± 30 °C. Jestliže se bude teplota lišit mimo zvolenou limit zvolený podmínkou je nutno zvolit jinou hodnotu teoretické teploty. K tomuto výpočtu je potřeba znát součinitel a_o, který označuje stupeň černosti plamene.

6.8.3 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) \qquad (6.8.3\text{-}1)$$

Dosazení a výpočet pro spalování uhlí

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0,9935 \cdot (14342,575 - 7478,207) = 6819,75kJ/kg$$

Dosazení a výpočet pro spalování dřevní štěpky

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0,994 \cdot (9623,966 - 6028,44) = 3573,95kJ/kg$$

7. Výpočet konvenčních ploch

Při výpočtu konvenčních ploch se vychází ze zadaného parametru hodnoty páry na výstupu kotle, pro kterou je kotel navržen. Dalším hlavním parametrem je teplota spalin opouštějící spalovací komoru.

7.1Návrh teplosměnných ploch při spalování uhlí

Tato kapitola přiblíží plnohodnotný výpočet jednotlivých ploch. Bude se vycházet s teplot, které jsou předběžně navrženy na základě konzultací. V průběhu výpočtu je ověřena správnost navržených teplot popřípadě upravena. Podmínkou je, aby bilance jednotlivého tepla ze strany páry a spalin se nelišila o více jak 2%. Celková bilance kotle by se neměla lišit o více jak 0,5%.

Pozn. Podle literatury [2], kde je uvedeno, že součinitele se nemusí přepočítávat, pokud se teplota nemění od původní v rozmezí ±50°C.

7.1.1 Tlakové ztráty na straně média

Tlak napájecí vody je stanoven z tlaku výstupní páry a tlakových ztrát, které jsou způsobeny prouděním media v jednotlivých výhřevných plochách.

Velikosti tlaků na jednotlivých plochách:

Před výparníkem: 11,4MPa

Před deskovým přehřívákem: 11,0MPa

Za deskovým přehřívákem: 10,7MPa (tlak odpovídá tlaku před přehřívákem PII)

Za stěnovým přehřívákem PII: 10,4MPa (tlak odpovídá tlaku před přehřívákem PIII)

Za konvenčním přehřívákem PIII: 9,8MPa (tlak odpovídá tlaku před PIV)

Za přehřívákem PIV: 9,6MPa

7.1.2 Množství vstřiku

Mezi výstupem z konvenčního přehříváku (PIII) a výstupním přehřívákem (PIV) je umístěno zařízení vstřiku. Toto zařízení má za úkol regulaci teploty páry. Výpočet je prováděn podle [2].

Teplota přehřáté páry na výstupu z přehříváku PIII: $t_{PIIId,out} = 476°C$

Entalpie přehřáté páry na výstupu z přehříváku PIII: $i_{PIIId,out} = 3315,1kJ/kg$

Teplota přehřáté páry na vstupu z přehříváku PIV: $t_{PIV,in} = 433°C$

Entalpie přehřáté páry na vstupu z přehříváku PIV: $i_{PIV,in} = 3196,4\text{kJ/kg}$

Nyní podle T-s diagramu je zvolena teplota syté kapaliny od které se odvíjí stanovení teploty vstřiku.

Teplota napájecí vody: $t_{nv} = 210°C$

Entalpie napájecí vody: $i_{nv} = 901,1kJ/kg$

$$m_p'' \cdot i_p'' = m_p' \cdot i_p' + m_{vs} \cdot i_{nv} \tag{7.1.3-1}$$

$$m_p'' - m_{vs} = m_p' \tag{7.1.3-2}$$

$$m_{vs} = \frac{m_p'' \cdot \left(i_p'' - i_p'\right)}{i_{nv} - i_p'} = \frac{41,67 \cdot \left(3196,4 - 3315,1\right)}{901,1 - 3315,1} = 2,05g/s$$

7.1.3 Teplota a entalpie spalin a média

Tab. 7.1.2-1 Navržení teploty pro teplosměnné plochy

výměník	**spaliny [°C] (vstup/výstup)**		**médium [°C] (vstup/výstup)**	
Výparník (vyp)	860	860	278	318
Deskový přehřívák (PI)	829	802	318	357
Stěnový přehřívák (PII)	802	314	357	369
Výstupní přehřívák (IV)	768	630	433	530
Konvenční přehřívák (PIII)	630	454	369	476
Ekonomizér (EKO)	454	314	210	264
Závěsné trubky (ZT)	802	454	264	276
Ohřívák vzduchu (OVZ)	314	147	25	180

Pozn. 1: vyznačené hodnoty pro teploty páry u OVZ jsou myšleny teplota okolního vzduchu a teplota přiváděného vzduchu do spalovací komory.

Entalpie spalin a páry

V této tabulce jsou znázorněny entalpie pro navržené teploty (z tab. 7.1) pro spaliny a média popřípadě vzduch.

Tab. 7.1.2-2 Navržení entalpie pro teplosměnné plochy

výměník	**spaliny [kJ/kg] (vstup/výstup)**		**médium [kJ/kg] (vstup/výstup)**	
Výparník (vyp)	31712,9	30212,08	1221,78	2672,18
Deskový přehřívák (PI)	30212,08	28935,46	2672,18	2935,4
Stěnový přehřívák (PII)	7092,46	2607	2935,4	2981,75
Výstupní přehřívák (PIV)	6772,21	5448,5	3196,4	3456,3
Konvenční přehřívák (PIII)	5448,5	3832	2981,75	3315,1
Ekonomizér (EKO)	3832	2607	901,1	1153,6
Závěsné trubky (ZT)	7092,46	3832	1153,6	1216,54
Ohřívák vzduchu (OVZ)	2607	1133,4	226	1587

7.1.4 Tepelná bilance výparníku VYP

Tepelná bilance spalovací komory

Tepelná výměna ve spalovací komoře se děje ve výparníku a v deskovém přehříváku.

Výkon výparníku a deskového přehříváku na straně páry:

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = 57464,85 + 10417,7 = 67882,54kW \qquad (7.1.4\text{-}1)$$

V ideálním případě se dá použít rovnosti výkonů výparníku a deskového přehříváku ze strany spalin a ze strany páry.

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = Q_{VYP,s} + Q_{PI,s} \qquad (7.1.4\text{-}2)$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} =$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} = 67882,55 - 10430,64 = 57451,9kW$$

Výkon výparníku na straně spalin vydělíme termickou účinností, pro stanovení tepelného příkonu do výparníku. Logickou úvahou lze předpovídat nižší tepelné ztráty při vyšších provozovaných teplotách.

$$Q_{VYP,s} = 57451,9 \cdot 1,035 = 59462,73kW \qquad (7.1.4\text{-}3)$$

Následující výpočet slouží k zjištění teploty spalin na začátku výparníku, která se dostane z tepelné bilance. Tato rovnost je omezena účinností spalování.

$$i_{sp,VYPin} = \frac{Q_{VYP,sp}}{(m_p - m_{vs})} + i_{sp,PIout} = \frac{59462,72}{41,67 - 2,05} + 30212,08 = 31712,905kJ\ /\ kg \qquad (7.1.4\text{-}4)$$

Této entalpii odpovídá teplota $t_{VYP,in} = 860°C$

Výparník na straně média

Napájecí voda pro výparník nejprve putuje přes ekonomizér a závěsné trubky a (vystupuje na mezi sytosti) jde dále do bubnu. Buben poté zásobuje výparník vodou. Ve výparníku dochází ke změně z kapaliny na plyn-pára.

Entalpický spád ve výparníku:

$$\Delta i_{VYP} = i_{VYP,out} - i_{VYP,in} = 2672,18 - 1221,78 = 1450,4kJ\ /\ kg \qquad (7.1.4\text{-}5)$$

Výkon výparníku:

Do výparníku vstupuje množství vody, které se dostane odečtení množství vstřiku m_{vs} od množství páry m_p. Poté je množství vody m_v vynásobeno výše spočítaným entalpickým spádem Δi_{VYP}

$$m_v = m_p - m_{vs} = 41,67 - 2,05 = 39,62kg\ /\ s$$

$$Q_{VYP,p} = \Delta i_{VYP} \cdot m_v = 1450,4 \cdot 39,6 = 57464,85kW$$

7.1.5 Deskový přehřívák PI

Deskové neboli šotové přehříváky jsou teplosměnné plochy, které jsou umístěny spolu s dalšími sálavými přehříváky v ohništi kotle. Jejich úkolem je zlepšení funkce přehříváku. Deskové přehříváky se používají u vysoko a středotlakých kotlů. Deskový přehřívák pracuje se sytou párou, kterou bere z bubnu. Tato sytá pára je pára, kterou nám odevzdal výparník. Úkolem deskového přehříváku je zvýšit parametry teploty přehřátí páry.

Postup výpočtu je proveden podle [2].

Navrhnuté rozměry:

Doporučená volba rozměru trubek je 44,5x5,6 [2][1].

Vnější průměr trubky: $d_1 = 44,5mm = 0,0445m$

Vnitřní průměr trubky: $d_2 = d_1 - 2t_{st} = 0,0333m$

Tloušťka stěny: $t_{st.} = 0,0056m$

Počet desek: $n_d = 4ks$

Počet trubek v desce: $n_{t1} = 24ks$

Celkový počet trubek: $n_t = n_{t1} \cdot n_d = 24ks \cdot 4ks = 96ks$

Přímá rozteč střední: $s_1 = 1450mm = 1,45m$

Podélná rozteč: $s_2 = 61mm = 0,061m$

Poměrná přímá rozteč: $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_1} = \frac{1,45}{0,0445} = 32,6$ (7.1.5-1)

Poměrná podélná rozteč: $\sigma_1 = \frac{s_2}{d_1} = \frac{0,061}{0,0445} = 1,37$ (7.1.5-2)

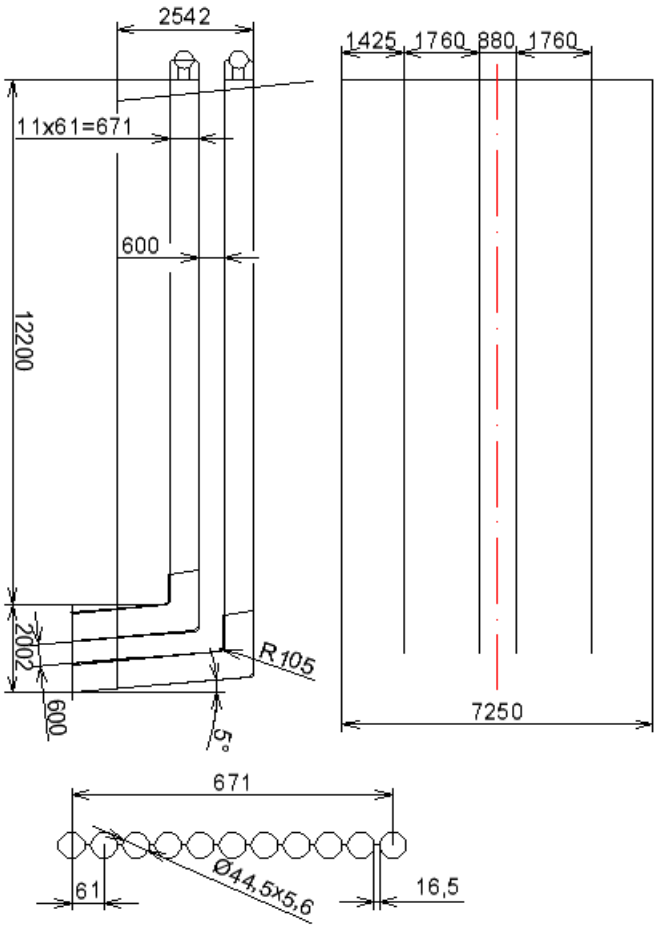
Úhlový součinitel: $x_d = 0,98$

Šířka výměníku: $a = 7250mm = 7,25m$

Hloubka výměníku: $b = 2542 = 2,542m$

Výška výměníku: $v = 12200mm = 12,2m$

Šířka potrubí: $b_{tr.} = 671mm = 0,671m$



Obr.: 7.1.5-1 Schéma deskového přehříváku.

Výpočet výhřevných ploch deskového přehříváku PI:

Plocha desek:

$$S = 4 \cdot b_{tr.} \cdot v \cdot n_d \cdot x_d + S_L = 4 \cdot 0,671 \cdot 12,2 \cdot 4 \cdot 0,98 + 50 = 178 m^2 \quad (7.1.5\text{-}3)$$

Plocha stropu:

$$S_{strop} = a \cdot b = 7,25 \cdot 2,542 = 18,429 m^2 \quad (7.1.5\text{-}4)$$

Plocha přední stěny:

$$S_{před.st.} = a \cdot (v \cdot v_d) = 7,25 \cdot (12,2 + 2,002) = 102,95 m^2 \quad (7.1.5\text{-}5)$$

v_d -zbytková plocha deskových přehříváků

Plocha zadní stěny:

$$S_{Zad.st} = S_{pred.st} - S_{strop} = 102,95 - 18,429 = 84,52 m^2 \quad (7.1.5\text{-}6)$$

Plocha boční stěny:

$$S_{boční} = 2 \cdot b \cdot v = 2 \cdot 5,421 \cdot 12,2 = 133,956 m^2 \quad (7.1.5\text{-}7)$$

Plocha varnic:

$$S_{varnic} = \left(S_{pred.st} + S_{zad.st} + S_{boční}\right) \cdot x_{var} = \left(84,429 + 102,95 + 133,956\right) \cdot 0,9 = 289,284 m^2 \quad (7.1.5\text{-}8)$$

Doplňková plocha:

$$S_d = S_{strop} + S_{varnic} = 18,249 + 289,284 = 307,713 m^2 \quad (7.1.5\text{-}9)$$

Vstupní průřez přehříváku:

$$S_{in} = a \cdot (b + v - v_{vk}) = 7,25 \cdot (2,542 + 12,2 - 6,123) = 62,488 m^2 \quad (7.1.5\text{-}10)$$

v_{vk} -výška výstupní komory

Výstupní průřez přehříváku:

$$S_{out} = a_k \cdot v_{vk} = 3 \cdot 6,123 = 22,961 m^2 \quad (7.1.5\text{-}11)$$

Průřez pro příčné proudění spalin:

$$S_{pr.sp} = v_{vk} \cdot a - n_d \cdot v_{vk} \cdot d_1 = 6,123 \cdot 3 - 4 \cdot 6,123 \cdot 0,0445 = 21,871 m^2 \quad (7.1.5\text{-}12)$$

Průřez pro podélné proudění spalin:

$$S_{po.sp} = b \cdot a - n_d \cdot b \cdot d_1 = 7,25 \cdot 2,542 - 4 \cdot 0,0445 \cdot 2,542 = 17,977 m^2 \quad (7.1.5\text{-}13)$$

Průřez pro páru:

$$S_{para} = \frac{n_t \cdot \pi \cdot d_2^2}{2 \cdot 4} = \frac{96 \cdot \pi \cdot 0,0333^2}{8} = 0,042 m^2 \quad (7.1.5\text{-}14)$$

Obvod kanálu podélného proudění:

$$O_{pod}^{para} = 2 \cdot \left(a + b\right) + n_d \cdot b_{tr} 4 + 4 \cdot n_d \cdot d_1 = \\ = 2 \cdot \left(7,25 + 5,49\right) + 4 \cdot 0,671 \cdot 4 + 4 \cdot 0,671 \cdot 0,0445 = 36,928 m^2 \quad (7.1.5\text{-}15)$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = 4 \cdot \frac{S_{po.sp}}{O_{pod}^{para}} = 1,947 \quad (7.1.5\text{-}16)$$

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$a_d = \frac{a}{n_d + 1} = \frac{7,25}{4+1} = 1,45m \qquad (7.1.5\text{-}17)$$

$$t_s = \frac{1,8}{\frac{1}{v+v_d} + \frac{1}{a_d} + \frac{1}{b}} = \frac{1,8}{\frac{1}{12,2+2,002} + \frac{1}{1,45} + \frac{1}{2,542}} = 1,56m$$

Plocha pro příčné prodění:

$$S_{pri.} = 2 \cdot v_k \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = 2 \cdot 6,123 \cdot (12,2 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0,98 = 64,42m^2 \qquad (7.1.5\text{-}18)$$

Plocha pro podélné proudění:

$$S_{pod.} = 2 \cdot \left(v + v_d - v_{vk}\right) \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = \\ = 2 \cdot (12,2 + 2,002 - 6,123) \cdot (2,542 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0.98 = 84,98m^2 \qquad (7.1.5\text{-}19)$$

Součinitel: $\delta = 1$

Z výpočtu ohniště:

Součinitel nerovnoměrnosti v ohništi: $y_h = 0,7$

Tepelné zatížení stěn: $q_{pl.} = 157,11 kW / m^2$

Tepelné zatížení výstupního průřezu spalin:

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot q_{pl} = 1 \cdot 0,7 \cdot 157,1 = 109,9 kW / m^2$$

Součinitel zeslabení 3atomovými plyny: $k_{sp} \cdot r_{sp} = 0,369$

Součinitel na úkor popílku: $k_p \cdot \mu_p = 0,0273$

Optická hustota: $k \cdot p \cdot s = 0,178$

Stupeň černosti spalin: $\alpha_0 = 0,27$

Úhlový součinitel ohniště: $\varphi_0 = \sqrt{(\frac{b - 2 \cdot b_x}{a_d})^2 + 1} - \frac{b - 2 \cdot b_x}{a_d} = 0,437$

Součinitel tepelné efektivnosti: $\psi = 0,6$

Pozn.: *Součinitele jsou odvozeny podle [2] a odvozeny v kapitole 6.8.2.*

Tepelné zatížení výstupního průřezu PI

$$q_{sv} = q_0 \cdot \frac{S_{in}}{S_{out}} \cdot (1-\alpha_0) \cdot \varphi_0 + 5,7 \times 10^{-3} \cdot \psi \cdot \alpha_0 \cdot (\frac{T_{PI.st} + 273,15}{100})^4 = 108,25 kW / m^2 \quad (7.1.5\text{-}21)$$

Sálavé tepla:

Teplo pohlcené v prostoru PI:

$$Q_{s,p} = \frac{q_0 \cdot S_{in} + q_{sv} \cdot S_{out}}{m_{pal}} = \frac{109,9 \cdot 62,48 + 108,25 \cdot 22,96}{8,17} = 1144,32 kJ / kg \quad (7.1.5\text{-}22)$$

Teplo pohlcené přehřívákem PI:

$$Q_{s,PI} = \frac{S}{S + S_d} \cdot Q_{s,p} = \frac{178}{178 + 307,713} \cdot 1144,32 = 419,36 J / kg \quad (7.1.5\text{-}23)$$

Teplo pohlcené varnicemi

$$Q_{s,\mathrm{var}} = \frac{S_{\mathrm{var}}}{S + S_d} \cdot Q_{s,p} = \frac{289,28}{178 + 307,713} \cdot 1144,32 = 681,531 kJ / kg$$

Teplo pohlcené stropem:

$$Q_{s,strop} = Q_{s,p} - Q_{s,\mathrm{var}} - Q_{s,PI} = 1144,32 - 681,531 - 419,36 = 43,42 kJ / kg \quad (7.1.5\text{-}24)$$

Bilance na straně spalin:

$$Q_s = m_{pal.} \cdot (i_{s.in} - i_{s,out}) = 8,17 \cdot (30212,09\text{-}28935,46) = 10430,06 kW \quad (7.1.5\text{-}26)$$

$i_{s.in}$ =30212,09kJ/kg $t_{s.in} = 829°C$

$i_{s,out}$ =28935,46kJ/kg $t_{s,out}$ =802°C

Střední teplota spalin: $T_{s.st} = \frac{t_{PI.out} + t_{PI.in}}{2} = \frac{802 + 829}{2} = 815,5°C$ (7.1.5-27)

Na straně média

$$Q_p = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot (i_{p.out} - i_{p,in})$$ (7.1.5-26)

Teplota média na vstupu: $t_{p.in} = 318°C$

Entalpie média na vstupu: $i_{p.in} = 2672,18kJ / kg$

Entalpický spád:

$$Q_s = Q_p = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \Delta i = (41,67\text{-}2,05) \cdot 262,94 = 10417,7$$ (7.1.5-27)

$$\Delta i = \frac{Q}{\left(m_p - m_{vs}\right)} = \frac{10430}{41,67 - 2,05} = 262,93kJ / kg$$ (7.1.5-28)

Entalpie páry na výstupu:

$$i_{p.out} = \Delta i + i_{p.in} = 262,93 + 2672,1 = 2935kJ / kg$$ (7.1.5-29)

Entalpii odpovídající teplota, čili teplota na výstupu: $t_{p.out} = 357°C$

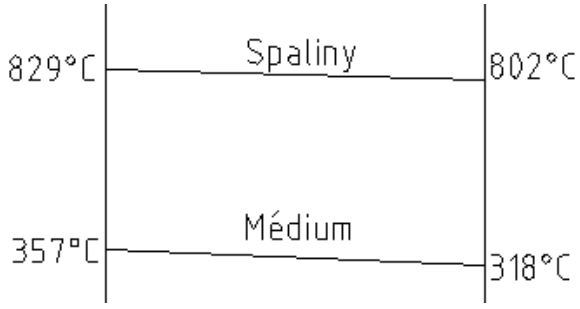
Střední teplota média: $T_{p.st.} = \frac{t_{PI.in} + t_{PI.out}}{2} = \frac{318 + 357}{2} = 337,5°C$ (7.1.5-30)

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 478,512°C$$ (7.1.5-31)

$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p.in}$=802-318=484°C

$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p.out}$=829-357=472°C



obr. 7.1.5-2 teplotní spád PI.

Rychlost spalin:

-podélné prodění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^{V}_{sp,\alpha}}{S_{po.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273}\right) = \frac{8,17 \cdot 5,9}{17,977} \cdot \left(1 + \frac{815,5}{273}\right) = 10,54 m/s \qquad (7.1.5\text{-}32)$$

-příčné prodění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^{V}_{sp,\alpha}}{S_{pri.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273}\right) = \frac{8,17 \cdot 5,9}{22,871} \cdot \left(1 + \frac{815,5}{273}\right) = 8,66 m/s$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin:

-příčné proudění: $\alpha_k^{pr} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 90 = 85,5 W/m^2K$ (7.1.5-33)

Podle literatury [2] pro rychlost spalin v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$c_z = 0,95$$

$$c_s = 1$$

$$c_f = 1$$

$$\alpha_n = 90 W/m^2K$$

-podélné proudění: $\alpha_k^{pod} = c_l \cdot c_f \cdot \alpha_n = 1 \cdot 1 \cdot 40 = 40 W/m^2K$ (7.1.5-33)

Podle literatury [2] pro rychlost spalin v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$c_l = 1$$

$$c_f = 1$$

$$\alpha_n = 42 W/m^2K$$

Součinitel zanešení přehříváku: $\varepsilon = 0,014$

Rychlost média:

$$w_p = \frac{\left(m_p - m_{vs}\right)\cdot v}{S_{pára}} = \frac{\left(41,67-2\right)\cdot 0,023}{0,042} = 21,72 m/s \qquad (7.1.5\text{-}34)$$

$v - měrný \quad objem \quad páry \quad m^3/kg$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 1\cdot 3300 = 3300 W/m^2K \qquad (7.1.5\text{-}35)$$

Střední teplota zanešeného povrchu deskového přehříváku:

$$t_{za} = T_{PI.st} + (\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2})\cdot \frac{m_{pal}\cdot (Q_p)}{S\times 10^{-3}} \qquad (7.1.5\text{-}36)$$

$$t_{za} = 336 + (0,014 + \frac{1}{3300})\cdot \frac{8,17\cdot (10430)}{178} = 385,9°C$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha_n \cdot \alpha_0 = 0,3\cdot 300 = 90 W/m^2K \qquad (7.1.5\text{-}37)$$

Součinitel efektivního vyžití šotů: $\xi = 0,8$

Součinitel přestupu tepla:

-příčné proudění:

$$\alpha_{pr} = \xi\cdot\left(\alpha_k^{pr}\cdot\frac{\pi\cdot d_1}{2\cdot s_2\cdot x_d} + \alpha_s\right) = 0,8\cdot\left(85,5\cdot\frac{\pi\cdot 0,0445}{2\cdot 0,061\cdot 0,7} + 90\right) = 151,98 W/m^2K \qquad (7.1.5\text{-}38)$$

-podélné proudění

$$\alpha_{po} = \xi\cdot\left(\alpha_k^{po}\cdot\frac{\pi\cdot d_1}{2\cdot s_2\cdot x_d} + \alpha_s\right) = 0,8\cdot\left(40\cdot\frac{\pi\cdot 0,0445}{2\cdot 0,061\cdot 0,7} + 90\right) = 109,42 W/m^2K \qquad (7.1.5\text{-}39)$$

Součinitel prostupu tepla:

-příčné proudění: $$k_{pr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{pr}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{151,98} + \frac{1}{3300}} = 145,29 W/m^2K \quad (7.1.5\text{-}40)$$

-podélné proudění: $$k_{po} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{po}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{109,42} + \frac{1}{3300}} = 105,91 W/m^2K \quad (7.1.5\text{-}41)$$

Střední součinitel: $$k = \frac{k_{pr} \cdot S_{pr} + k_{po} \cdot S_{po}}{S_{pr} + S_{po}} = 122,89 W/m^2K \quad (7.1.5\text{-}42)$$

Teplo předané do deskového přehříváku:

$$Q_{PI} = \left(k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S_{po}\right) \times 10^{-3} = 122,89 \cdot 478,52 \cdot 178 \times 10^{-3} = 10467 kW \quad (7.1.5\text{-}43)$$

Odchylka: $$\Delta Q_{PI} = \frac{Q_s - Q_{PI}}{Q_s} \cdot 100 = \frac{10430 - 10467}{10430} = -0,35\% \quad (7.1.5\text{-}44)$$

7.1.6 Vratná komora

Jedná se o prostor, ve kterém dochází ke změně směru proudění spalin ze spojovacího kanálu do dodatkových ploch. Tento prostor nebývá vyplněn svazkem trubek pro nedokonalost omývání. Bývá buď prázdný, nebo tímto prostorem prochází závěsné trubky ekonomizéru. Tepelný výpočet vratné komory budeme počítat zjednodušeně jen na sálání, protože se jedná o velký prostor s malou výhřevnou plochou závěsných trubek a vysokou teplotou spalin. Konvekci neuvažujeme.

Množství tepla odevzdaného ze spalin v prostoru vratné komory do všech v ní umístěných ploch se vypočte ze vzorce. [1]

(7.1.6-1)

$$Q = \Sigma \frac{\alpha_s \cdot (\vartheta - t_z) \cdot F_{\acute{u}s}}{M_{pv} \cdot 10^3} = \frac{40{,}18 \cdot (798{,}5 - 273) \cdot 169}{8{,}17 \cdot 10^3} = 459{,}21 kW$$

$\alpha_s - součinitel\ přestupu\ tepla\ sáláním\ [W/m^2K]$

$\vartheta - střední\ teplota\ spalin\ v\ prostoru\ [°C]$

$t_z - teplota\ vnějšího\ povrchu\ nánosů\ na\ stěnách\ [°C]$

$F_{\acute{u}s} - účinná\ sálavá\ plocha\ výhřevných\ ploch\ v\ prostoru\ [m^2]$

$M_{pv} - skutečné\ množství\ spáleného\ paliva\ [kg/s]$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1-\left(\frac{T_z}{T}\right)} = 40{,}18 W/m^2K$$ (7.1.6-2)

$a_{st} - stupeň\ černosti\ povrchu\ stěn,\ při\ výpočtu\ se\ uvažuje\ a_{st} = 0{,}8$

$a - stupeň\ černosti\ proudu\ spalin,\ při\ teplotě\ proudu\ T\ [K]$

$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}376} = 0{,}314$ (7.1.6-3)

Střední teplota spalin v prostoru:

$$T_{st.s} = \frac{t_{sVK}^{out} + t_{sVK}^{in}}{2} = \frac{768+829}{2} = 798{,}5°C$$ (7.1.6-4)

$$T = \frac{t_{sVK}^{out} + t_{sVK}^{in}}{2} + 273{,}15 = \frac{768+829}{2} + 283{,}15 = 1081{,}65K$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \vartheta_{syt} + 273{,}15 + \Delta t = 276 + 273{,}15 + 10 = 559{,}15K \quad (7.1.6\text{-}5)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěny, byla zvolena tak, že teplotě média na stavu sytosti odpovídající teplotě v bubnu byla přičtena dle konzultace odchylka +10 °C.

Exponent rovnice

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = (0{,}8 + 0) \cdot 0{,}1 \cdot 4{,}69 = 0{,}378 \quad (7.1.6\text{-}6)$$

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3{,}6 \cdot \frac{221{,}4}{169{,}82} = 4{,}69 \quad (7.1.6\text{-}7)$$

V_o-účinná plocha [m^3]

$$V_o = A \cdot B \cdot v_{sk} - n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \cdot v_{sk} = 7{,}25 \cdot 5{,}49 \cdot 5{,}58 - 60 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}051^2}{4} \cdot 5{,}58 = 221{,}4m^3 \quad (7.1.6\text{-}8)$$

$$F_{st} = 2 \cdot \left(A \cdot v_{ok}\right) + (B \cdot v_{ok}) + n_{tr} \cdot \pi \cdot D_{zt} \cdot v_{sk} =$$
$$= 2 \cdot \left(6{,}88 \cdot 5{,}58\right) + (7{,}062 \cdot 5{,}58) + 60 \cdot \pi \cdot 0{,}051 \cdot 5{,}58 = 169{,}82m^2 \quad (7.1.6\text{-}9)$$

$p - tlak\ v\ prostoru\left[MPa\right]$

$k_p \cdot \mu$-předpokládáme čisté spaliny bez částic popílku, čili tento sčítanec odpadá.

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3{,}16\sqrt{p_s \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{T_{st.s} + 273{,}15}{1000}\right) \cdot r_S \quad (7.1.6\text{-}10)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (f - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}}{O_{SV\,\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}} \quad (7.1.6\text{-}11)$$

$$r_{O_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\,\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}} \quad (7.1.6\text{-}12)$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{O_2} \quad (7.1.6\text{-}13)$$

Výpočet pro uhlí:

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}193}{3{,}16\sqrt{0{,}1 \cdot 4{,}69}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{825{,}5\ + 273{,}15}{1000}\right) \cdot 0{,}338 = 0{,}8$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (f-1)\cdot(\alpha_{ok}-1)\cdot O_{VV\min}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok}-1)\cdot O_{VV\min}} = \frac{0,905 + (1,022-1)\cdot(1,25-1)\cdot 3,906}{3,822 + (1,25-1)\cdot 3,906} = 0,193$$

$$r_{O_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok}-1)\cdot O_{VV\min}} = \frac{0,691 + 4,779\times 10^{-3}}{3,822 + (1,25-1)\cdot 3,906} = 0,145$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{O_2} = 0,193 + 0,145 = 0,338$$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2.p} = c_d \cdot \alpha_N = 0,92 \cdot 2500 = 2300 W/m^2K \qquad (7.1.6\text{-}14)$$

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q}{S} = \frac{459}{169} = 2,717 kW/m^2 \qquad (7.1.6\text{-}15)$$

Plocha vedlejších ploch:

Závěsné trubky:

$$S_{zt} = n_{tr} \cdot D_{PIV} \cdot v_{1PIV} = 60 \cdot 0,051 \cdot \pi \cdot 5,58 = 53,642 W/m^2 \qquad (7.1.6\text{-}16)$$

Stěnový přehřívák:

$$S_{PII} = (2\cdot(v_{sk}\cdot B) + (v_{sk}\cdot A) + (A\cdot B)) = (2\cdot(5,58\cdot 6,844) + (5,58\cdot 7,062) + (A\cdot B) = 167,1 m^2$$

Tepelný výkon:

Závěsné trubky:

$$Q_{zt} = q\cdot S_{zt} = 2,71\cdot 53,642 = 145,75 kW \qquad (7.1.6\text{-}17)$$

Stěnový přehřívák:

$$Q_{PII} = q\cdot S_{zt} = 2,717\cdot 167 = 453,73 kW/m^2 \qquad (7.1.6\text{-}18)$$

7.1.7 Výstupní přehřívák PIV

Pára vystupující z konvenčního přehříváku PIII nejprve před vstupem do výstupního přehříváku PIV přechází přes vstřikovací komoru. Vstřik způsobuje snížení entalpie chladnou vodou. Má tedy za úkol regulaci teploty. Spaliny, které vstupují do výstupního přehříváku PIV, jsou spaliny, které opouštějí cyklon a přecházejí přes stěnový ohřívák a závěsné trubky. Hlavní parametrem při návrhu výstupního přehříváku PIV je výstupní teplota páry, která je dána zadáním. Hodnota teploty je 530°C.

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIV: $D_{PIV} = 44, mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky PIV: $t_s = 5,6mm = 0,0056m$

Vnitřní průměr trubky PIV: $d_{PIV} = D_{PIV} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0056 = 0,0334m$

Rozteč trubek PIII – přímá: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0,85m$

Poměrná rozteč trubek PIV: $\sigma_{PIV} = \frac{s_1}{D_{PIV}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PIV} = \frac{s_2}{d_{PIV}} = \frac{0,85}{0,035} = 25,526$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5m$

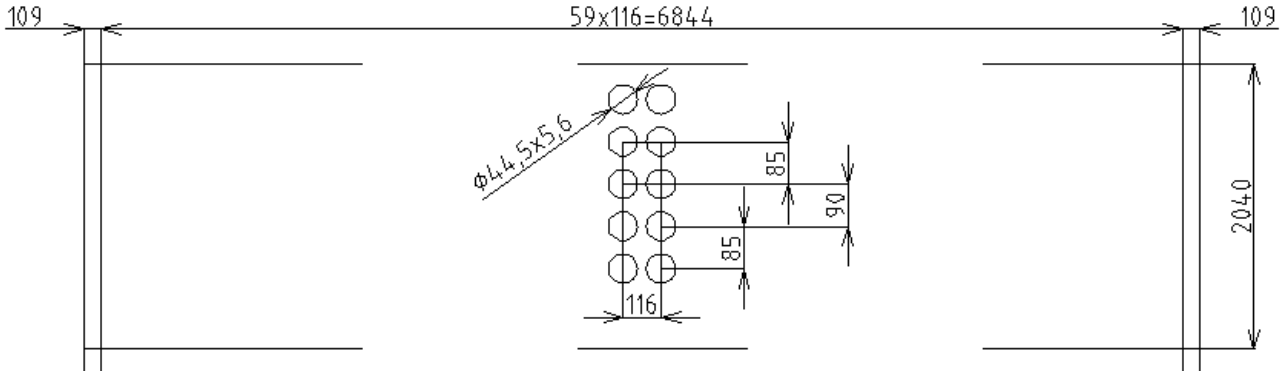
Počet desek v jednom dílu přehříváku PIV: $n_{1PIV} = 60ks$

Výpočtová délka jedné trubky PIV: $l_{PIV} = 6,72m$

Počet smyček v jednom hadu PIV: $n_{sPIV} = 5ks$

Počet paralelních cest ve smyčce PIV: $n_{cPIV} = 2ks$

délka trubek svazku PIV: $l_{1PIV} = 2 \cdot n_{1IV} \cdot l_{PIV} \cdot n_{sPIV} \cdot n_{cPIV} = 8064m$



Obr.7.1.7-1 Rozteče výstupního přehříváku PIV

Výhřevná plocha přehříváku:

svazek PIV: $S_{1PIV} = \pi \cdot D_{PIV} \cdot l_{1PIV} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 8064 = 1127 m^2$ (7.1.7-1)

Průřez pro médium:

svazek PIV: $f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIV}^2 \cdot n_{1PIV} \cdot n_{cPIV}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,033^2 \cdot 59 \cdot 2}{4} = 0,104$ (7.1.7-2)

Výška:

svazek PV: $v_{1PIV} = n_s \cdot 4 \cdot s_1 + 2 \cdot n_s \cdot s_1 = 2,04 m$ (7.1.7-3)

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88 m$$

$$B = 7,062 m$$

Průřez pro spaliny

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{PIV} \cdot n_{1PIV} \cdot l_{PIV} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 59 \cdot 6,72 = 32,78$$ (7.1.7-4)

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{PIV} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{PIV}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,85}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 2,5 m$$ (7.1.7-5)

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{pPIV}^{in} = 432°C \Rightarrow i_{pPIII}^{in} = 3196,4kJ/kg$

Na výstupu: $t_{pPIV}^{out} = 530°C \Rightarrow i_{pPIV}^{out} = 3456,3kJ/kg$

$$Q_p^{PIV} = \left(m_p\right)\cdot\left(i_{pPIV}^{out} - i_{pPIV}^{in}\right) = 41,67\cdot\left(3456 - 3196,4\right) = 10834,2kW \quad (7.1.7\text{-}6)$$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sPIV}^{in} = 768°C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 6752,21kJ/kg$

Na výstupu: $t_{sPIV}^{out} = 630°C \Rightarrow i_{sPIV}^{out} = 5448,2kJ/kg$

$$Q_p^{PIV} = Q_s^{PIV} = \left(m_{pal}\right)\cdot\left(i_{sPIV}^{in} - i_{pPIV}^{out}\right) \quad (7.1.7\text{-}7)$$

$$Q_s^{PIV} = \left(m_{pal}\right)\cdot\left(i_{sPIV}^{in} - i_{pPIV}^{out}\right) = 8,17\cdot\left(6772,21 - 5448,2\right) = 10817,16kW \quad (7.1.7\text{-}8)$$

Množství páry: $m_p = 41,67kg/s$

Množství vstřiku: $m_{vs} = 2,06kg/s$

Množství paliva: $m_{pal.} = 8,17kg/s$

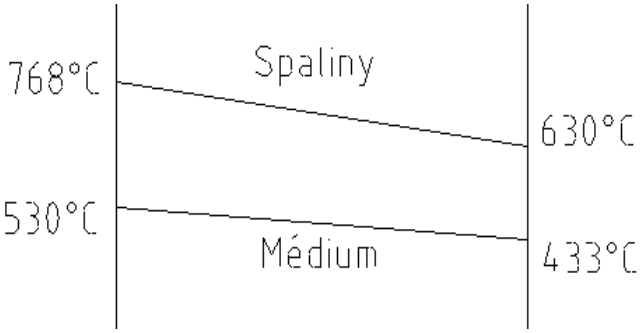
Množství spalin: $O_{sp.\alpha}^{V} = 5,815Nm^3/kg$

Střední teplota média: $T_{st.p} = \dfrac{t_{pPIV}^{out} + t_{pPIV}^{in}}{2} = \dfrac{530 + 433}{2} = 481,5°C$ (7.1.7-9)

Střední teplota spalin: $T_{st.p} = \dfrac{t_{sPIII}^{out} + t_{sPIII}^{in}}{2} = \dfrac{768 + 630}{2} = 699°C$ (7.1.7-10)

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 218°C$$



Obr. 7.1.7-2 Teplotní spád

$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p.out}$ =768-530=238°C

$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p.in}$ =630-433=197°C

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = \left(0,369 + 0,0273\right) \cdot 0,1 \cdot 2,5 = 0,1 \qquad (7.1.7\text{-}11)$$

Součinitel zeslabení 3atomovými plyny: $k_{sp} \cdot r_{sp} = 0,369$

Součinitel na úkor popílku: $k_p \cdot \mu_p = 0,0273$

uvažovaný tlak: $p = 0,1MPa$

Stupeň černosti spalin: $\alpha = 0,23$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^V_{sp.\alpha}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp.st}}{273,15}\right) = \frac{8,17 \cdot 5,9}{30,943} \cdot \left(1 + \frac{703}{273,15}\right) = 6m/s \qquad (7.1.7\text{-}12)$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,5 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5 \times 10^{-3} \qquad (7.1.7\text{-}13)$$

$\varepsilon_0 = 5 \times 10^{-3}$

$c_d = 1$

$c_f = 1$

Střední měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$v = 0,0367 m^3 / kg$

Rychlost média: $w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f} \right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 2,06}{0,103} \right) \cdot 0,0367 = 14,1 m / s$ (7.1.7-14)

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$\alpha_{2.p} = c_d \cdot \alpha_N = 0,98 \cdot 2500 = 2450 W / m^2 K$ (7.1.7-15)

Teplota zanešené stěny: $t_{zs} = T_{st.p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIV}}{S_{PIV}} \right) = 481°C$ (7.1.7-16)

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$\alpha_s = a \cdot \alpha_N = 1 \cdot 140 = 140 W / m^2 K$ (7.1.7-17)

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp.PIII}^{in} + 273,15}{1000} \right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIV}} \right) = 1,22$ (7.1.7-18)

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 140 \cdot 1,22 = 171,646 W / m^2 K$ (7.1.7-19)

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_f \cdot c_z = 70 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 70 W / m^2 K$ (7.1.7-20)

$\alpha_n = 70 W / m^2 K$

$c_s = 1$

$c_f = 1$

$c_z = 1$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0,23 \cdot (70 + 171,646) = 56,729 W/m^2K \quad (7.1.7\text{-}21)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}}\right) \cdot \alpha_1} = \frac{56,729}{1 + \left(0,005 + \frac{1}{2540}\right) \cdot 56,729} = 43,41 W/m^2K \quad (7.1.7\text{-}22)$$

$$Q_{PIV} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S \cdot 10^{-3} = 43,41 \cdot 218 \cdot 1127 \cdot 10^{-3} = 10673,7 kW \quad (7.1.7\text{-}23)$$

Odchylka výstupního přehříváku PIV:

$$\Delta Q = \frac{Q_s^{PIV} - Q_{PIV}}{Q_s^{PIV}} \cdot 100 = -0,0186\% \quad (7.1.7\text{-}24)$$

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q_{PIV}}{S} = \frac{10673,7}{1109} = 9,468 kW/m^2 \quad (7.1.7\text{-}25)$$

Plocha vedlejších ploch:

Závěsné trubky:

$$S_{zt} = n_{tr} \cdot D_{PIV} \cdot v_{1PIV} \cdot \pi = 60 \cdot 0,0445 \cdot 2,04 \cdot 3,14 = 17,08 W/m^2 \quad (7.1.7\text{-}26)$$

Stěnový přehřívák:

$$S_{PII} = (2 \cdot (v_{PIV} \cdot B) + 2 \cdot (v_{PIV} \cdot A)) \cdot x_{pII} = 2 \cdot (2,04 \cdot 6,844) + 2 \cdot (2,04 \cdot 7,062) = 56,88 W/m^2$$

Tepelný výkon:

Závěsné trubky:

$$Q_{zt} = q \cdot S_{zt} = 17,08 \cdot 9,46 = 161,591 kW \quad (7.1.7\text{-}27)$$

Stěnový přehřívák:

$$Q_{PII} = q \cdot S_{zt} = 56,88 \cdot 9,46 = 538,566 kW \quad (7.1.7\text{-}28)$$

7.1.9 Konvenční přehřívák PIII

Při návrhu teplot je přehřívák rozdělen na dílčí plochy (PIIIa, PIIIb, PIIIc, PIIId). Z konstrukčního hlediska je uvažováno stejné rozměrové prvku u všech jednotlivých konvenčních ploch. Tedy tento konvenční přehřívák je počítán jako celek. Pára, která vstupuje do konvenčního přehříváku PIII je brána ze stěnového přehříváku PII. Po průchodu přehřívákem je pára přes vstřikovací regulaci teploty vedena do výstupního přehříváku PIV. Spaliny vstupující do konvenčního přehříváku PIII mají teplotu výstupních spalin z přehříváku PIV. Vystupující hodnota teploty se rovná teplotě vstupující do EKO.

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIII: $D_{PIII} = 44,5mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky PIII: $t_s = 5mm = 0,005m$

Vnitřní průměr trubky PIII: $d_{PIII} = D_{PIII} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,005 = 0,0345m$

Rozteč trubek PIII – přímá: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0.85m$

Poměrná rozteč trubek PII: $\sigma_{PIII} = \frac{s_1}{D_{PIII}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PIII} = \frac{s_2}{d_{PIII}} = \frac{0,85}{0,035} = 25,5$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5m$

Počet desek v jednom dílu přehříváku PIII: $n_{1PIII} = 60ks$

Počet ve svazcích přehříváku PIII : $n_{PIII} = 4 \cdot n_{1PIII} = 240ks$

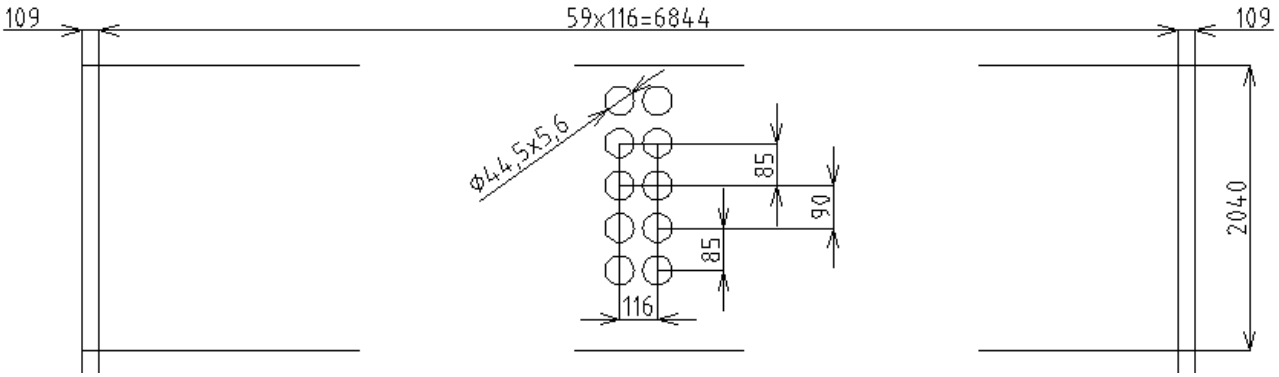
Výpočtová délka jedné trubky PIII: $l_{PIII} = 6,72m$

Počet smyček v jednom hadu PIII: $n_{sPIII} = 4ks$

Počet paralelních cest ve smyčce PIII: $n_{cPIII} = 2ks$

délka trubek v jednom svazku PIII: $l_{1PIII} = 2 \cdot n_{1PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 6451,2m$

Délka trubek v celém přehříváku PIII: $l_{1PIII} = 2 \cdot n_{PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 25805m$



Obr.7.1.8-1: Rozteč přehříváku PIII-jeden svazek

Výhřevná plocha přehříváku:

Jeden svazek PIII: $S_{1PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{1PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 6451 = 901,883 m^2$ (7.1.8-1)

Celková přehříváku PIII: $S_{PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 25805 = 3607,53 m^2$ (7.1.8-2)

Průřez pro médium:

Jeden svazek PIII: $f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIII}^2 \cdot n_{1PIII} \cdot n_{cPIII}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,035^2 \cdot 59 \cdot 2}{4} = 0,104 m^2$ (7.1.8-3)

Výška:

Jeden svazek PIII: $v_{1PIII} = n_s \cdot 4 \cdot s_1 + 2 \cdot n_s \cdot s_1 = 2,04 m$

Celková výška PIII: $v_{PIII} = v_{1PIII} \cdot 4 = 2,04 \cdot 4 = 8,16 m$ (7.1.8-4)

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88 m$$

$$B = 7,062 m$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{PIII} \cdot n_{1PIII} \cdot l_{PIII} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 59 \cdot 6,72 = 30,943 m^2$$ (7.1.8-5)

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{PIII}\left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{PIII}^2}\right) - 1\right] = 0,9 \cdot 0,0445\left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,85}{\pi \cdot 0,0445^2}\right) - 1\right] = 2,5m \qquad (7.1.8\text{-}6)$$

Bilanční teplo na straně média:

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{pPIII}^{in} = 369°C \Rightarrow i_{pPIII}^{in} = 2981,75kJ/kg$

Na výstupu: $t_{pPIII}^{out} = 476°C \Rightarrow i_{pPIII}^{out} = 3315,1kJ/kg$

$$Q_p^{PIII} = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \left(i_{pPIII}^{out} - i_{pPIII}^{in}\right) = \left(41,67 - 2,05\right) \cdot \left(3315,1 - 2981,75\right) = 13204kW \qquad (7.1.8\text{-}7)$$

Bilanční teplo na straně spalin:

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sPIII}^{in} = 630°C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 5448,5kJ/kg$

Na výstupu: $t_{sPIII}^{out} = 454°C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 3832kJ/kg$

$$Q_s^{PIII} = m_{pal} \cdot \left(i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}\right) \Rightarrow i_{sPIII}^{in}$$

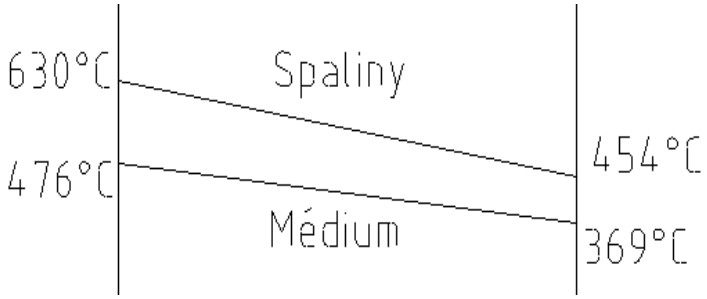
$$Q_s^{PIII} = m_{pal} \cdot \left(i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}\right) = 13206,8kW \qquad (7.1.8\text{-}8)$$

Střední teplota média: $T_{st.p} = \frac{t_{pPIII}^{out} + t_{pPIII}^{in}}{2} = \frac{476 + 369}{2} = 422,5°C$ (7.1.8-9)

Střední teplota spalin: $T_{st.p} = \frac{t_{sPIII}^{out} + t_{sPIII}^{in}}{2} = \frac{630 + 454}{2} = 542°C$ (7.1.8-10)

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 117°C$$



Obr.7.1.8-2 teplotní spád PIII

$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p.out}$ =454-369=85°C

$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p.in}$ =630-476=154°C

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = \left(17 \cdot 0,3 + 0,065 \cdot 39\right) \cdot 0,1 \cdot 0,483 = 0,369 \qquad (7.1.8\text{-}11)$$

Součinitel r_{sp} : $r_{sp} = 0,3$

Součinitel k_{sp} : $k_{sp} = 17 \frac{1}{MPa \cdot m}$

Součinitel k_p : $k_p = 0,065 \frac{1}{MPa \cdot m}$

uvažovaný tlak: $p = 0,1 MPa$

součinitel μ: $\mu = 39$

Stupeň černosti spalin: $\alpha = 0,23$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^V_{sp.\alpha}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp.st}}{273,15}\right) = \frac{8,17 \cdot 5,9}{30,943} \cdot \left(1 + \frac{542}{273,15}\right) = 5 m/s \qquad (7.1.8\text{-}12)$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 4,20 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 4,2 \times 10^{-2} \quad (7.1.8\text{-}13)$$

$\varepsilon_0 = 4,2 \times 10^{-2}$

$c_d = 1$

$c_f = 1$

Střední měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$v = 0,02726 m^3 / kg$

Rychlost média: $w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f} \right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 2,06}{0,102} \right) \cdot 0,02726 = 10,507 m / s \quad (7.1.8\text{-}14)$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2.p} = c_d \cdot \alpha_N = 0,98 \cdot 1600 = 1568 W / m^2 K \quad (7.1.8\text{-}15)$$

Teplota zanešené stěny: $t_{zs} = T_{st.p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIII}}{S_{PIII}} \right) = 422,5°C \quad (7.1.8\text{-}16)$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = a \cdot \alpha_N = 0,95 \cdot 100 = 95 W / m^2 K \quad (7.1.8\text{-}17)$$

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp.PIII}^{in} + 273,15}{1000} \right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIII}} \right) = 1,281 \quad (7.1.8\text{-}18)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 95 \cdot 1,281 = 121,72 W / m^2 K \quad (7.1.8\text{-}19)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_f \cdot c_s = 40 \cdot 1 \cdot 1{,}1 \cdot 1 = 39{,}6 W/m^2K \quad (7.1.8\text{-}20)$$

$$\alpha_n = 40 W/m^2K$$

$$c_z = 1,\ c_f = 1{,}1,\ c_s = 1$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0{,}23 \cdot (39{,}6 + 121{,}726) = 37{,}105 W/m^2K \quad (7.1.8\text{-}21)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}}\right) \cdot \alpha_1} = \frac{37{,}105}{1 + \left(0{,}04 + \frac{1}{1568}\right) \cdot 37{,}105} = 31{,}45 W/m^2K \quad (7.1.8\text{-}22)$$

Bilance výkonů tepla: $Q_{PIII} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S = 13190{,}9 kW$ (7.1.8-23)

Odchylka: $\Delta Q = \frac{Q_p^{PIII} - Q_{.PIII}}{Q_p^{PIII}} \cdot 100 = 0{,}099\%$ (7.1.8-24)

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q_{PIV}}{S} = \frac{13190}{3607{,}53} = 3{,}65 kW/m^2 \quad (7.1.8\text{-}25)$$

Plocha vedlejších ploch:

Závěsné trubky:

$$S_{zt} = n_{tr} \cdot D_{PIV} \cdot v_{1PIV} \cdot \pi = 60 \cdot 0{,}0445 \cdot 8{,}16 \cdot 3{,}14 = 68{,}411 W/m^2 \quad (7.1.8\text{-}26)$$

Stěnový přehřívák:

$$S_{PII} = 2 \cdot (v_{PIV} \cdot B) + 2 \cdot (v_{PIV} \cdot A) = 2 \cdot (8{,}16 \cdot 6{,}844) + 2 \cdot (8{,}16 \cdot 7{,}062) = 226{,}9 W/m^2 \quad (7.1.8\text{-}27)$$

Tepelný výkon:

Závěsné trubky:

$$Q_{zt} = q \cdot S_{zt} = 3,65 \cdot 68,4 = 249,6kW \quad (7.1.8\text{-}28)$$

Stěnový přehřívák:

$$Q_{PII} = q \cdot S_{zt} = 3,656 \cdot 226,9 = 828,35kW \quad (7.1.8\text{-}29)$$

7.1.9 Ekonomizér EKO

Do ekonomizéru je přiváděna voda o teplotě, která je dána zadáním. Umístění EKO je za konvenčním přehřívákem PIII. Výstupní médium z EKO odchází do bubnu přes závěsné trubky. Nárůst teploty je zapříčiněn spalinami v horním místě druhého tahu kotle.

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek EKO: $D_{EKO} = 44,5mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky EKO: $t_s = 5mm = 0,0005m$

Vnitřní průměr trubky EKO: $d_{EKO} = D_{EKO} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0045 = 0,0355m$

Rozteč trubek EKO – přímá: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0.110m$

Poměrná rozteč trubek EKO: $\sigma_{EKO} = \frac{s_1}{D_{EKO}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{EKO} = \frac{s_2}{d_{EKO}} = \frac{0,110}{0,0355} = 2,472$$

Počet žeber na jeden metr délky EKO: $n_{\check{z}} = 60ks$

Výpočtová délka jedné trubky EKO: $l_{EKO} = 6,72m$

Počet trubek v řadě EKO: $n_{1EKO} = 15ks$

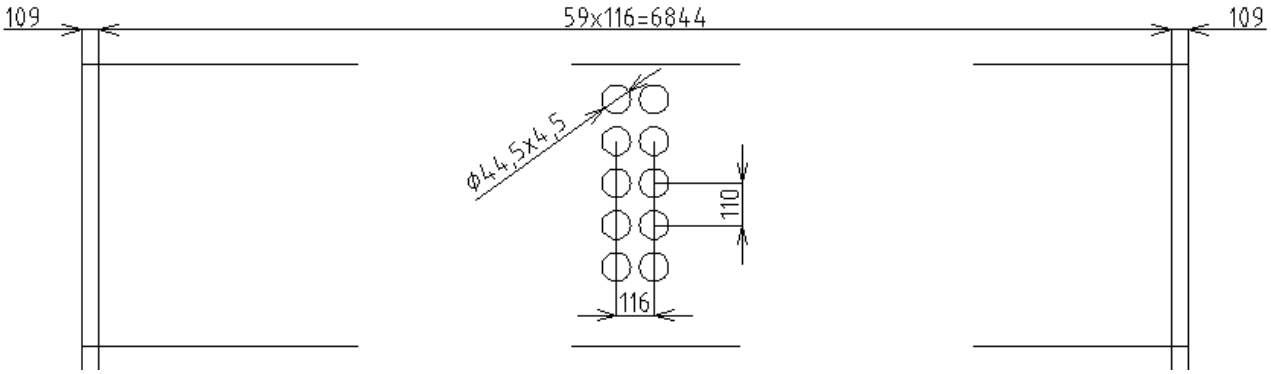
Počet řad EKO: $n_{2EKO} = 35$

Plocha 1m délky žebr. trubek v EKO : $S_{1EKO} = 0,5m^2$

Výhřevná plocha trubek: $S_{EKO} = S_{1EKO} \cdot l_{EKO} \cdot n_{1EKO} \cdot n_{2EKO} = 1764m^2$

Výška žebra: $v_{ž} = 19mm = 0,019m$

Tloušťka žebra $t_{ž} = 1,1mm = 0,011m$



Obr.7.1.9-1: Rozteče ekonomizéru.

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$

$$B = 7,062m$$

Průřez pro médium: $f = \frac{\pi \cdot d_{EKO}^2 \cdot n_{2EKO}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0355^2 \cdot 30}{4} = 0,034$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{EKO} \cdot n_{2EKO} \cdot l_{EKO} - n_{ž} \cdot l_{EKO} \cdot v_{ž} =$$
$$= 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 35 \cdot 6,72 - 60 \cdot 6,72 \cdot 0,019 = 38,12m^2 \quad (7.1.9\text{-}1)$$

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{EKO} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{EKO}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,110}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,289m \quad (7.1.9\text{-}2)$$

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{EKO}^{in} = 210°C \Rightarrow i_{EKO}^{in} = 901,1kJ/kg$

Na výstupu: $t_{EKO}^{out} = 264°C \Rightarrow i_{EKO}^{out} = 1153,6kJ/kg$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sEKO}^{in} = 454°C \Rightarrow i_{sEKO}^{in} = 3832kJ/kg$

Na výstupu: $t_{sEKO}^{out} = 314°C \Rightarrow i_{sEKO}^{out} = 2607kJ/kg$

Tepelná bilance

Na straně média:

$$Q_p^{EKO} = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \left(i_{EKO}^{out} - i_{EKO}^{in}\right) = 39,62 \cdot \left(1153,6 - 901,1\right) = 10004kW \quad (7.1.9\text{-}3)$$

Entalpický spád:

$$Q_s = Q_p = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \Delta i_p = \mathrm{m}_{pal} \cdot \Delta i_s \quad (7.1.9\text{-}4)$$

$$\Delta i = \frac{Q}{m_{pal}} = \frac{10004}{8,17} = 1224,485kJ/kg \quad (7.1.9\text{-}5)$$

Na straně spalin:

$$Q_{sp}^{EKO} = m_{pal} \cdot \left(i_{spEKO}^{in} - i_{spEKO}^{out}\right) = 8,17 \cdot \left(3832 - 2607\right) = 10008,25kW \quad (7.1.9\text{-}6)$$

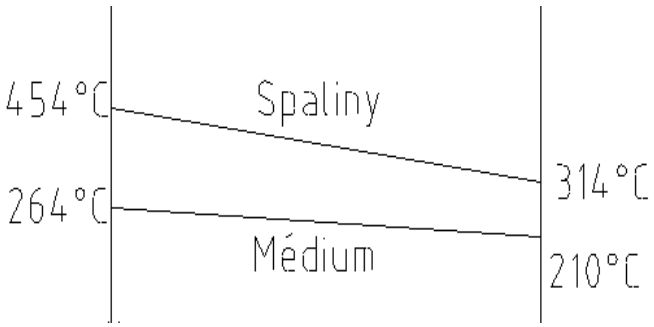
Množství spalin: $O_{sp.\alpha}^{V} = 5,815Nm^3/kg$

Střední teplota média: $T_{st.p} = \frac{t_{EKO}^{out} + t_{EKO}^{in}}{2} = \frac{210 + 264}{2} = 237°C \quad (7.1.9\text{-}7)$

Střední teplota spalin: $T_{st.p} = \frac{t_{sEKO}^{out} + t_{sEKO}^{in}}{2} = \frac{454+314}{2} = 384°C$ (7.1.9-8)

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 142,857°C$$



$\Delta t_1 = t_{EKO}^{out} - t_{s,EKO}^{out}$=454-264=190°C

$\Delta t_2 = t_{s.EKO}^{in} - t_{EKO}^{in}$=314-210=104°C

Obr.7.1.9-2 teplotní spád EKO

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp.\alpha}^{V}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp.st}}{273,15}\right) = \frac{8,17 \cdot 5,9}{38,12} \cdot \left(1 + \frac{384}{273,15}\right) = 3,01 m/s$$ (7.1.9-9)

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,3 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 3,0 \times 10^{-3}$$ (7.1.9-10)

$\varepsilon_0 = 3,0x10^{-3}$

$c_d = 1$

$c_f = 1$

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě vody.

$v = 0,00118 m^3/kg$

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f}\right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 2,06}{0,039}\right) \cdot 0,0118 = 1,58 m/s$$ (7.1.9-11)

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_f \cdot c_z = 45 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 45 W/m^2K \quad (7.1.9\text{-}12)$$

$\alpha_n = 45 W/m^2K$

$c_z = 1$, $c_f = 1$, $c_l = 1$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1+(\varepsilon)\cdot\alpha_1} = \frac{45}{1+(0,003)\cdot 45} = 39,648 W/m^2K \quad (7.1.9\text{-}13)$$

Bilance výkonů tepla:

$$Q_{EKO} = \left(k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S\right) \cdot 10^{-3} = 9991,91 kW \quad (7.1.9\text{-}14)$$

Odchylka: $\Delta Q = \frac{Q_p^{EKO} - Q_{EKO}}{Q_p^{EKO}} \cdot 100 = 0,096\%$ (7.1.9-15)

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q_{PIV}}{S} = \frac{9991,91}{1764} = 5,664 kW/m^2 \quad (7.1.9\text{-}16)$$

Plocha vedlejších ploch:

Stěnový přehřívák:

$$S_{PII}^{EKO} = (2\cdot(v_{PIV}\cdot B) + 2\cdot(v_{PIV}\cdot A))\cdot x_{pII} = 2\cdot(2,04\cdot 6,844) + 2\cdot(2,04\cdot 7,062) + A\cdot B = 137,89 m^2$$

Tepelný výkon:

Stěnový přehřívák svazek A:

$$Q_{PIIA}^{EKO} = q\cdot\frac{S_{PII}}{2} = 5,664\cdot\frac{137,8}{2} = 390,249 kW \quad (7.1.9\text{-}17)$$

Stěnový přehřívák svazek B:

$$Q_{PIIB}^{EKO} = -q \cdot \frac{S_{PII}}{2} = 5,664 \cdot \frac{137,8}{2} = -390,249kW \quad (7.1.9\text{-}18)$$

Přehled závěsných trubek

$$Q_{ZT}^{VK} = 145,75kW$$
$$Q_{ZT}^{PII} = 249,703kW$$
$$Q_{ZT}^{PIV} = 161,591kW$$

$$\sum Q_{ZT}^{i} = 145,75 + 249,703 + 161,591 = 557,04kW \quad (7.1.9\text{-}19)$$

$$\frac{\sum Q_{ZT}^{i}}{m_{pal}} = 68,181kJ\ /\ kg$$

Entalpie a teplota vstupujícího média do bubnu:

$$i_{bub} = i_{EKO}^{out} + \frac{\sum Q_{ZT}^{i}}{2} = 1153,6 + 68,181kJ\ /\ kg = 1221,78kJ\ /\ kg \Rightarrow t_{bub} = 278°C \quad (7.1.9\text{-}20)$$

7. 1. 10 Ohřívák vzduchu OVZ

Vnější průměr trubek OVZ: $D_{ovz} = 51mm = 0,051m$

Vnitřní průměr trubek OVZ: $d_{ovz} = 46mm = 0,046m$

Přímá rozteč OVZ: $s_1 = 0,116m$

Podélná rozteč OVZ: $s_1 = 0,06m$

Poměrná rozteč OVZ: $\sigma_{ovz} = \frac{s_1}{D_{ovz}} = \frac{0,116}{0,051} = 2,2$

$$\sigma_{ovz} = \frac{s_2}{D_{ovz}} = \frac{0,06}{0,051} = 1,17$$

Počet desek: $n_1 = 50ks$

Počet trubek v řadě OVZ: $n_2 = 140ks$

Výpočtová délka jedné trubky OVZ: $l_t = 6,5m$

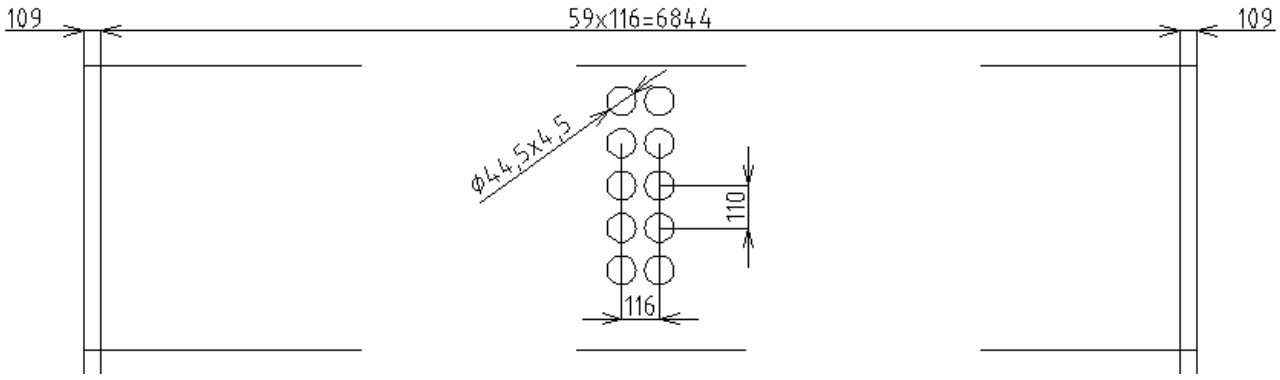
Celkový počet trubek: $n = n_1 \cdot n_2 = 140 \cdot 50 = 7000ks$

Střední průměr trubek: $d = \frac{D_{ovz} + d_{ovz}}{2} = \frac{0,051 + 0,046}{2} = 0,049$

Výhřevná plocha trubek: $S = d \cdot \pi \cdot l_t \cdot n_1 \cdot n_2 = 0,051 \cdot \pi \cdot 6,5 \cdot 7000 = 6822,19m^2$

Rozměry II. tahu kotle: $A = 6,88m$

$B = 7,062m$



Obr.7.1.10-1: Rozteče OVZ

Průřez pro vzduch: $$f = n \cdot \frac{\pi \cdot d_{ovz}^2}{4} = 7000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,046^2}{4} = 11,6 m^2 \quad (7.1.10\text{-}1)$$

Průřez pro spaliny: $$F_{sp} = A \cdot B - n \cdot D_{ovz} \cdot l_t = 6,88 \cdot 7,062 - 50 \cdot 0,051 \cdot 6,5 = 32,012 m^2 \quad (7.1.10\text{-}2)$$

Teplota a entalpie vzduchu:

Na vstupu: $$t_{vz}^{in} = 25°C \Rightarrow i_{vz}^{in} = 226 kJ/kg$$

Na výstupu: $$t_{vz}^{out} = 180°C \Rightarrow i_{vz}^{out} = 1587 kJ/kg$$

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot \left(i_{vz}^{out} - i_{vz}^{in}\right) = 8,17 \cdot \left(1587 - 226\right) = 11160,2 kW \quad (7.1.10\text{-}3)$$

Entalpie spalin na výstupu:

$$i_{sp}^{out} = i_{sp}^{in} - \frac{Q_{ovz}}{m_{pal}} = 2607 - \frac{11160,2}{8,17} = 1239,87 kJ/kg \Rightarrow 147°C \quad (7.1.10\text{-}4)$$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $$t_{sp}^{in} = 314°C \Rightarrow i_{sp}^{in} = 2607 kJ/kg$$

Bilanční teplo ohříváku OVZ na straně spalin:

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot \left(i_{sp}^{in} - i_{sp}^{out}\right) = 8,17 \cdot \left(2607 - 1239,87\right) = 11695 kW \quad (7.1.10\text{-}5)$$

Střední teplota a entalpie vzduchu:

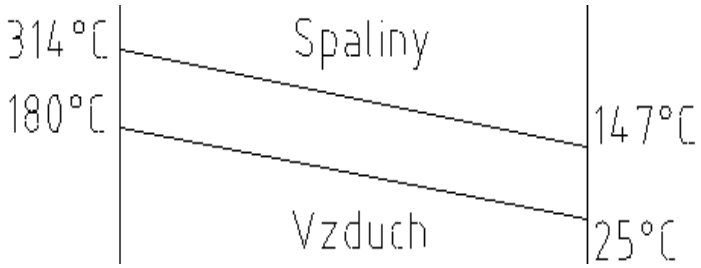
$$t = \frac{t_{vz}^{out} + t_{vz}^{in}}{2} = \frac{180 + 25}{2} = 102,5°C \quad (7.1.10\text{-}6)$$

Střední teplota spalin:

$$t_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{314 + 147}{2} = 230,5°C \quad (7.1.10\text{-}7)$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 128,05°C$$



Obr.7.1.10-2 teplotní spád OVZ

$\Delta t_1 = t_{sp}^{in} - t_{vz}^{out} = 314 - 180 = 134°C$

$\Delta t_2 = t_{sp}^{out} - t_{vz}^{in} = 147 - 25 = 122°C$

Rychlost spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^{V}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273}\right) = \frac{8,17 \cdot 5,9}{32,012} \cdot \left(1 + \frac{230,5}{273}\right) = 3m/s \qquad (7.1.10\text{-}8)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny-stěna:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f = 20 \cdot 1 \cdot 1 = 20W/m^2K \qquad (7.1.10\text{-}9)$$

$\alpha_n = 20W/m^2K$

$c_f = 1$

$c_l = 1$

Měrný objem vody při střední teplotě: $v = 0,00118m^3/kg$

Rychlost vzduchu:

$$w_{vz} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^{V}}{f_1} \cdot \left(1 + \frac{t}{273}\right) = \frac{8,17 \cdot 5,9}{11,6} \cdot \left(1 + \frac{102,5}{273}\right) = 5,6m/s \qquad (7.1.10\text{-}10)$$

Součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_f \cdot c_z = 35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 35W/m^2K \qquad 7.1.10\text{-}11)$$

$\alpha_n = 35,0W/m^2K$

$c_f = 1$, $c_s = 1$, $c_z = 1$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{35 \cdot 20}{35 + 20} = 12,727 W / m^2 K \quad (7.1.10\text{-}12)$$

Teplo předané:

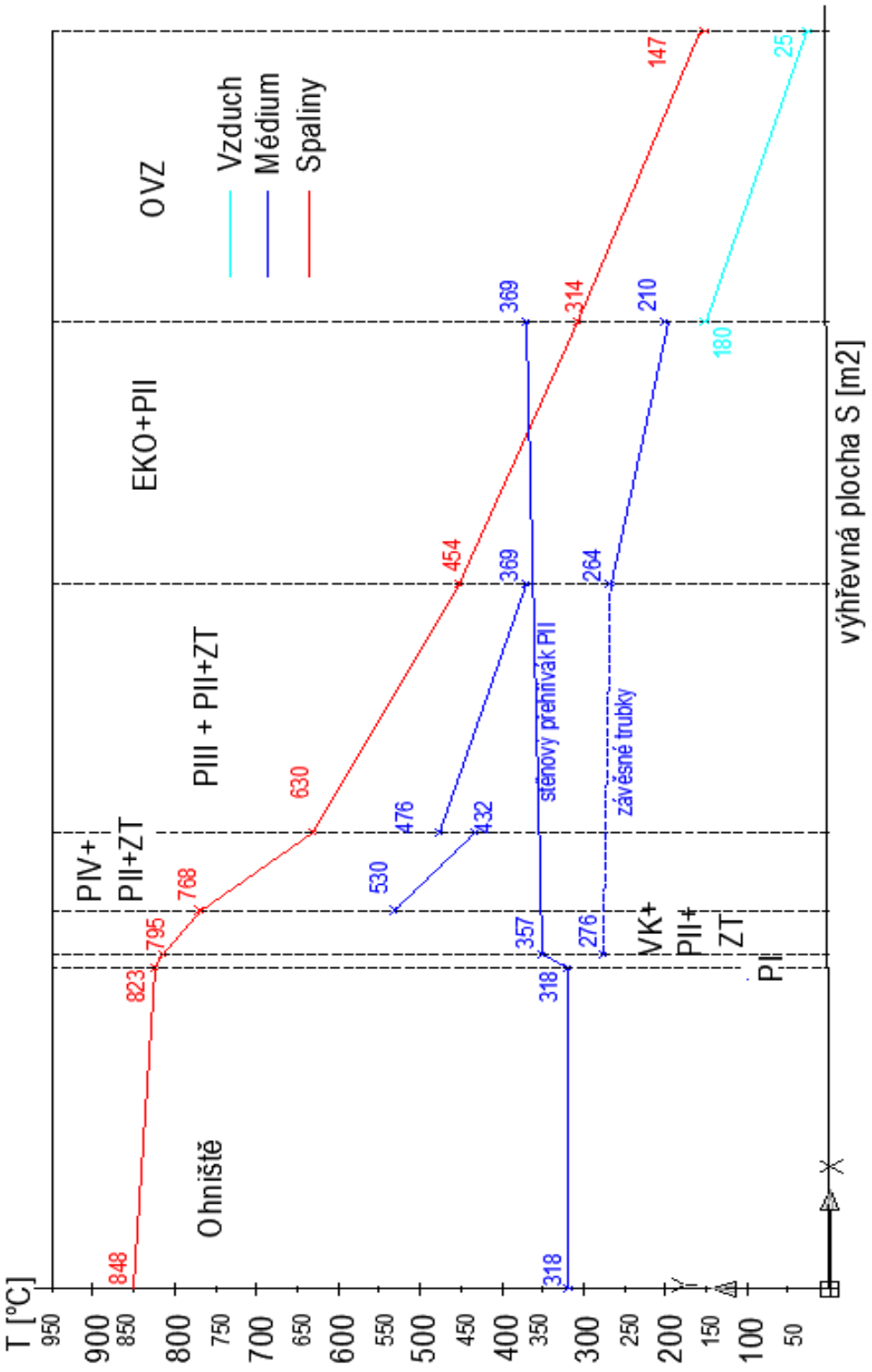
$$Q_k = k \cdot S \cdot \Delta t_{\log} \cdot 10^{-3} = 12,727 \cdot 6823 \cdot 128,05 \cdot 10^{-3} = 11118,96 kW \quad (7.1.10\text{-}13)$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_{ovz} - Q_k}{Q_{ovz}} \cdot 100 = 0,37\% \quad (7.1.10\text{-}14)$$

7. 1. 11 Pilový digram

Pilový diagram zobrazuje průběh teploty spalin a média při spalování uhlí v jednotlivě řazených teplosměnných plochách. U plochy EKO+PII dochází k překročení průběhu média přes průběh spalin. Je to dáno tím, že stěnový přehřívák PII je v oblasti u EKO proveden jako membrána, která zajišťuje těsnost spalinového tahu. Pouze u posledního dílu EKO v zadní stěně na výstupu páry s PII je teplota páry mírně vyšší než je teplota spalin v tahu kotle. Z ekonomického a konstrukčního hlediska je tedy přehřívák PII ukončen až pod konstrukcí EKO, proto zde dochází k malému ochlazování páry, které nemá vliv na provoz kotle.



Obr.7.1.10-3 Pilový diagram spalin a média pro spalování uhlí

7.2 Výpočet pro dřevní štěpku

Způsob použitý při výpočtu návrhu teplosměnných ploch při spalování uhlí je použitý i v případě spalování dřevní štěpky. Teploty na médiu jsou totožné, ale teploty spalin jsou spočítány úměrně palivu.

Tab. 7.2-1 Navržení teploty pro teplosměnné plochy

výměník	**spaliny [°C] (vstup/výstup)**		**médium [°C] (vstup/výstup)**	
Výparník (vyp)	856	856	273	318
Deskový přehřívák (PI)	825	799	318	353
Stěnový přehřívák (PII)	799	363	353	368
Výstupní přehřívák (PIV)	768	644	432	530
Konvenční přehřívák (PIII)	644	488	368	477
Ekonomizér (EKO)	488	363	209	264
Závěsné trubky (ZT)	799	488	264	273
Ohřívák vzduchu (OVZ)	363	150	25	180

Pozn. 1: vyznačené hodnoty pro teploty páry u OVZ jsou myšleny teplota okolního vzduchu a teplota přiváděného vzduchu do spalovací komory.

Tab. 7.2 Entalpie spalin a média

V této tabulce jsou znázorněny entalpie pro navržené teploty (z tab. 7.1) pro spaliny a médium popřípadě vzduch.

Tab. 7.2-1 Navržení teploty pro teplosměnné plochy

výměník	**spaliny [kJ/kg] (vstup/výstup)**		**médium [kJ/kg] (vstup/výstup)**	
Výparník (vyp)	23989	22494,17	1199,57	2643,94
Deskový přehřívák (PI)	22494,17	21581,77	2643,94	2924,2
Stěnový přehřívák (PII)	5307,67	2272,99	2924,2	2981
Výstupní přehřívák (PIV)	5078,94	4186,09	3195,54	3456,3
Konvenční přehřívák (PIII)	4186,09	3110,25	2981	3318,77
Ekonomizér (EKO)	3110,25	2272,99	896	1153,6
Závěsné trubky (ZT)	5307,67	3110,25	1153,6	1199,57
Ohřívák vzduchu (OVZ)	2272,99	911,11	226	1587

7.2.1 Tepelná bilance výparníku VYP

Tepelná bilance spalovací komory

Tepelná výměna ve spalovací komoře se děje ve výparníku a v deskovém přehříváku.

Výkon výparníku a deskového přehříváku na straně páry:

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = 57225,95 + 11103,9 = 68329,895kW \quad (7.2.1\text{-}1)$$

V ideálním případě se dá použít rovnosti výkonů výparníku a deskového přehříváku ze strany spalin a ze strany páry.

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = Q_{VYP,s} + Q_{PI,s} \quad (7.2.1\text{-}2)$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} =$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} = 68329,89 - 11104 = 57225,89kW$$

Výkon výparníku na straně spalin vydělíme termickou účinností, pro stanovení tepelného příkonu do výparníku. Logickou úvahou lze předpovídat nižší tepelné ztráty při vyšších provozovaných teplotách.

$$Q_{VYP,s} = 57023,4 \cdot 1,035 = 59228,8kW \quad (7.2.1\text{-}3)$$

Následující výpočet slouží k zjištění teploty spalin na začátku výparníku, která se dostane z tepelné bilance. Tato rovnost je omezena účinností spalování.

$$i_{sp,VYPin} = \frac{Q_{VYP,sp}}{(m_p - m_{vs})} + i_{sp,PIout} = \frac{59228,8}{41,67 - 2,05} + 22494,17 = 23989kJ/kg \quad (7.2.1\text{-}4)$$

Této entalpii odpovídá teplota $t_{VYP,in} = 856°C$

Výparník na straně média

Napájecí voda pro výparník nejprve putuje přes ekonomizér a závěsné trubky a (vystupuje na mezi sytosti) jde dále do bubnu. Buben poté zásobuje výparník vodou. Ve výparníku dochází ke změně z kapaliny na plyn-pára.

Entalpický spád ve výparníku:

$$\Delta i_{VYP} = i_{VYP,out} - i_{VYP,in} = 2643,94 - 1199,57 = 1444,371 kJ / kg \quad (7.2.1\text{-}5)$$

Výkon výparníku:

Do výparníku vstupuje množství vody, které se dostane odečtení množství vstřiku m_{vs} od množství páry m_p. Poté je množství vody m_v vynásobeno výše spočítaným entalpickým spádem Δi_{VYP}

$$m_v = m_p - m_{vs} = 41,67 - 2,05 = 39,62 kg / s \quad (7.2.1\text{-}6)$$

$$Q_{VYP,p} = \Delta i_{VYP} \cdot m_v = 1444,37 \cdot 39,62 = 57225,95 kW \quad (7.2.1\text{-}7)$$

7.2.2 Deskový přehřívák PI

Navrhnuté rozměry:

Doporučená volba rozměru trubek je 44,5x5,6 [2][1].

Vnější průměr trubky: $d_1 = 44,5mm = 0,0445m$

Vnitřní průměr trubky: $d_2 = d_1 - 2t_{st} = 0,0333m$

Tloušťka stěny: $t_{st.} = 0,0056m$

Počet desek: $n_d = 4ks$

Počet trubek v desce: $n_{t1} = 24ks$

Celkový počet trubek: $n_t = n_{t1} \cdot n_d = 24ks \cdot 4ks = 96ks$

Přímá rozteč střední: $s_1 = 1450mm = 1,45m$

Podélná rozteč: $s_2 = 61mm = 0,061m$

Poměrná přímá rozteč: $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_1} = \frac{1,45}{0,0445} = 32,6$ (7.2.2-1)

Poměrná podélná rozteč: $\sigma_1 = \frac{s_2}{d_1} = \frac{0,061}{0,0445} = 1,37$ (7.2.2-2)

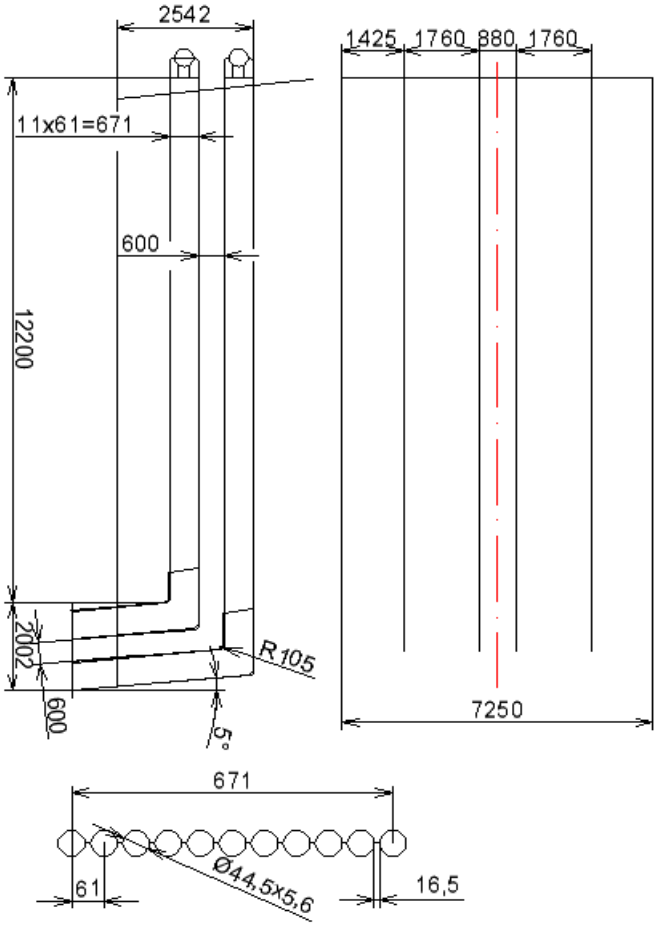
Úhlový součinitel: $x_d = 0,98$

Šířka výměníku: $a = 7250mm = 7,25m$

Hloubka výměníku: $b = 2542 = 2,542m$

Výška výměníku: $v = 12200mm = 12,2m$

Šířka potrubí: $b_{tr.} = 671mm = 0,671m$



Obr.: 7.2.2-1 Schéma deskového přehříváku.

Výpočet výhřevných ploch deskového přehříváku PI:

Plocha desek:

$$S = 4 \cdot b_{tr.} \cdot v \cdot n_d \cdot x_d + S_L = 4 \cdot 0,671 \cdot 12,2 \cdot 4 \cdot 0,98 + 50 = 178m^2 \quad (7.2.2\text{-}3)$$

Plocha stropu:

$$S_{strop} = a \cdot b = 7,25 \cdot 2,542 = 18,429 m^2 \quad (7.2.2\text{-}4)$$

Plocha přední stěny:

$$S_{před.st.} = a \cdot (v \cdot v_d) = 7,25 \cdot (12,2 + 2,002) = 102,95 m^2 \quad (7.2.2\text{-}5)$$

v_d -zbytková plocha deskových přehříváků

Plocha zadní stěny:

$$S_{Zad.st} = S_{pred.st} - S_{strop} = 102,95 - 18,429 = 84,52 m^2 \quad (7.2.2\text{-}6)$$

Plocha boční stěny:

$$S_{boční} = 2 \cdot b \cdot v = 2 \cdot 5,421 \cdot 12,2 = 133,956 m^2 \quad (7.2.2\text{-}7)$$

Plocha varnic:

$$S_{varnic} = \left(S_{pred.st} + S_{zad.st} + S_{boční}\right) \cdot x_{var} = \left(84,429 + 102,95 + 133,956\right) \cdot 0,9 = 289,284 m^2 \quad (7.2.2\text{-}8)$$

Doplňková plocha:

$$S_d = S_{strop} + S_{varnic} = 18,249 + 289,284 = 307,713 m^2 \quad (7.2.2\text{-}9)$$

Vstupní průřez přehříváku:

$$S_{in} = a \cdot (b + v - v_{vk}) = 7,25 \cdot (2,542 + 12,2 - 6,123) = 62,488 m^2 \quad (7.2.2\text{-}10)$$

v_{vk} -výška výstupní komory

Výstupní průřez přehříváku:

$$S_{out} = a_k \cdot v_{vk} = 3 \cdot 6,123 = 22,961 m^2 \quad (7.2.2\text{-}11)$$

Průřez pro příčné proudění spalin:

$$S_{pr.sp} = v_{vk} \cdot a - n_d \cdot v_{vk} \cdot d_1 = 6,123 \cdot 3 - 4 \cdot 6,123 \cdot 0,0445 = 21,871 m^2 \quad (7.2.2\text{-}12)$$

Průřez pro podélné proudění spalin:

$$S_{po.sp} = b \cdot a - n_d \cdot b \cdot d_1 = 7,25 \cdot 2,542 - 4 \cdot 0,0445 \cdot 2,542 = 17,977 m^2 \quad (7.2.2\text{-}13)$$

Průřez pro páru:

$$S_{para} = \frac{n_t \cdot \pi \cdot d_2^2}{2 \cdot 4} = \frac{96 \cdot \pi \cdot 0,0333^2}{8} = 0,042 m^2 \quad (7.2.2\text{-}14)$$

Obvod kanálu podélného proudění:

$$O_{pod}^{para} = 2 \cdot (a+b) + n_d \cdot b_{tr} 4 + 4 \cdot n_d \cdot d_1 = \\ = 2 \cdot (7,25+5,49) + 4 \cdot 0,671 \cdot 4 + 4 \cdot 0,671 \cdot 0,0445 = 36,928 m^2 \quad (7.2.2\text{-}15)$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = 4 \cdot \frac{S_{po.sp}}{O_{pod}^{para}} = 1,947 \quad (7.2.2\text{-}16)$$

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$a_d = \frac{a}{n_d + 1} = \frac{7,25}{4+1} = 1,45 m \quad (7.2.2\text{-}17)$$

$$t_s = \frac{1,8}{\frac{1}{v+v_d} + \frac{1}{a_d} + \frac{1}{b}} = \frac{1,8}{\frac{1}{12,2+2,002} + \frac{1}{1,45} + \frac{1}{2,542}} = 1,56 m$$

Plocha pro příčné prodění:

$$S_{pri.} = 2 \cdot v_k \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = 2 \cdot 6,123 \cdot (12,2 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0,98 = 64,42 m^2 \quad (7.2.2\text{-}18)$$

Plocha pro podélné proudění:

$$S_{pod.} = 2 \cdot (v + v_d - v_{vk}) \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = \\ = 2 \cdot (12,2 + 2,002 - 6,123) \cdot (2,542 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0.98 = 84,98 m^2 \quad (7.2.2\text{-}19)$$

Součinitel: $\delta = 1$

Z výpočtu ohniště:

Součinitel nerovnoměrnosti v ohništi: $y_h = 0,7$

Tepelné zatížení stěn: $q_{pl.} = 159,29 kW / m^2$

Tepelné zatížení výstupního průřezu spalin:

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot q_{pl} = 1 \cdot 0,7 \cdot 159,22 = 111,503 kW / m^2 \quad (7.2.2\text{-}20)$$

Součinitel zeslabení 3atomovými plyny: $k_{sp} = 10 \frac{1}{m \cdot MPa}$

Součinitel na úkor popílku: $k_p \cdot r_p = 0,00899 \frac{1}{m \cdot MPa}$

Optická hustota: $k \cdot p \cdot s = 0,196$

Stupeň černosti spalin: $\alpha_0 = 0,27$

Úhlový součinitel ohniště: $\varphi_0 = \sqrt{(\frac{b - 2 \cdot b_x}{a_d})^2 + 1} - \frac{b - 2 \cdot b_x}{a_d} = 0,437$ (7.2.2-21)

Součinitel tepelné efektivnosti: $\psi = 0,6$

Pozn.: *Součinitele jsou odvozeny podle [2] a odvozeny v kapitole 6.8.2.*

Tepelné zatížení výstupního průřezu PI:

$$q_{sv} = q_0 \cdot \frac{S_{in}}{S_{out}} \cdot (1 - \alpha_0) \cdot \varphi_0 + 5,7 \times 10^{-3} \cdot \psi \cdot \alpha_0 \cdot (\frac{T_{PI.st} + 273,15}{100})^4 = 109,611 kW / m^2$$

(7.2.2-22)

Sálavé tepla:

Teplo pohlcené v prostoru PI:

$$Q_{s,p} = \frac{q_0 \cdot S_{in} + q_{sv} \cdot S_{out}}{m_{pal}} = \frac{111,503 \cdot 62,48 + 109,611 \cdot 22,96}{12,19} = 777,96 kJ / kg$$ (7.2.2-23)

Teplo pohlcené přehřívákem PI:

$$Q_{s,PI} = \frac{S}{S + S_d} \cdot Q_{s,p} = \frac{178}{178 + 307,713} \cdot 777,96 = 285,101 kJ / kg$$ (7.2.2-24)

Teplo pohlcené varnicemi

$$Q_{s,\text{var}} = \frac{S_{\text{var}}}{S + S_d} \cdot Q_{s,p} = \frac{289,28}{178 + 307,713} \cdot 777,96 = 463,34 kJ / kg$$ (7.2.2-25)

Teplo pohlcené stropem:

$$Q_{s,strop} = Q_{s,p} - Q_{s,\mathrm{var}} - Q_{s,PI} = 777,96 - 463,34 - 285,101 = 29,52 kJ / kg \quad (7.2.2\text{-}26)$$

Bilance na straně spalin:

$$Q_s = m_{pal.} \cdot (i_{s.in} - i_{s,out}) = 12,19 \cdot (22494,17 - 21581,77) = 11103,9 kW \quad (7.2.2\text{-}27)$$

$i_{s.in}$ =22494,17kJ/kg $t_{s.in} = 825°C$

$i_{s,out}$ =21581,77kJ/kg $t_{s,out}$ =799°C

Střední teplota spalin: $T_{s.st} = \frac{t_{PI.out} + t_{PI.in}}{2} = \frac{799 + 825}{2} = 812°C$ (7.2.2-28)

Na straně média:

$$Q_p = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot (i_{p.out} - i_{p,in}) \quad (7.2.2\text{-}29)$$

Teplota média na vstupu: $t_{p.in} = 318°C$

Entalpie média na vstupu: $i_{p.in} = 2643,94 kJ / kg$

Entalpický spád:

$$Q_s = Q_p = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \Delta i = (41,67\text{-}2,05) \cdot \Delta i = 11103,86 kW \quad (7.2.2\text{-}30)$$

$$\Delta i = \frac{Q}{\left(m_p - m_{vs}\right)} = \frac{11103,86}{41,67 - 2,05} = 280,259 kJ / kg \quad (7.2.2\text{-}31)$$

Entalpie páry na výstupu:

$$i_{p.out} = \Delta i + i_{p.in} = 256,61 + 2656,94 = 2913,15 kJ / kg \quad (7.2.2\text{-}32)$$

Entalpii odpovídající teplota, čili teplota na výstupu: $t_{p.out} = 356°C$

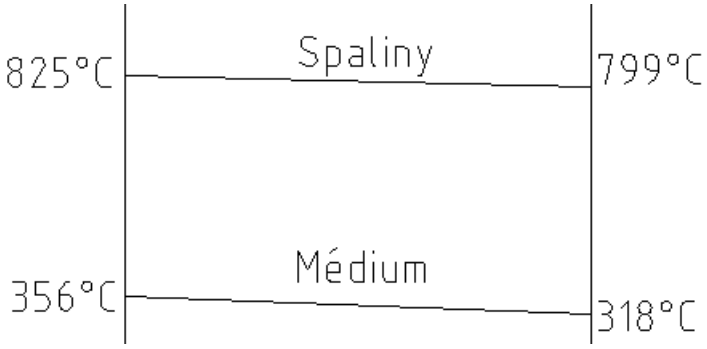
Střední teplota média: $T_{p.st.} = \frac{t_{PI.in} + t_{PI.out}}{2} = \frac{318 + 356}{2} = 337°C$ (7.2.2-33)

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 475,509°C$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p.in} = 799\text{-}318 = 481°C$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p.out} = 825\text{-}356 = 469°C$$



obr. 7.1.5. teplotní spád PI.

Rychlost spalin:

-podélné prodění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^V_{sp,\alpha}}{S_{po.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273}\right) = \frac{12,19 \cdot 4,345}{17,977} \cdot \left(1 + \frac{812}{273}\right) = 11,69 m/s \qquad (7.2.2\text{-}34)$$

-příčné prodění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^V_{sp,\alpha}}{S_{pri.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273}\right) = \frac{12,19 \cdot 4,345}{22,871} \cdot \left(1 + \frac{812}{273}\right) = 9,61 m/s \qquad (7.2.2\text{-}35)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin:

-příčné proudění: $\alpha_k^{pr} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 90 = 90 W/m^2K$ (7.2.2-36)

Podle literatury [2] pro rychlost spalin v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$c_z = 1$$

$$c_s = 1$$

$$c_f = 1$$

$$\alpha_n = 90 W/m^2K$$

-podélné proudění: $\alpha_k^{pod} = c_l \cdot c_f \cdot \alpha_n = 1 \cdot 1 \cdot 40 = 40 W/m^2K$ (7.2.2-37)

Podle literatury [2] pro rychlost spalin v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$c_l = 1$$

$$c_f = 1$$

$$\alpha_n = 40 W/m^2K$$

Součinitel zanešení přehříváku: $\varepsilon = 0,014$

Rychlost média:

$$w_p = \frac{(m_p - m_{vs}) \cdot v}{S_{pára}} = \frac{(41,67 - 2) \cdot 0,023}{0,042} = 21,72 m/s \quad (7.2.2\text{-}38)$$

v – *měrný objem páry* m^3/kg

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 3200 = 3200 W/m^2K \quad (7.2.2\text{-}39)$$

Střední teplota zanešeného povrchu deskového přehříváku:

$$t_{za} = T_{PI.st} + (\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}) \cdot \frac{m_{pal} \cdot (Q_p)}{S \times 10^{-3}} \quad (7.2.2\text{-}40)$$

$$t_{za} = 337 + (0,014 + \frac{1}{3200}) \cdot \frac{12,19 \cdot (10166)}{178,36} = 1118°C$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha_n \cdot \alpha_0 = 0,3 \cdot 295 = 88,5 W/m^2K \quad (7.2.2\text{-}41)$$

Součinitel efektivního vyžití šotů: $\xi = 0,8$

Součinitel přestupu tepla:

-příčné proudění:

$$\alpha_{pr} = \xi \cdot \left(\alpha_k^{pr} \cdot \frac{\pi \cdot d_1}{2 \cdot s_2 \cdot x_d} + \alpha_s \right) = 0,8 \cdot \left(90 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,061 \cdot 0,7} + 88,5 \right) = 164,68 W / m^2 K \qquad (7.2.2\text{-}42)$$

-podélné proudění:

$$\alpha_{po} = \xi \cdot \left(\alpha_k^{po} \cdot \frac{\pi \cdot d_1}{2 \cdot s_2 \cdot x_d} + \alpha_s \right) = 0,8 \cdot \left(40 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,061 \cdot 0,7} + 88,5 \right) = 114,98 W / m^2 K \qquad (7.2.2\text{-}43)$$

Součinitel prostupu tepla:

-příčné proudění: $$k_{pr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{pr}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{164,68} + \frac{1}{3200}} = 156,62 W / m^2 K \qquad (7.2.2\text{-}44)$$

-podélné proudění: $$k_{po} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{po}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{114,98} + \frac{1}{3200}} = 110,99 W / m^2 K \qquad (7.2.2\text{-}45)$$

Střední součinitel: $$k = \frac{k_{pr} \cdot S_{pr} + k_{po} \cdot S_{po}}{S_{pr} + S_{po}} = 130,67 W / m^2 K \qquad (7.2.2\text{-}46)$$

Teplo předané do deskového přehříváku:

$$Q_{PI} = \left(k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S_{po} \right) \times 10^{-3} = 130,67 \cdot 5475,51 \cdot 178 \times 10^{-3} = 11081,95 kW \qquad (7.2.2\text{-}47)$$

Odchylka: $$\Delta Q_{PI} = \frac{Q_p - Q_{PI}}{Q_p} \cdot 100 = \frac{11103,9 - 11081,95}{11103,9} \cdot 100 = 0,198\% \qquad (7.2.2\text{-}48)$$

7.2.3 Vratná komora

$$Q = \Sigma \frac{\alpha_s \cdot (\vartheta - t_z) \cdot F_{\acute{u}s}}{M_{pv} \cdot 10^3} = \frac{52,823 \cdot (896,5 - 287) \cdot 169}{12,19 \cdot 10^3} = 446kW$$

α_s – *součinitel přestupu tepla sáláním* $[W / m^2K]$

ϑ – *střední teplota spalin v prostoru* $[°C]$

t_z – *teplota vnějšího povrchu nánosů na stěnách* $[°C]$

$F_{\acute{u}s}$ – *účinná sálavá plocha výhřevných ploch v prostoru* $[m^2]$

M_{pv} – *skutečné množství spáleného paliva* $[kg / s]$

(7.2.3-1)

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)} = 52,823 W / m^2K$$

(7.2.3-2)

a_{st} – *stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se uvažuje* $a_{st} = 0,8$

a – *stupeň černosti proudu spalin, při teplotě proudu* T $[K]$

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,569} = 0,434$$

(7.2.3-3)

Střední teplota spalin v prostoru:

$$T_{st.s} = \frac{t_{sVK}^{out} + t_{sVK}^{in}}{2} = \frac{825 + 768}{2} = 896,5°C$$

(7.2.3-4)

$$T = \frac{t_{sVK}^{out} + t_{sVK}^{in}}{2} + 273,15 = \frac{825 + 768}{2} + 273,15 = 1069,6K$$

(7.2.3-5)

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \vartheta_{syt} + 273{,}15 + \Delta t = 277 + 273{,}15 + 10 = 559{,}15K \tag{7.2.3-6}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěny, byla zvolena tak, že teplotě média na stavu sytosti odpovídající teplotě v bubnu byla přičtena dle konzultace odchylka +10 °C.

Exponent rovnice

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = (1{,}212 + 0) \cdot 0{,}1 \cdot 4{,}69 = 0{,}568 \tag{7.2.3-7}$$

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3{,}6 \cdot \frac{221{,}4}{169{,}82} = 4{,}69 \tag{7.2.3-8}$$

V_o-účinná plocha [m^3]

$$V_o = A \cdot B \cdot v_{sk} - n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \cdot v_{sk} = 7{,}25 \cdot 5{,}49 \cdot 5{,}58 - 60 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}051^2}{4} \cdot 5{,}58 = 221{,}4m^3 \tag{7.2.3-9}$$

$$F_{st} = 2 \cdot \left(A \cdot v_{ok}\right) + (B \cdot v_{ok}) + n_{tr} \cdot \pi \cdot D_{zt} \cdot v_{sk} =$$
$$= 2 \cdot \left(6{,}88 \cdot 5{,}58\right) + (7{,}062 \cdot 5{,}58) + 60 \cdot \pi \cdot 0{,}051 \cdot 5{,}58 = 169{,}82m^2 \tag{7.2.3-10}$$

$p - tlak\ v\ prostoru\left[MPa\right]$

$k_p \cdot \mu$-předpokládáme čisté spaliny bez částic popílku, čili tento sčítanec odpadá.

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3{,}16\sqrt{p_s \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{T_{st.s} + 273{,}15}{1000}\right) \cdot r_S = 1{,}212 \tag{7.2.3-11}$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (f - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}}{O_{SV\,\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}} = 0{,}289 \tag{7.2.3-12}$$

$$r_{O_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\,\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\,\min}} = 0{,}162 \tag{7.2.3-13}$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{O_2} = 0,451 \quad (7.2.3\text{-}14)$$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2.p} = c_d \cdot \alpha_N = 0,92 \cdot 2500 = 2300 W/m^2K \quad (7.2.3\text{-}15)$$

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q}{S} = \frac{482}{169} = 2,85 kW/m^2 \quad (7.2.3\text{-}16)$$

Plocha vedlejších ploch:

Závěsné trubky:

$$S_{zt} = n_{tr} \cdot D_{PIV} \cdot v_{1PIV} = 60 \cdot 0,051 \cdot \pi \cdot 5,58 = 53,642 W/m^2 \quad (7.2.3\text{-}17)$$

Stěnový přehřívák

$$S_{PII} = (2 \cdot (v_{sk} \cdot B) + (v_{sk} \cdot A) + (A \cdot B)) = (2 \cdot (5,58 \cdot 6,844) + (5,58 \cdot 7,062) + (A \cdot B) = 167,1 m^2$$

Tepelný výkon:

Závěsné trubky:

$$Q_{zt} = q \cdot S_{zt} = 53,642 \cdot 2,64 = 141,687 kW \quad (7.2.3\text{-}18)$$

Stěnový přehřívák:

$$Q_{PII} = q \cdot S_{zt} = 2,64 \cdot 167 = 440,88 kW/m^2 \quad (7.2.3\text{-}19)$$

7.2.4 Výstupní přehřívák PIV

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIV: $D_{PIV} = 44,mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky PIV: $t_s = 5,6mm = 0,0056m$

Vnitřní průměr trubky PIV: $d_{PIV} = D_{PIV} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0056 = 0,0334m$

Rozteč trubek PIII – přímá: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0,85m$

Poměrná rozteč trubek PIV: $\sigma_{PIV} = \frac{s_1}{D_{PIV}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PIV} = \frac{s_2}{d_{PIV}} = \frac{0,85}{0,035} = 25,526$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5m$

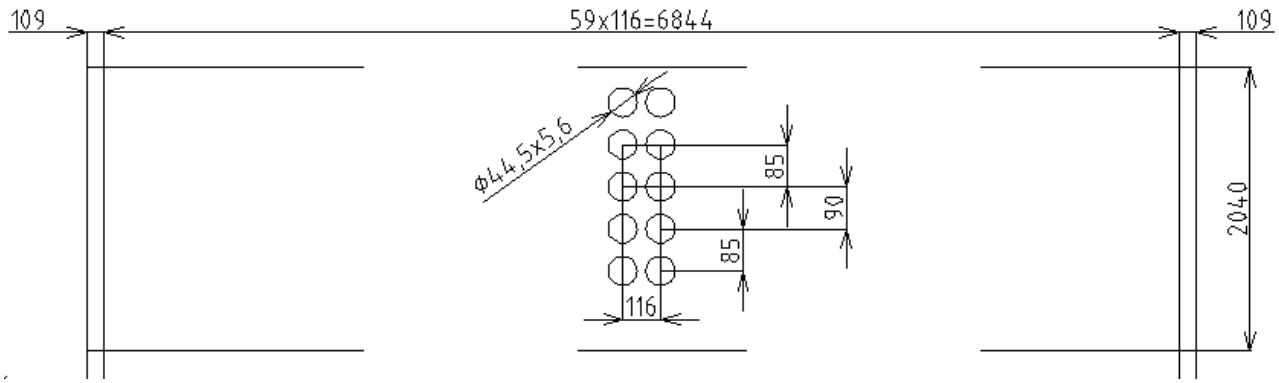
Počet desek v jednom dílu přehříváku PIV: $n_{1PIV} = 60ks$

Výpočtová délka jedné trubky PIV: $l_{PIV} = 6,72m$

Počet smyček v jednom hadu PIV: $n_{sPIV} = 5ks$

Počet paralelních cest ve smyčce PIV: $n_{cPIV} = 2ks$

délka trubek svazku PIV: $l_{1PIV} = 2 \cdot n_{1IV} \cdot l_{PIV} \cdot n_{sPIV} \cdot n_{cPIV} = 8064m$



Obr.7.2.4-1 Rozteče výstupního přehříváku PIV

Výhřevná plocha přehříváku:

svazek PIV: $S_{1PIV} = \pi \cdot D_{PIV} \cdot l_{1PIV} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 8064 = 1127 m^2$ (7.2.4-1)

Průřez pro médium:

svazek PIV: $f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIV}^2 \cdot n_{1PIV} \cdot n_{cPIV}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,033^2 \cdot 59 \cdot 2}{4} = 0,104$ (7.2.4-2)

Výška:

svazek PV: $v_{1PIV} = n_s \cdot 4 \cdot s_1 + 2 \cdot n_s \cdot s_1 = 2,04 m$ (7.2.4-3)

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88 m$$

$$B = 7,062 m$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{PIV} \cdot n_{1PIV} \cdot l_{PIV} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 60 \cdot 6,72 = 30,64$$ (7.2.4-4)

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{PIV} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{PIV}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,85}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 2,5 m$$ (7.2.4-5)

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{pPIV}^{in} = 432°C \Rightarrow i_{pPIII}^{in} = 3195,54 kJ / kg$

Na výstupu: $t_{pPIV}^{out} = 530°C \Rightarrow i_{pPIV}^{out} = 3456,3 kJ / kg$

$$Q_p^{PIV} = (m_p) \cdot (i_{pPIV}^{out} - i_{pPIV}^{in}) = 41,67 \cdot (3456 - 3195,54) = 10865,87 kW$$ (7.2.4-6)

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sPIV}^{in} = 768°C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 5078,94 kJ / kg$

Na výstupu: $t_{sPIV}^{out} = 644°C \Rightarrow i_{sPIV}^{out} = 4186,09 kJ / kg$

$$Q_p^{PIV} = Q_s^{PIV} = \left(m_{pal}\right)\cdot\left(i_{sPIV}^{in} - i_{pPIV}^{out}\right) \tag{7.2.4-7}$$

$$Q_s^{PIV} = \left(m_{pal}\right)\cdot\left(i_{sPIV}^{in} - i_{pPIV}^{out}\right) = 12,19\cdot\left(5078,94 - 4186,09\right) = 10883,84kW \tag{7.2.4-8}$$

Množství páry: $m_p = 41,67kg/s$

Množství vstřiku: $m_{vs} = 2,06kg/s$

Množství paliva: $m_{pal.} = 12,19kg/s$

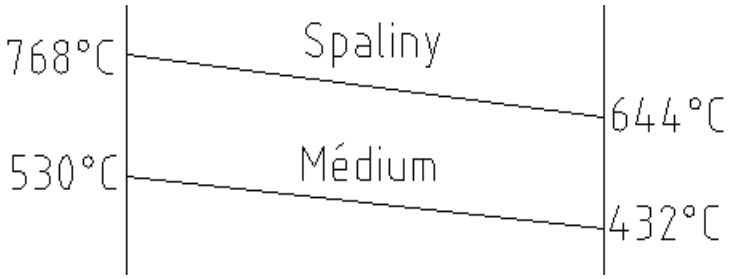
Množství spalin: $O_{sp.\alpha}^{V} = 4,343Nm^3/kg$

Střední teplota média: $T_{st.p} = \frac{t_{pPIV}^{out} + t_{pPIV}^{in}}{2} = \frac{530+432}{2} = 481°C$ (7.2.4-9)

Střední teplota spalin: $T_{st.p} = \frac{t_{sPIV}^{out} + t_{sPIV}^{in}}{2} = \frac{644+768}{2} = 706°C$ (7.2.4-10)

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3\cdot\log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 225°C$$



$\Delta t_1 = t_{s,in} - t_{p.out}$=768-530=238°C

Obr. 7.2.4-2 Teplotní spád PIV

$\Delta t_2 = t_{s.out} - t_{p.in}$=644-432=212°C

Optická hustota:

$$k\cdot p\cdot s = \left(k_{sp}\cdot r_{sp} + k_p\cdot\mu\right)\cdot p\cdot s = \left(0,604 + 0,0089\right)\cdot 0,1\cdot 2,5 = 0,153 \tag{7.2.4-11}$$

Součinitel $k_{sp}\cdot r_{sp}$: $k_{sp}\cdot r_{sp} = 0,604\frac{1}{MPa\cdot m}$

Součinitel $k_p \cdot \mu_p$: $k_p \cdot \mu_p = 0,00899 \ \frac{1}{MPa \cdot m}$

uvažovaný tlak: $p = 0,1MPa$

Stupeň černosti spalin: $\alpha = 0,23$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^V_{sp.\alpha}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp.st}}{273,15}\right) = \frac{12,19 \cdot 4,343}{30,64} \cdot \left(1 + \frac{706}{273,15}\right) = 6,2m/s \qquad (7.2.4\text{-}12)$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,5 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5 \times 10^{-3} \qquad (7.2.4\text{-}13)$$

$\varepsilon_0 = 5 \times 10^{-3}$

$c_d = 1$

$c_f = 1$

Střední měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$v = 0,0367m^3/kg$

Rychlost média: $w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f}\right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 2,06}{0,103}\right) \cdot 0,0367 = 13,9m/s \qquad (7.2.4\text{-}14)$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2.p} = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 2500 = 2500W/m^2K \qquad (7.2.4\text{-}15)$$

Teplota zanešené stěny: $t_{zs} = T_{st.p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIV}}{S_{PIV}} \right) = 481°C$ (7.2.4-16)

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha \cdot \alpha_N = 1 \cdot 140 = 140 W / m^2 K \quad (7.2.4\text{-}17)$$

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp.PIII}^{in} + 273{,}15}{1000} \right)^{0{,}23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIV}} \right) = 1{,}228 \quad (7.2.4\text{-}18)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 140 \cdot 1{,}228 = 171{,}68 W / m^2 K \quad (7.2.4\text{-}19)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_f \cdot c_z = 70 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 70 W / m^2 K \quad (7.2.4\text{-}20)$$

$\alpha_n = 70 W / m^2 K$

$c_s = 1$

$c_f = 70$

$c_z = 1$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0{,}23 \cdot (70 + 171{,}68) = 55{,}586 W / m^2 K \quad (7.2.4\text{-}21)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{55{,}586}{1 + \left(0{,}005 + \frac{1}{2500} \right) \cdot 55{,}586} = 42{,}75 W / m^2 K \quad (7.2.4\text{-}22)$$

Tepelný výkon v prostoru přehříváku PIV:

$$Q_{PIV} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S \cdot 10^{-3} = 45{,}75 \cdot 225 \cdot 1127 \cdot 10^{-3} = 10844{,}6 kW \quad (7.2.4\text{-}23)$$

Odchylka výstupního přehříváku PIV:

$$\Delta Q = \frac{Q_p^{PIV} - Q_{PIV}}{Q_p^{PIV}} \cdot 100 = 0,196\% \quad (7.2.4\text{-}24)$$

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q_{PIV}}{S} = \frac{10845}{1127} = 9,62 kW / m^2 \quad (7.2.4\text{-}25)$$

Plocha vedlejších ploch:

Závěsné trubky:

$$S_{zt} = n_{tr} \cdot D_{PIV} \cdot v_{1PIV} \cdot \pi = 60 \cdot 0,0445 \cdot 2,04 \cdot 3,14 = 17,081 W / m^2 \quad (7.2.4\text{-}26)$$

Stěnový přehřívák:

$$S_{PII} = (2 \cdot (v_{PIV} \cdot B) + 2 \cdot (v_{PIV} \cdot A)) \cdot x_{pII} = 2 \cdot (2,04 \cdot 6,844) + 2 \cdot (2,04 \cdot 7,062) = 56,88 W / m^2 \quad (7.2.4\text{-}27)$$

Tepelný výkon:

Závěsné trubky:

$$Q_{zt} = q \cdot S_{zt} = 9,62 \cdot 17,081 = 165 kW \quad (7.2.4\text{-}28)$$

Stěnový přehřívák:

$$Q_{PII} = q \cdot S_{zt} = 9,62 \cdot 56,88 = 547,2 kW \quad (7.2.4\text{-}29)$$

7.2.5 Konvenční přehřívák PIII

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIII: $D_{PIII} = 44,5mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky PIII: $t_s = 5mm = 0,005m$

Vnitřní průměr trubky PIII: $d_{PIII} = D_{PIII} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,005 = 0,0345m$

Rozteč trubek PIII – přímá: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0.85m$

Poměrná rozteč trubek PII: $\sigma_{PIII} = \frac{s_1}{D_{PIII}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PIII} = \frac{s_2}{d_{PIII}} = \frac{0,85}{0,035} = 24,638$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5m$

Počet desek v jednom dílu přehříváku PIII: $n_{1PIII} = 60ks$

Počet ve svazcích přehříváku PIII : $n_{PIII} = 4 \cdot n_{1PIII} = 200ks$

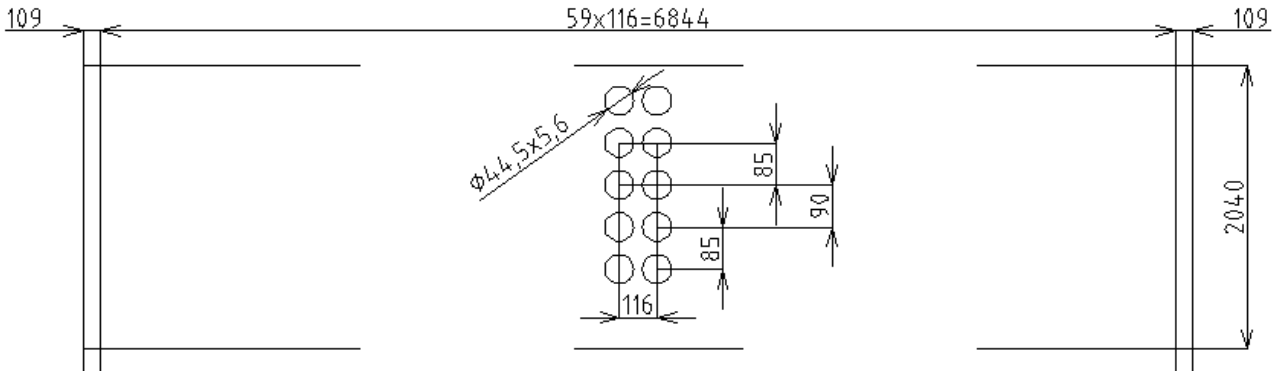
Výpočtová délka jedné trubky PIII: $l_{PIII} = 6,72m$

Počet smyček v jednom hadu PIII: $n_{sPIII} = 4ks$

Počet paralelních cest ve smyčce PIII: $n_{cPIII} = 2ks$

délka trubek v jednom svazku PIII: $l_{1PIII} = 2 \cdot n_{1PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 6432m$

Délka trubek v celém přehříváku PIII: $l_{1PIII} = 2 \cdot n_{PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 25728m$



Obr.7.2.5-1: Rozteč přehříváku PIII-jeden svazek

Výhřevná plocha přehříváku:

Jeden svazek PIII: $S_{1PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{1PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 6432 = 900m^2$ (7.2.5-1)

Celková přehříváku PIII: $S_{PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 25728 = 3597m^2$ (7.2.5-2)

Průřez pro médium:

Jeden svazek PIII: $f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIII}^2 \cdot n_{1PIII} \cdot n_{cPIII}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,035^2 \cdot 60 \cdot 2}{4} = 0,112m^2$ (7.2.5-3)

Výška:

Jeden svazek PIII: $v_{1PIII} = n_s \cdot 4 \cdot s_1 + 2 \cdot n_s \cdot s_1 = 2,04m$

Celková výška PIII: $v_{PIII} = v_{1PIII} \cdot 4 = 2,04 \cdot 4 = 8,16m$ (7.2.5-4)

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$

$$B = 7,062m$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{PIII} \cdot n_{1PIII} \cdot l_{PIII} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 60 \cdot 6,72 = 30,698m^2$$ (7.2.5-5)

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{PIII}\left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{PIII}^2}\right) - 1\right] = 0,9 \cdot 0,0445\left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,85}{\pi \cdot 0,0445^2}\right) - 1\right] = 2,5m \qquad (7.2.5\text{-}6)$$

Bilanční teplo na straně média:

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{pPIII}^{in} = 368°C \Rightarrow i_{pPIII}^{in} = 2981kJ/kg$

Na výstupu: $t_{pPIII}^{out} = 477°C \Rightarrow i_{pPIII}^{out} = 3318,77kJ/kg$

$$Q_p^{PIII} = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \left(i_{pPIII}^{out} - i_{pPIII}^{in}\right) = \left(41,67 - 2,06\right) \cdot \left(3318,77 - 2981\right) = 13382,4kW \qquad (7.2.5\text{-}7)$$

Bilanční teplo na straně spalin:

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sPIII}^{in} = 644°C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 4186,096kJ/kg$

Na výstupu: $t_{sPIII}^{out} = 488°C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 3110,25kJ/kg$

$$Q_s^{PIII} = m_{pal} \cdot \left(i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}\right) \Rightarrow i_{sPIII}^{in} \qquad (7.2.5\text{-}8)$$

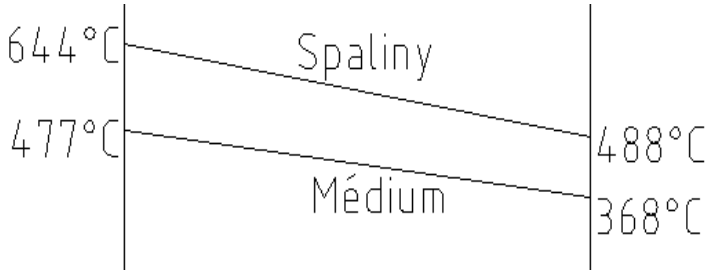
$$Q_s^{PIII} = m_{pal} \cdot \left(i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}\right) = 13382,4kW \qquad (7.2.5\text{-}9)$$

Střední teplota média: $T_{st.p} = \frac{t_{pPIII}^{out} + t_{pPIII}^{in}}{2} = \frac{477 + 368}{2} = 422,5°C$ (7.2.5-10)

Střední teplota spalin: $T_{st.p} = \frac{t_{sPIII}^{out} + t_{sPIII}^{in}}{2} = \frac{488 + 644}{2} = 566°C$ (7.2.5-11)

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 142,37°C$$



Obr.7.2.5-2 teplotní spád PIII

$\Delta t_1 = t_{s,in} - t_{p.out}$=644-477=167°C

$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p.in}$=488-368=120°C

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = \left(0,604 + 0,0089\right) \cdot 0,1 \cdot 2,5 = 0,153 \qquad (7.2.5\text{-}12)$$

Součinitel $k_{sp} \cdot r_{sp}$: $k_{sp} \cdot r_{sp} = 0,604 \frac{1}{MPa \cdot m}$

Součinitel $k_p \cdot \mu_p$: $k_p \cdot \mu_p = 0,00899 \ \frac{1}{MPa \cdot m}$

uvažovaný tlak: $p = 0,1MPa$

Stupeň černosti spalin: $\alpha = 0,23$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O^V_{sp.\alpha}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp.st}}{273,15}\right) = \frac{12,19 \cdot 4,343}{30,698} \cdot \left(1 + \frac{566}{273,15}\right) = 6m/s \qquad (7.2.5\text{-}13)$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 4,2 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 4,0 \times 10^{-2} \qquad (7.2.5\text{-}14)$$

$\varepsilon_0 = 4,2 \times 10^{-2}$

$c_d = 1$

$c_f = 1$

Střední měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$v = 0,02726 m^3 / kg$

Rychlost média: $w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f} \right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 2,06}{0,102} \right) \cdot 0,02726 = 9,02 m / s$ (7.2.5-15)

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$\alpha_{2.p} = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1500 = 1500 W / m^2 K$ (7.2.5-16)

Teplota zanešené stěny: $t_{zs} = T_{st.p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIII}}{S_{PIII}} \right) = 422,5°C$ (7.2.5-17)

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$\alpha_s = a \cdot \alpha_N = 0,9 \cdot 85 = 76,5 W / m^2 K$ (7.2.5-18)

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp.PIII}^{in} + 273,15}{1000} \right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIII}} \right) = 1,285$ (7.2.5-19)

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 76,5 \cdot 1,285 = 98,098 W / m^2 K$ (7.2.5-20)

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_f \cdot c_s = 35 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 31,5 W / m^2 K$ (7.2.5-21)

$\alpha_n = 35 W / m^2 K$

$c_z = 1$

$c_f = 0,9$

$c_s = 1$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0,23 \cdot (31,5 + 98,098) = 29,808 W/m^2K \quad (7.2.5\text{-}22)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2.p}}\right) \cdot \alpha_1} = \frac{29,808}{1 + \left(0,042 + \frac{1}{1500}\right) \cdot 29,808} = 26,031 W/m^2K \quad (7.2.5\text{-}23)$$

Bilance výkonů tepla: $Q_{PIII} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S = 13329,8 kW$ (7.2.5-24)

Odchylka: $\Delta Q = \frac{Q_p^{PIII} - Q_{.PIII}}{Q_p^{PIII}} \cdot 100 = 0,393\%$ (7.2.5-25)

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q_{PIV}}{S} = \frac{13329,8}{3597} = 3,7 kW/m^2 \quad (7.2.5\text{-}26)$$

Plocha vedlejších ploch:

Závěsné trubky:

$$S_{zt} = n_{tr} \cdot D_{PIV} \cdot \pi \cdot v_{1PIV} = 60 \cdot 0,0445 \cdot 3,14 \cdot 8,16 = 68,446 W/m^2 \quad (7.2.5\text{-}27)$$

Stěnový přehřívák:

$$S_{PII} = 2 \cdot (v_{PIV} \cdot B) + 2 \cdot (v_{PIV} \cdot A) = 2 \cdot (8,16 \cdot 6,844) + 2 \cdot (8,16 \cdot 7,062) = 227,533 W/m^2 \quad (7.2.5\text{-}28)$$

Tepelný výkon:

Závěsné trubky:

$$Q_{zt} = q \cdot S_{zt} = 3,7 \cdot 68,44 = 253,67 kW \quad (7.2.5\text{-}29)$$

Stěnový přehřívák:

$$Q_{PII} = q \cdot S_{zt} = 3,7 \cdot 227,533 = 843,25 kW \quad (7.2.5\text{-}30)$$

7.2.6 Ekonomizér EKO

Do ekonomizéru je přiváděna voda o teplotě, která je dána zadáním. Umístění EKO je za konvenčním přehřívákem PIII. Výstupní médium z EKO odchází do bubnu přes závěsné trubky. Nárůst teploty je zapříčiněn spalinami v horním místě druhého tahu kotle.

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek EKO: $D_{EKO} = 44,5mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky EKO: $t_s = 5mm = 0,0005m$

Vnitřní průměr trubky EKO: $d_{EKO} = D_{EKO} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0045 = 0,0355m$

Rozteč trubek EKO – přímá: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0.110m$

Poměrná rozteč trubek EKO: $\sigma_{EKO} = \frac{s_1}{D_{EKO}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{EKO} = \frac{s_2}{d_{EKO}} = \frac{0,110}{0,0355} = 2,472$$

Počet žeber na jeden metr délky EKO: $n_{\check{z}} = 60ks$

Výpočtová délka jedné trubky EKO: $l_{EKO} = 6,72m$

Počet trubek v řadě EKO: $n_{1EKO} = 15ks$

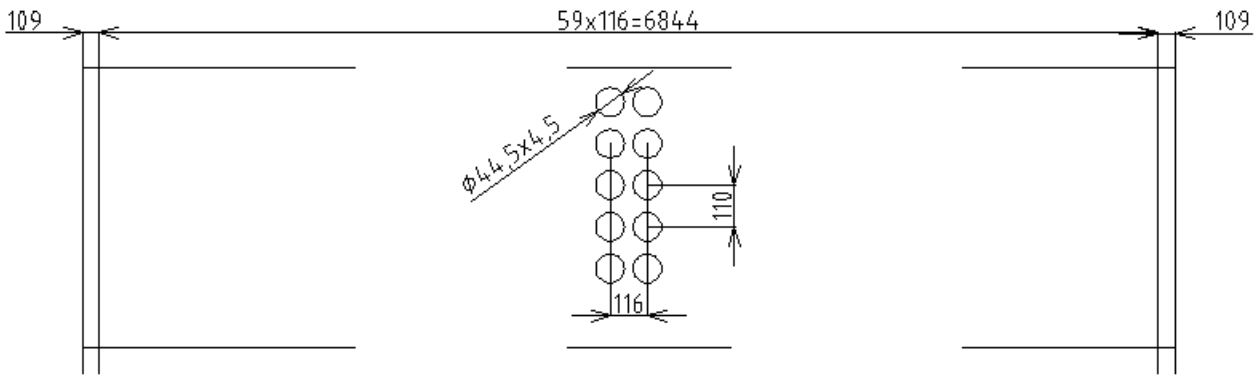
Počet řad EKO: $n_{2EKO} = 35$

Plocha 1m délky žebr. trubek v EKO : $S_{1EKO} = 0,5m^2$

Výhřevná plocha trubek: $S_{EKO} = l_{EKO} \cdot n_{1EKO} \cdot n_{2EKO} = 1764m^2$

Výška žebra: $v_{\check{z}} = 19mm = 0,019m$

Tloušťka žebra $t_{\check{z}} = 1,1mm = 0,011m$



Obr.7.2.6-1: Rozteče ekonomizéru.

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$

$$B = 7,062m$$

Průřez pro médium: $$f = \frac{\pi \cdot d_{EKO}^2 \cdot n_{2EKO}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0355^2 \cdot 35}{4} = 0,0346m^2 \qquad (7.2.6\text{-}1)$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{EKO} \cdot n_{2EKO} \cdot l_{EKO} - n_{\check{z}} \cdot l_{EKO} \cdot v_{\check{z}} =$$
$$= 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 35 \cdot 6,72 - 50 \cdot 6,72 \cdot 0,019 = 38,12m^2 \qquad (7.2.6\text{-}2)$$

Tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D_{EKO} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{EKO}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,110}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,289m \qquad (7.2.6\text{-}3)$$

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{EKO}^{in} = 209°C \Rightarrow i_{EKO}^{in} = 896kJ/kg$

Na výstupu: $t_{EKO}^{out} = 264°C \Rightarrow i_{EKO}^{out} = 1153,6kJ/kg$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sEKO}^{in} = 488°C \Rightarrow i_{sEKO}^{in} = 3110,3kJ/kg$

Na výstupu: $t_{sEKO}^{out} = 363°C \Rightarrow i_{sEKO}^{out} = 2273,04kJ/kg$

Tepelná bilance:

Na straně média:

$$Q_p^{EKO} = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \left(i_{EKO}^{out} - i_{EKO}^{in}\right) = 39,61 \cdot \left(1153,6 - 896\right) = 10260,1kW \quad (7.2.6\text{-}4)$$

Entalpický spád:

$$Q_s = Q_p = \left(m_p - m_{vs}\right) \cdot \Delta i_p = \mathrm{m}_{pal} \cdot \Delta i_s \quad (7.2.6\text{-}5)$$

$$\Delta i = \frac{Q}{m_{pal}} = \frac{10206,1}{12,19} = 841,682kJ/kg$$

Na straně spalin:

$$Q_{sp}^{EKO} = m_{pal} \cdot \left(i_{spEKO}^{in} - i_{spEKO}^{out}\right) = 12,19 \cdot \left(3110,3 - 2273,04\right) = 10260,19kW \quad (7.2.6\text{-}6)$$

Množství spalin: $O_{sp.\alpha}^{V} = 4,343Nm^3/kg$

Střední teplota média: $T_{st.p} = \frac{t_{EKO}^{out} + t_{EKO}^{in}}{2} = \frac{209 + 264}{2} = 236,5°C \quad (7.2.6\text{-}7)$

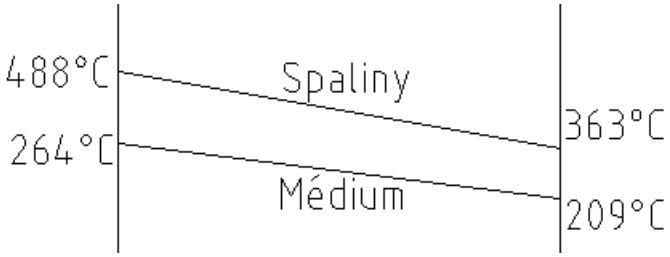
Střední teplota spalin: $T_{st.p} = \frac{t_{sEKO}^{out} + t_{sEKO}^{in}}{2} = \frac{363 + 488}{2} = 425,5°C \quad (7.2.6\text{-}8)$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 187,029°C$$

$\Delta t_1 = t_{s,EKO}^{out} - t_{EKO}^{out}$=363-209=154°C

$\Delta t_2 = t_{s.EKO}^{in} - t_{EKO}^{in}$=488-264=224°C



Obr.7.2.6-2 teplotní spád EKO

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp.\alpha}^{V}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp.st}}{273,15}\right) = \frac{12,19 \cdot 4,343}{38,12} \cdot \left(1 + \frac{425,5}{273,15}\right) = 3,6 m/s \qquad (7.2.6\text{-}9)$$

Množství spalin: $O_{sp.\alpha}^{V} = 4,343 Nm^3/kg$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 3,2 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 3,2 \times 10^{-3} \qquad (7.2.6\text{-}10)$$

$\varepsilon_0 = 3,1 \times 10^{-3}$

$c_d = 1$

$c_f = 1$

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě vody.

$v = 0,00118 m^3/kg$

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f}\right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 2,06}{0,039}\right) \cdot 0,0118 = 1,28 m/s \qquad (7.2.6\text{-}11)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_f \cdot c_z = 351 \cdot 1 \cdot 1 = 35 W/m^2K \qquad (7.2.6\text{-}12)$$

$\alpha_n = 35 W/m^2K$

$c_z = 1$

$c_f = 1$

$c_l = 1$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1+(\varepsilon)\cdot\alpha_1} = \frac{35}{1+(0,0032)\cdot 35} = 31,48W/m^2K \qquad (7.2.6\text{-}13)$$

Tepelný výkon v prostoru EKO:

$$Q_{EKO} = \left(k\cdot\Delta t_{\log}\cdot S\right)\cdot 10^{-3} = 10384,2\text{kW} \qquad (7.2.6\text{-}14)$$

Odchylka: $\Delta Q = \frac{Q_p^{EKO} - Q_{EKO}}{Q_p^{EKO}}\cdot 100 = -1,745\%$ (7.2.6-15)

Výpočet vedlejších ploch

Objemové zatížení:

$$q = \frac{Q_{PIV}}{S} = \frac{10384}{1764} = 5,88kW/m^2 \qquad (7.2.6\text{-}16)$$

Plocha vedlejších ploch:

Stěnový přehřívák:

$$S_{PII} = (2\cdot(v_{PIV}\cdot B)+2\cdot(v_{PIV}\cdot A))\cdot x_{pII} = 2\cdot(3,2\cdot 6,844)+2\cdot(3,2\cdot 7,062)+A\cdot B = 137,89m^2$$

Stěnový přehřívák svazek A:

$$Q_{PIIA}^{EKO} = q\cdot\frac{S_{PII}}{2} = 5,88\cdot\frac{137,8}{2} = 405,13kW \qquad (7.2.6\text{-}17)$$

Stěnový přehřívák svazek B:

$$Q_{PIIB}^{EKO} = -q\cdot\frac{S_{PII}}{2} = 5,88\cdot\frac{137,8}{2} = -405,13kW \qquad (7.2.6\text{-}18)$$

Přehled závěsných trubek

$Q_{ZT}^{VK} = 141,69kW$
$Q_{ZT}^{PIII} = 253,67kW$
$Q_{ZT}^{PIV} = 165kW$

$$\sum Q_{ZT}^{i} = 141,69 + 253,67 + 165 = 560,36kW \quad (7.2.6\text{-}19)$$

$$\frac{\sum Q_{ZT}^{i}}{m_{pal}} = 45,968kJ/kg \quad (7.2.6\text{-}20)$$

Entalpie a teplota vstupujícího média do bubnu:

$$i_{bub} = i_{EKO}^{out} + \frac{\sum Q_{ZT}^{i}}{2} = 1153,6 + 45,96kJ/kg = 1199,57kJ/kg \Rightarrow t_{bub} = 273°C \quad (7.2.6\text{-}21)$$

7. 2. 7 Ohřívák vzduchu OVZ

Vnější průměr trubek OVZ: $D_{ovz} = 51mm = 0,051m$

Vnitřní průměr trubek OVZ: $d_{ovz} = 46mm = 0,046m$

Přímá rozteč OVZ: $s_1 = 0,116m$

Podélná rozteč OVZ: $s_1 = 0,06m$

Poměrná rozteč OVZ: $\sigma_{ovz} = \frac{s_1}{D_{ovz}} = \frac{0,116}{0,051} = 2,2$

$$\sigma_{ovz} = \frac{s_2}{D_{ovz}} = \frac{0,06}{0,051} = 1,17$$

Počet desek: $n_1 = 50ks$

Počet trubek v řadě OVZ: $n_2 = 140ks$

Výpočtová délka jedné trubky OVZ: $l_t = 6,6m$

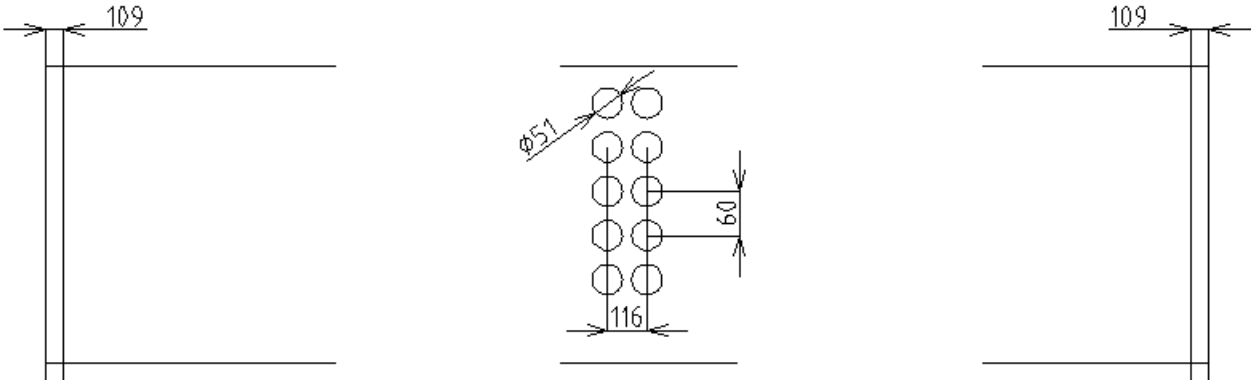
Celkový počet trubek: $n = n_1 \cdot n_2 = 140 \cdot 50 = 7000ks$

Střední průměr trubek: $$d = \frac{D_{ovz} + d_{ovz}}{2} = \frac{0,051 + 0,046}{2} = 0,049$$

Výhřevná plocha trubek: $$S = d \cdot \pi \cdot l_t \cdot n_1 \cdot n_2 = 0,051 \cdot \pi \cdot 6,6 \cdot 7000 = 7039,37 m^2$$

Rozměry II. tahu kotle: $$A = 6,88 m$$

$$B = 7,062 m$$



Obr.7.2.7-1: Rozteče OVZ

Průřez pro vzduch: $$f = n \cdot \frac{\pi \cdot d_{ovz}^2}{4} = 7039 \cdot \frac{\pi \cdot 0,046^2}{4} = 11,633 m^2 \quad (7.2.7\text{-}1)$$

Průřez pro spaliny: $$F_{sp} = A \cdot B - n_1 \cdot D_{ovz} \cdot l_t = 6,88 \cdot 7,062 - 50 \cdot 0,051 \cdot 6,5 = 31,757 m^2$$

Teplota a entalpie vzduchu:

Na vstupu: $$t_{vz}^{in} = 25°C \Rightarrow i_{vz}^{in} = 226 kJ / kg$$

Na výstupu: $$t_{vz}^{out} = 180°C \Rightarrow i_{vz}^{out} = 1587 kJ / kg$$

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot \left(i_{vz}^{out} - i_{vz}^{in} \right) = 12.19 \cdot (1587 - 226) = 16590,6 kW \quad (7.2.7\text{-}2)$$

Entalpie spalin na výstupu:

$$i_{sp}^{out} = i_{sp}^{in} - \frac{Q_{ovz}}{m_{pal}} = 2272,99 - \frac{16590,6}{12,19} = 911,11 kJ / kg \Rightarrow 150°C \quad (7.2.7\text{-}3)$$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $$t_{sp}^{in} = 363°C \Rightarrow i_{sp}^{out} = 2272,99 kJ / kg$$

Bilanční teplo ohříváku OVZ na straně spalin:

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot \left(i_{sp}^{in} - i_{sp}^{out}\right) = 12,15 \cdot \left(2272,99 - 911,11\right) = 16590,7kW \quad (7.2.7\text{-}4)$$

Střední teplota a entalpie vzduchu:

$$t = \frac{t_{vz}^{out} + t_{vz}^{in}}{2} = \frac{180 + 25}{2} = 102,5°C \quad (7.2.7\text{-}5)$$

Střední teplota spalin:

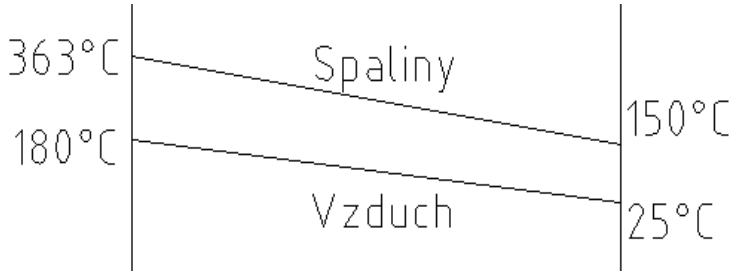
$$t_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{150 + 363}{2} = 256,5°C \quad (7.2.7\text{-}6)$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 152,33°C$$

$$\Delta t_1 = t_{sp}^{out} - t_{vz}^{in} = 150 - 25 = 125°C$$

$$\Delta t_2 = t_{sp}^{in} - t_{vz}^{out} = 363 - 180 = 183°C$$



Obr.7.2.7-2 teplotní spád OVZ

Rychlost spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^{V}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273}\right) = \frac{12,19 \cdot 4,434}{31,757} \cdot \left(1 + \frac{256,5}{273}\right) = 3,23m/s \quad (7.2.7\text{-}7)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny-stěna:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f = 25 \cdot 1 \cdot 1 = 25W/m^2K \quad (7.2.7\text{-}8)$$

$$\alpha_n = 25W/m^2K$$

$$c_f = 1$$

$$c_l = 1$$

Měrný objem vody při střední teplotě: $v = 0,00118 m^3 / kg$

Rychlost vzduchu:

$$w_{vz} = \frac{m_{pal} \cdot O^V_{sp,\alpha}}{f_1} \cdot \left(1 + \frac{t}{273}\right) = \frac{12,19 \cdot 4,434}{11,6} \cdot \left(1 + \frac{102,5}{273}\right) = 6,25 m / s \quad (7.2.7\text{-}9)$$

Součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_f \cdot c_z = 40 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 40 W / m^2 K \quad (7.2.7\text{-}10)$$

$\alpha_n = 40 W / m^2 K$

$c_f = 1$, $c_z = 1$, $c_s = 1$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{40 \cdot 25}{40 + 25} = 15,39 W / m^2 K \quad (7.2.7\text{-}11)$$

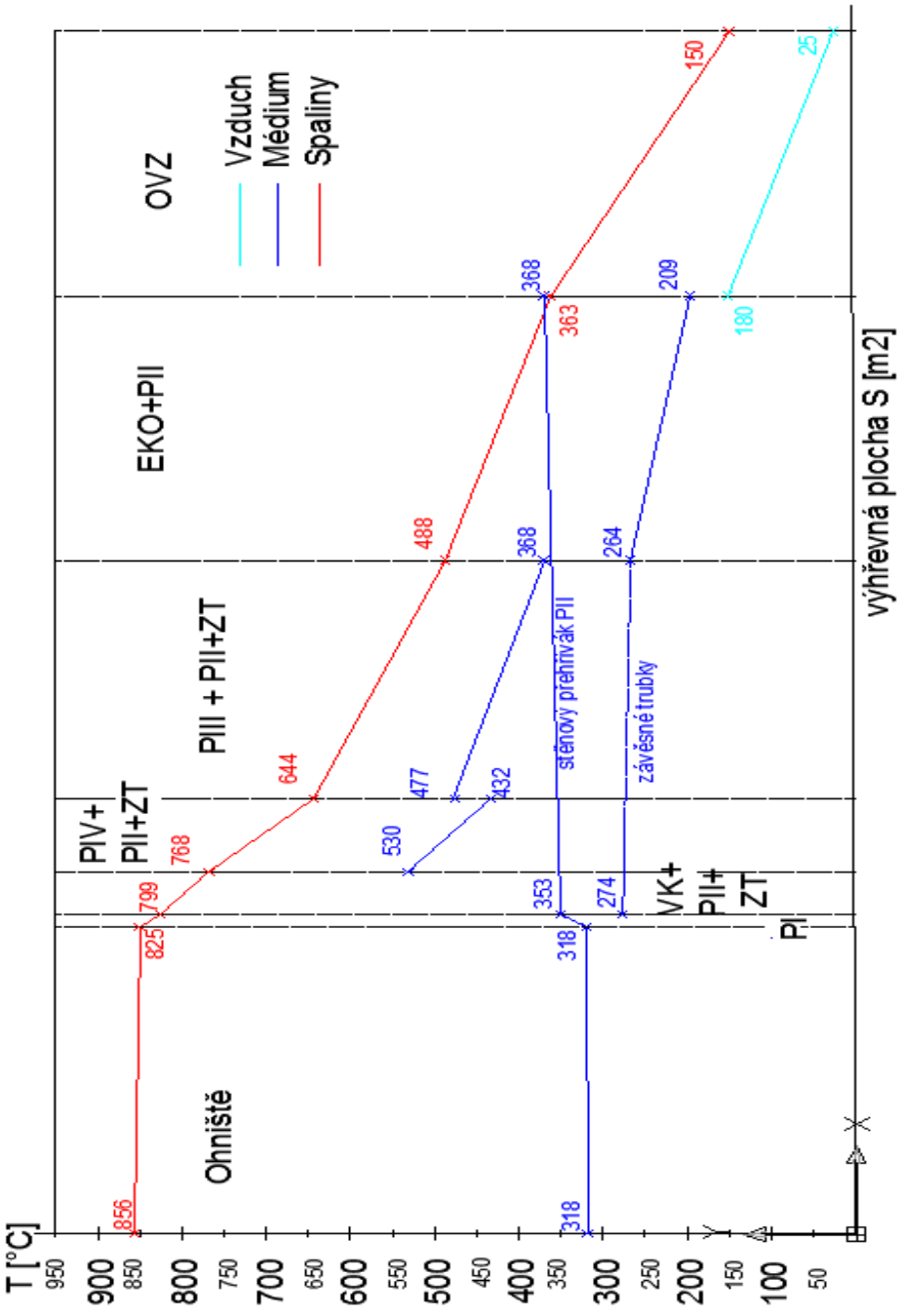
Teplo předané:

$$Q_k = k \cdot S \cdot \Delta t_{\log} \cdot 10^{-3} = 16497,36 kW \quad (7.2.7\text{-}12)$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_{ovz} - Q_k}{Q_{ovz}} \cdot 100 = 0,562\% \quad (7.2.7\text{-}13)$$

7.2.8 Pilový diagram



Obr.7.2.8-1 Pilový diagram spalin a média při spalování dřevní biomasy

Pozn.: Vysvětlení o překročení průběhu spalin průběhem média viz kapitola 7.1.10

7.3 Porovnání dosažených výsledků

V kapitole 6.1 byl vypočten tepelný výkon kotle Q_C za pomocí entalpie pro zadané vstupní parametry napájecí vody a výstupní páry. Tento výkon nám ukazuje, kolik množství tepla musíme dodat médiu, aby kotel pracoval při garantovaných parametrech. Dále v této kapitole je vypočítán výkon Q_k jenž nám ukazuje, kolik tepla se musí přivést spalinám s uvažovanými ztrátami kotle.

$$Q_c = 106,452 MW$$

Pro uhlí: $Q_k = 115,291 MW$

Pro dřevní štěpku: $Q_k = 116,771 MW$

V následujícím odstavci je znázorněna tabulka dosažených výsledků výkonů na straně média a výkonu dosaženého výpočtem návrhu plochy S, součinitele prostupu tepla a teplotního spádu. Aby bilance kotle byla platná, musí se výsledky po součtu lišit o méně jak 2% [2]. Do celkové bilance převzatého tepla do média se neuvažuje výkon ohříváku vzduchu. Důvod je ten, že spaliny nejprve odevzdají teplo, ale ohřátý vzduch je opět přiveden do spalovací komory, kde teplo odevzdává.

Dosažené tepelné výkony při spalování uhlí:

Tab.7.3-1 bilance kotle

plocha	**Spaliny [kW]**	**Médium [kW]**	**Q=k*Δt*S [kW]**
Výparník	57451,9	57464,85	57464,85
Deskový přehřívák	10430,06	10417,7	10492
Stěnový přehřívák	2210,89	2210,89	2210,89
Výstupní přehřívák	10817,16	10834,2	10673,7
Konvenční přehřívák	13206,8	13204	13190,9
Ekonomizér	10008,25	10004	9991,9
Závěsné trubky	557,04	557,04	557,04
sumace	104716,027	104692,58	104581,18
Odchylka bilance kotle %	1,63%	1,65%	1,75 %

Výpočet odchylky: $$\Delta Q = \left(1 - \frac{Q_i}{Q_k}\right) \cdot 100 \qquad (7.3.\text{-}1)$$

Dosažené tepelné výkony při spalování dřevní štěpky:

Tab.7.3-2 bilance kotle

plocha	**Spaliny [kW]**	**Médium [kW]**	**Q=k*Δt*S [kW]**
Výparník	57225,89	57225,95	57225,95
Deskový přehřívák	10166,89	10166,9	10157,03
Stěnový přehřívák	2236,46	2236,46	2236,46
Výstupní přehřívák	1010883,84	10865,87	10844,6
Konvenční přehřívák	13382,4	13382,4	13384,2
Ekonomizér	10260,19	10260,1	10384,2
Závěsné trubky	560,357	560,357	560,357
sumace	104716,027	104698,057	104744,397
Odchylka bilance kotle %	1,63%	1,64%	1,6%

Odchylky jsou menší jak 2% proto návrh tvaru, velikosti a designu kotle odpovídá požadavkům na převzetí výkonu kotle pro dosažení parametrů výstupní páry.

8. Závěr

Diplomové práce je zaměřena na teorii spalování různých druhů paliv s problematikou z oblasti fluidních kotlů. Samotný výpočet začíná ve 3. kapitole, kde je proveden stechiometrický výpočet. Výstupem z této kapitoly je potřebné množství vzduchu na spálení jednoho kilogramu paliva. Dalšími parametry, které vystupují z výpočtů této kapitoly, jsou obsahy jednotlivých prvků ve spalinách.

Navazujícím tématem ve 4. kapitole je stanovení účinnosti odsíření spalin od SO_2 a stanovení emisních limitů kyselých prvků Cl a HCl.

5. kapitola se zabývá výpočtem jednotlivých ztrát kotle. Na jejich základě je stanovena účinnost kotle.

V první části 6. kapitoly je výpočet zaměřen na výkon kotle, množství paliva a průtokové množství spalin pro dvě paliva a to uhlí a dřevní štěpku. Výsledkem, je porovnání dosažených výkonů jednotlivých výhřevných ploch kotle při spalování těchto dvou paliv. V druhé části kapitoly je proveden návrh spalovací komory.

Hlavním bodem této práce je 6. kapitola, která obsahuje plnohodnotný výpočet dimenzování teplosměnných ploch. Ve výpočtu je na základě navržených teplot na médiu stanoven výkon a teploty (resp. entalpie) spalin. Dalším výpočtem v této kapitole, je výkon stanoven z přestupu tepla, logaritmického spádu teplot a navržené plochy. Na závěr kapitoly je provedena celková bilance kotle.

Z dosažených výsledků vyplývá, že fluidní kotel navržený na spalování uhlí je možno použít i pro spalování dřevní štěpky. Hlavním důvodem jsou téměř totožné tepelné toky v jednotlivých částech kotle. Je nutno zohlednit odlišnou výhřevnost a prvkový rozbor paliva. Uhlí disponuje větší výhřevností než dřevní štěpka a to se odráží na množství paliva přiváděného do spalovacího procesu. Při spalování uhlí vznikají ve fluidní vrstvě oxidy síry, které převyšují požadované emisní limity. Je tedy nutné spolu s palivem přivádět do spalovací komory vápenec, který eliminuje emise síry na požadované hodnoty. Naopak je tomu u spalování dřevní štěpky. Toto palivo se nemusí odsiřovat z důvodu malého obsahu síry v palivu. Přátelská vlastnost fluidních kotlů k životnímu prostředí je velmi nízká produkce emisních limitů NOx, protože je redukovaná teplota hoření pod 1000°C pomocí cirkulace inertu (popela) přes spalovací komoru, cyklon a sifon.

Současně stabilitu cirkulující fluidní vrstvy tvoří popílek vzniklý při spálení. Spalování uhlí je tedy stabilnější než dřevní štěpky. Aby byla stabilita dosažena i u spalování dřevní štěpky, musí se spolu s biomasou přidávat uhlí, nebo písek zaručující potřebné množství popele. Spaliny opouštějící spalovací komoru nesou velké množství popele, ten je zaveden do cyklonu. Úkolem cyklonu je vrátit většinu popele opět do spalovací komory a tím přispět k lepší stabilitě spalování, rovnoměrnému průřezovému zatížení stěn spalovací komory a téměř stálé teplotě po výšce komory optimální pro reakci odsíření spalin.

Použitá literatura

[1] AE&E

[2] BUDAJ,. Florian. *Parní kotle : Podklady pro tepelný výpočet*. čtvrté přepracované. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1992. 200 s.

[3] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vydání třetí. Praha: České vysoké učení technické, 2007. 212 s.

[4] BÝTEŠNÍK, Jan. *Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou na spalování čisté dřevní hmoty*. Brno, 2010. 109 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně

[5] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, 2004. 85 s.

[6] BALÁŠ, Marek. Přednášky. In *Kotle*. Brno: 2010. s. .

[7] *Energy web* [online]. 1999-2002 [cit. 2011-05-25]. Dostupné z WWW: <http://www.energyweb.cz>.

[8] *X Steam Tables* [online]. .Parní tabulky : software , 1997 [cit. 2011-05-25]. Dostupné z WWW: <http://www.x-eng.com/>.

Použité symboly

$O_{O_2 \min}\left[Nm^3/kg\right]$ - minimální množství kyslíku

$C^r\left[-\right]$ zastoupení uhlíku v palivu

$H^r\left[-\right]$ zastoupení vodíku v palivu

$S^r\left[-\right]$ zastoupení síry v palivu

$O^r\left[-\right]$ zastoupení kyslíku v palivu

$O_{SV_{\min}}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství suchého vzduchu

$O_{SV}^{\alpha}\left[Nm^3/kg\right]$ množství suchého vzduchu s přebytkem vzduchu

$\alpha\left[-\right]$ přebytek vzduchu

$\varphi\left[-\right]$ relativní vlhkost vzduchu

$p^{\cdot\cdot}\left[Pa\right]$ absolutní tlak vodní páry

$p_c\left[Pa\right]$ celkový absolutní tlak

$V_{H_2O}\left[Nm^3/kg\right]$ objem vody v přiváděném vzduchu

$f\left[-\right]$ součinitel poměrného zvětšení objemu suchého vzduchu

$O_{VV_{\min}}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství vlhkého vzduchu

$O^{\alpha}{}_{SV_{\min}}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství vlhkého vzduchu s přebytkem vzduchu

$O_{SP\min}^{S}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství suchých spalin

$O_{CO_2}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství objemu CO_2 v suchých spalinách

$O_{SO_2}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství objemu SO_2 v suchých spalinách

$O_{N_2}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství objemu N_2 v suchých spalinách

$O_{Ar}\left[Nm^3/kg\right]$ minimální množství objemu A_r v suchých spalinách

$O^s_{SP,dv}\left[Nm^3/kg\right]$ přírůstek suchých spalin

$O^s_{CO_2,dv}\left[Nm^3/kg\right]$ přírůstek objemu CO_2 v suchých spalinách

$O^s_{SO_2,dv}\left[Nm^3/kg\right]$ přírůstek objemu SO_2 v suchých spalinách

$O^s_{Ar,dv}\left[Nm^3/kg\right]$ přírůstek objemu Ar v suchých spalinách

$O^s_{O_2,dv}\left[Nm^3/kg\right]$ přírůstek objemu O_2 v suchých spalinách

$O^s_{O_2,dv}\left[Nm^3/kg\right]$ přírůstek objemu O_2 v suchých spalinách

$O^{\alpha}_{CO_2}\left[Nm^3/kg\right]$ objem CO_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O^{\alpha}_{SO_2}\left[Nm^3/kg\right]$ objem SO_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O^{\alpha}_{Ar}\left[Nm^3/kg\right]$ objem Ar v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O^{\alpha}_{O_2}\left[Nm^3/kg\right]$ objem O_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O^{\alpha}_{O_2}\left[Nm^3/kg\right]$ objem O_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$x_{CO_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{SO_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{Ar}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{O_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{N_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve spalinách

$O^S_{SP,\alpha}\left[Nm^3/kg\right]$ objem suchých spalin s přebytkem vzduchu

$O^V_{SP,\min}\left[Nm^3/kg\right]$ objem vlhkých spalin minimálních

$W^r\left[\ \right]$ množství vody v palivu

$O^{V}_{SP,\alpha}\left[Nm^3/kg\right]$ objem vlhkých spalin s přebytkem vzduchu

$x^{V}_{SP,CO_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x^{V}_{SP,SO_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x^{V}_{SP,Ar}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x^{V}_{SP,O_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x^{V}_{SpN_2}\left[-\right]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$n_S\left[mol/kg\right]$-látkové množství

$m_S\left[kg\right]$hmotnostní podíl síry

$A_S\left[kg/mol\right]$relativní atomová hmotnost

$O_{SO_2 odsířené}\left[Nm^3/kg\right]$objem odsíření SO_2

$M_i\left[kg/mol\right]$- molární hmotnost prvku

$\rho_i\left[kg/m^3\right]$- hustota

$A\left[-\right]$Avogadrovo číslo

$V_{HCl}\left[Nm^3/s\right]$objem sloučeniny vznikající při spalování

$\xi_{MN}\left[-\right]$ztráta mechanickým nedopalem

$\xi_{Fi}\left[-\right]$ztráta mechanickým fyzickým teplem tuhých zbytků

$\xi_{CN}\left[-\right]$ztráta hořlavinou ve spalinách

$\xi_{MN}\left[-\right]$ztráta fyzickým teplem spalin

$\xi_K\left[-\right]$ztráta komínová

$\xi_s\left[-\right]$ztráta sdílení tepla do okolí

$\xi_N\,[-]$ ztráta nepočitatelná

$\eta_k\,[-]$ tepelná účinnost

$Q_c\,[kW]$ celkové teplo předané

$m_p\,[kg/s]$ množství páry

$Q_k\,[kW]$ celkové příkon kotle

$Q_{\xi i}\,[kW]$ výkon jednotlivých ztrát

$m_{pal}\,[kg/s]$ množství paliva

$V_{spal}\,[Nm^3/s]$ průtokové množství spalin

$V^{\alpha}{}_{spal}\,[Nm^3/s]$ průtokové množství spalin s přebytkem vzduchu

$Q_{SV}\,[kW]$ teplo přivedené spalovacím vzduchem

$Q_{c,př}\,[kW]$ celkové teplo přivedené do kotle

$Q_{gen}\,[kW]$ teplo uvolněné ve spalovací komoře

$S_i\,[m^2]$ plocha

$V_i\,[m^3]$ objem

$q_{pl}\,[kW/m^3]$ plošné zatížení

$q_{pl}\,[kW/m^3]$ plošné zatížení

$q_{pr}\,[kW/m^3]$ průřezové zatížení

$m_{pop1}\,[kg]$ množství popele v 1. Tahu

$m_{pop2}\,[kg]$ množství popele v 2. Tahu

$F_{ús}\,[m^2]$ účinná sálavá plocha stěny ohniště

$\theta_0 [°C]$ poměrná teplota spalin

$\vartheta_0 [°C]$ teplota spalin na výstupu z ohniště

$B_0 [-]$ Boltzmanovo číslo

$a_0 [-]$ stupeň černosti ohniště

$\psi [-]$ součinitel tepelné efektivnosti

$\mu_{pk} [-]$ koncentrace popílku ve spalinách

$G_s [-]$ hmotnost spalin

$t_{i,out} [°C]$ výstupní teplota spalin/média

$t_{i,in} [°C]$ vstupní teplota spalin/média

$i_{i,out} [kJ / kg]$ výstupní entalpie spalin/média

$i_{i,in} [kJ / kg]$ vstupní entalpie spalin/média

$m_{vs} [kg / s]$ množství vstřiku

$Q_{i,s} [kW]$ tepelný výkon na spalinách

$Q_{i,p} [kW]$ tepelný výkon na médiu

$Q_{i,k} [kW]$ tepelný výkon plochy

$Výp [-]$ výparník

$PI [-]$ deskový (šotový) přehřívák

$PII [-]$ stěnový přehřívák

$PIII [-]$ konvenční přehřívák

$PIV [-]$ výstupní přehřívák

$EKO[-]$ ekonomizér-ohřívák vody

$OVZ[-]$ ohřívák vzduchu

Příloha

Výkres sestavy kotle a jednotlivých teplosměnných ploch