



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KOTLE NA SPALOVÁNÍ BIOMASY

STEAM BOILER FOR BIOMASS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ONDŘEJ NECHVÁTAL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2008

Abstrakt:

Cílem této diplomové práce je návrh parního kotle na spalování biomasy pro zadané parametry (450°C, 5,2MPa, 5,83kg/s). Hlavními částmi k řešení a návrhu jsou: stechiometrické výpočty, tepelná bilance, výpočet spalovací komory, výhřevné plochy a pevnostní výpočet výstupní komory přehříváku.

Abstract:

The aim of this diploma thesis is the construction design of the steam boiler burning biomass according to the set parameters (450°C, 5,2MPa, 5,83kg/s). There are main parts to solve and design: stoichiometry, energy balance, combustion chamber, heat-delivery surface and strength calculation output chest of superheater.

Bibliografická citace mé práce:

NECHVÁTAL, O. *Kotle na spalování biomasy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 79s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Kotle na spalování biomasy vypracoval samostatně, na základě konzultací a s použitím odborné literatury.

V Brně dne 22.5.2008

Ondřej Nechvátal

Obsah

1. ÚVOD	9
2. POPIS KOTLE	10
3. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY	11
3.1 Přepočet paliva	11
3.2 Minimální objemy vzduchu a spalin	11
3.3 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin	12
3.4 Entalpie vzduchu a produktů spalování	13
3.5 Entalpie spalin při recirkulaci	16
3.6 Teplota po smíšení	16
3.7 Entalpie spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin	17
4. TEPELNÁ BILANCE KOTLE	19
4.1 Teplo přivedené do kotle	19
4.2 Ztráty a tepelná účinnost kotle	20
4.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)	20
4.2.2 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal)	21
4.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	21
4.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením	21
4.2.5 Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)	21
4.2.6 Tepelná účinnost kotle	22
4.3 Výrobní teplo páry a množství paliva	22
4.3.1 Výrobní teplo páry	22
4.3.2 Množství paliva	22
5. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	23
5.1 Adiabatická teplota plamene	23
5.2 Návrh ohniště	24
5.3 Tepelný výpočet ohniště	24
5.3.1 Teplota spalin na výstupu z ohniště	25
5.3.2 Součinitel M	25
5.3.3 Boltzmannovo číslo	26
5.3.4 Užitečné teplo uvolněné v ohništi	26
5.3.5 Součinitel tepelné efektivity stěn	27
5.3.6 Stupeň černosti ohniště	27
5.4 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn	28
5.4.1 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn:	28
5.4.2 Střední tepelné zatížení stěn ohniště:	29
6. NÁVRH KONVENČNÍCH PLOCH	29
6.1 Rozvržení tepelného výkonu na jednotlivé výhřevné plochy:	29
6.1.1 Tlak napájecí vody	29
6.1.2 Přehřívák III	29
6.1.3 Přehřívák II	29
6.1.4 Přehřívák I	30
6.1.5 Závěsné trubky	31
6.1.6 Výparník	32

Kotle na spalování biomasy

6.1.7	Ohřívák vody (Ekonomizér)	32
6.2	Celkové potřebné teplo	32
6.3	Výpočet 1.tahu	32
6.4	Pilový diagram	34
7.	<i>VÝPOČET MŘÍŽE</i>	35
7.1	Konstrukční výpočet	35
7.2	Součinitel přestupu tepla	36
7.3	Součinitel prostupu tepla	37
7.4	Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže	38
8.	<i>VÝPOČET II.TAHU KOTLE</i>	38
8.1	Předběžný návrh spalinového kanálu	38
8.2	<i>Výpočet II.tahu – část A – vratná komora</i>	39
	Obr.8-2 Schéma vratné komory – pohled z boku	39
	Obr.8-3 Tepelná bilance	39
8.2.1	Návrh spalinového kanálu	40
8.2.2	Výpočet membránové stěny	40
8.2.3	Výpočet závěsných trubek	42
8.2.4	Přepočet spalin vratné komory	44
8.3	<i>Výpočet 2. části II. Tahu – část B</i>	45
8.3.1	Předběžný návrh spalinového kanálu	45
8.3.2	Výpočet membránové stěny	46
8.3.3	Výpočet přehříváku III	48
8.3.4	Výpočet závěsných trubek	50
8.2.4	Přepočet spalin – část B	53
8.4	<i>Výpočet 3.části II tahu – část C</i>	53
8.4.1	Předběžný návrh spalinového kanálu	53
8.4.2	Výpočet membránové stěny	54
8.4.3	Výpočet přehříváku II	56
8.4.4	Výpočet závěsných trubek	58
8.4.5	Přepočet spalin – část C	60
9.	<i>VÝPARNÝ SYSTÉM</i>	61
10.	<i>VÝPOČET III..TAHU KOTLE</i>	61
10.1	Návrh spalinového kanálu	61
10.2	Výpočet přehříváku I	61
10.3	Výpočet ekonomizéru	65
10.3.1	Předběžný návrh	65
10.3.2	Součinitel přestupu tepla	66
10.3.3	Součinitel prostupu tepla	66
10.3.4	Počet řad	66
10.3.5	Přepočet spalin	67
11.	<i>KONTROLNÍ BILANCE</i>	67
12.	<i>PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝSTUPNÍ KOMORY PŘEHŘÍVÁKU</i>	68
12.1	Komora	68
12.2	Dno 1	70
12.3	Dno 2	72

Kotle na spalování biomasy

13.	ZÁVĚR	74
14.	SEZNAM ZDROJŮ	75
15.	PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	76
16.	SEZNAM PŘÍLOH	79

1. ÚVOD

Cílem této diplomové práce je návrh roštového kotle na spalování dřevní štěpky-biomasy, jakožto obnovitelného zdroje energie, který se nepodílí na stále vzrůstající koncentraci CO_2 v atmosféře, neboť jde o uzavřený koloběh ekosystému na Zemi.

Návrhem se rozumí nalézt právě takové řešení a uspořádání parního kotle, které splňuje zadání. Vstupním parametrem je palivo, jeho výhřevnost a chemické složení, výstupním parametrem je parní výkon, její teplota a tlak. Výpočet se skládá ze stechiometrických výpočtů, nutných ke stanovení množství vzduchu potřebného k hoření a vzniklých spalin, jejich teplot a entalpií. Následuje tepelná bilance kotle, stanovení ztrát a tepelné účinnosti. Dalším krokem je výpočet spalovací komory z jejích výsledků je proveden konstrukční návrh výhřevných ploch pro přenos tepelné energie ze spalin do média. Takto provedený projekční výpočet je základem k možné realizaci kotelní jednotky.

2. POPIS KOTLE

Jedná se o parní kotel na spalování biomasy ve formě štěpky s přirozenou cirkulací. Kotel je proveden jako čtyřtahový, kde první dva vertikální tahy jsou chlazené, tvořené membránovou stěnou, zbylé dva jsou nechlazené, tvořené plechovým spalinovodem. V prvním tahu (spalovací komoře) se spaliny ochladí na cca 869°C a přechází do druhého tahu, ve kterém jsou zavěšeny dva svazky přehříváku, třetí tah obsahuje jeden přehřívák a svazky ekonomizéru. Všechny konvenční plochy jsou provedeny z hladkých trubek z důvodu zanášení.

Pro spalování byl použit pásový rošt s pohazováním paliva od americké firmy DSC s kontinuálním vynášením popela, který zvládne plošné tepelné zatížení až 2,5 MW/m². Je to proto, že část paliva shoří již ve vznosu a zbytek dopadá na rošt, kde dohořívá. Tento efekt umožňuje využití kompaktnějších rozměrů roštu a tím i rozměrů spalovací komory. Vzduch je do spalovací komory přiváděn ventilátorem o teplotě okolí cca 20°C třemi cestami:

- primární vzduch (3zónový)
- sekundární vzduch (tryskami v přední a zadní stěně v několika úrovních)
- pohazovačem (část vzduchu přiváděn současně s palivem)

Popel padá z roštu svodkou z ořezavzdorného materiálu HARDOX do mokrého vynašeče, kam je šnekovým dopravníkem dopravován též popel z výsypek pod roštem. V zadní stěně komory jsou umístěny vstupy pro recirkulaci spalin, jež přivádějí část chladných spalin o teplotě cca 140°C z konce spalinovodu. Regulací množství těchto chladných spalin udržujeme teplotu spalování (současně i teplotu spalin) na návrhových hodnotách, abychom dosáhli požadované účinnosti kotle. Ohříváky vzduchu nebyly použity, jejich využití spadá jen pro velmi vlhká paliva. Pod 2. a 4. tahem je výsyпка popela se šnekovým dopravníkem, zachycený popel je dopravován zpět do spalovací komory. Svazky jsou vybaveny ofukovači a průlezy pro kontrolu a opravy.

3. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

3.1 Přepočet paliva

Přepočet výhřevnosti surového paliva na výhřevnost hořlaviny:

$$\begin{aligned} Q_i^{daf} &= \frac{100}{100 - W_i^r - A^r} (Q_i^r + 24,5W_i^r) \\ &= \frac{100}{100 - 35 - 8} (11500 + 24,5 \cdot 35) = 21679,8 \text{ kJ / kg} \end{aligned} \quad (3.1-1)$$

Dán prvkový rozbor organické hmoty paliva:

$$C^0 = 49,75, H^0 = 6,12, N^0 = 0,06, O^0 = 44,07, S^0 = 0,02$$

pro $C^0 + H^0 + N^0 + O^0 + S^0 = 100\%$

$$X_i^r = \frac{100 - W - A}{100} (X_i^0) \quad (3.1-2)$$

$$\begin{aligned} \text{kde pro } C^r + H^r + N^r + O^r + S^r + W_i^r + A^r &= 100\% \\ 28,36 + 3,49 + 0,03 + 25,12 + 0,01 + 35 + 8 &= 100\% \end{aligned} \quad (3.1-3)$$

3.2 Minimální objemy vzduchu a spalin

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2, \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (3.2-1)$$

$$O_{O_2, \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{28,36}{12,01} + \frac{3,49}{4,032} + \frac{0,01}{32,06} - \frac{25,12}{32} \right) = 0,5468 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

kde C^r, H_2^r, O_2^r je složení hořlaviny surového paliva a S_{prch}^r je obsah prchavé složky síry

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1kg paliva:

$$O_{VZ, \min}^S = \frac{100}{21} O_{O_2, \min} = \frac{100}{21} 0,5468 = 2,6039 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (3.2-2)$$

Objem vodní páry na 1m³ suchého vzduchu:

$$V_{H_2O} = \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 0,7 \cdot \frac{0,004247}{0,101 - 0,7 \cdot 0,004247} = 0,0306\% \quad (3.2-3)$$

$$\frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 0,024 \quad \text{pro } 20^\circ \text{C} \quad (3.2-4)$$

φ je relativní vlhkost vzduchu [70%]

p'' je absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu

p_c je celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva:

$$O_{VZ, \min} = f \cdot O_{VZ, \min}^S = 1,0168 \cdot 2,6039 = 2,6477 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (3.2-5)$$

$$\text{součinitel } f = 1 + \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 1 + 0,7 \cdot 0,024 = 1,0168 \quad (3.2-6)$$

Minimální množství suchých spalín, které vzniknou dokonalým spálením paliva bez přebytku vzduchu (pro $\alpha = 1$):

$$O_{SP\min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,5264 + 0,0007 + 2,033 + 0,024 = 2,583m^3 / kg \quad (3.2-7)$$

objemy jednotlivých složek spalín se určí ze vztahů:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ\min}^S = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{28,36}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,6039 = 0,5264m^3 / kg$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r_{prch}}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,01}{32,06} = 0,00007m^3 / kg$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ\min}^S = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,03}{28,016} + 0,7805 \cdot 2,6039 = 2,033m^3 / kg$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ\min}^S = 0,0092 \cdot 2,6039 = 0,024m^3 / kg$$

Minimální objem vodní páry:

$$\begin{aligned} O_{H_2O\min} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,016} + (f-1) \cdot O_{VZ\min}^S = \\ &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,49}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{35}{18,016} + (1,0168-1) \cdot 2,6039 = 0,8667m^3 / kg \end{aligned}$$

Minimální množství vlhkých spalín:

$$O_{SP\min} = O_{SP\min}^S + O_{H_2O\min} = 2,583 + 0,8667 = 3,45m^3 / kg \quad (3.2-8)$$

Takto vzniklé objemy platí při normálních podmínkách, t.j. při 0°C a tlaku 0,101Mpa

3.3 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalín

Při spalování paliva s minimálním množstvím spalovacího vzduchu však dochází k nedokonalému vyhoření paliva a vzniku CO, proto je ve spalovacím prostoru přebytek vzduchu α , závislý na způsobu spalování a použitého paliva. Skutečné množství vzniklých spalín se odvíjí právě od voleného součinitele přebytku vzduchu. Na základě roštového spalování dřeva jsem zvolil na radu konzultanta z praxe $\alpha = 1,3$.

Skutečné množství vzduchu s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,3$:

$$O_{VZ} = \beta \cdot O_{VZ\min} = 1,3 \cdot 2,6477 = 3,442m^3 / kg \quad (3.3-1)$$

Skutečné množství spalín s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,3$:

$$O_{SP} = O_{SP\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ\min} = 3,45 + (1,3 - 1) \cdot 2,6477 = 4,244m^3 / kg \quad (3.3-2)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,00007 + 0,5264}{4,244} = 0,1241 \quad (3.3-3)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,8798}{4,244} = 0,2073 \quad (3.3-4)$$

kde

$$O_{H_2O} = O_{H_2O\min} + (f-1)(\alpha-1) \cdot O_{VZ\min}^S = 0,8667 + (1,0168-1)(1,3-1) \cdot 2,6039 = 0,8798m^3 / kg \quad (3.3-5)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1241 + 0,2073 = 0,3314 \quad (3.3-6)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 8}{4,244} \cdot \frac{65}{100} = 12,3 \text{ g} / \text{m}^3 \quad (3.3-7)$$

x_p je procento popela v úletu, pro dřevo z praxe volím 65%

A^r je procento popelovin v původním stavu paliva

Následující tab.3-1 přehledně ukazuje vývoj produktů spalování zohledňující přebytek vzduchu v porovnání s 10% recirkulací spalin, kdy část chladnějších spalin je znovu přiváděna do kotle. Recirkulace je podrobněji zpracována v kap. 3.5

Tab. 3-1 Objem spalin

	Bez recirkulace spalin		S recirkulací spalin
	$\alpha = 1$	$\alpha = 1,3$	$\alpha = 1,3$
$O_{SP} [\text{m}^3 / \text{kg}]$	3,4497	4,2440	4,6684

3.4 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Při vyjadřování tepla spalin se zde používá fyzikální veličiny entalpie, která je pro vyjádření tepelných bilancí vztažena na jednotkové množství paliva.

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg tuhého paliva:

$$I_{SP} = I_{SP\min} + (\alpha - 1)I_{VZ\min} + I_P = 5505,29 + (1,3 - 1) \cdot 3746,5 + 0 = 6629,24 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (3.4-1)$$

(uveden příklad např. pro 1000°C a $\alpha = 1,3$, sestrojením entalpií pro škálu teplot vzniká I-t diagram obr.)

Entalpie minimálního množství spalin:

$$\begin{aligned} I_{SP\min} &= O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} = \\ &= 0,5264 \cdot 2204 + 0,00007 \cdot 2305 + 2,0326 \cdot 1392 + 0,8667 \cdot 1723 + 0,024 \cdot 928 = \\ &= 5505,29 \text{ kJ} / \text{kg} \end{aligned} \quad (3.4-2)$$

kde i je entalpie jednotlivých složek spalin pro jednotlivé teploty z tab. 3-2

Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{VZ\min} = O_{VZ\min}^S \cdot (ct)_{VZ} = 2,6039 \cdot 1,439 \cdot (1000) = 3746,5 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (3.4-3)$$

kde měrné teplo vlhkého vzduchu se určí:

$$c = c_s + 0,0016d \cdot c_{H_2O} = 1,41 + 0,0016 \cdot 10,446 \cdot 1,723 = 1,439 \text{ kJ} / \text{m}^3 \text{K} \quad (3.4-4)$$

Kotle na spalování biomasy

kde d se určí:

$$d = (f - 1) \frac{\rho_{(H_2O)_0}}{\rho_{(vz)_0}} \cdot 10^3 = (1,0168 - 1) \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = 10,446 \text{ g / kg} \quad (3.4-5)$$

d ...obsah vody ve vzduchu na 1 kg suchého vzduchu, při $d > 10\text{gr/kg}$
měrné teplo suchého vzduchu c_s a měrné teplo vodní páry c_{H_2O} se určí z tab. 3-2 ,
stejně jako entalpie jednotlivých složek spalin.

Entalpie popílku I_p se uvažuje pokud procento popelovin v palivu splňuje nerovnost:

$$A^r > \frac{6Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} = \frac{6 \cdot 11500}{41,8 \cdot 65} = 25,39 \quad (2.4-6)$$

$$8 < 25,39$$

Tuto podmínku nesplňuje, tudíž entalpii popílku neuvažují $I_p = 0$.

Tab. 3-2 Entalpie složek spalin a měrné teplo

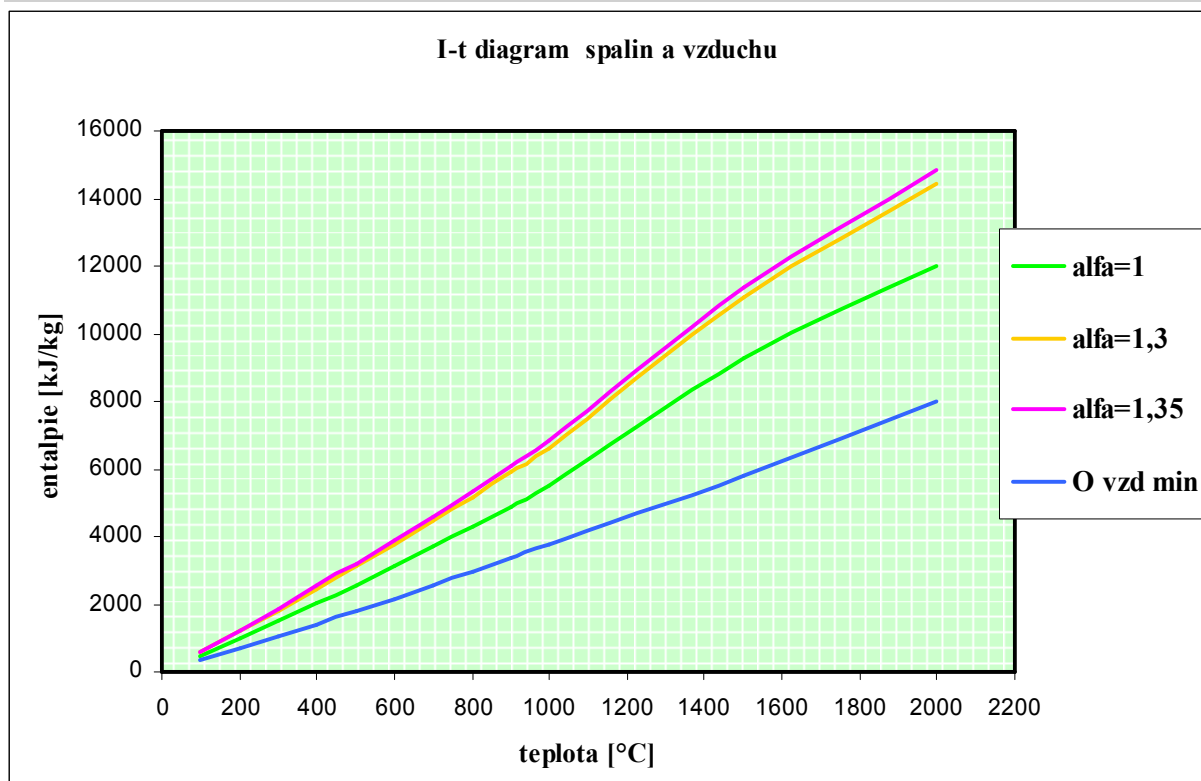
Teplota t [°C]	Entalpie složek spalin					Měrné teplo	
	i_{CO_2} [kJ/m ³]	i_{N_2} [kJ/m ³]	i_{H_2O} [kJ/m ³]	i_{SO_2} [kJ/m ³]	i_{Ar} [kJ/m ³]	c_s [kJ/m ³ K]	c_{H_2O} [kJ/m ³ K]
100	170	130	150	189	93	1,300	1,505
200	357	260	304	392	186	1,307	1,522
300	559	392	463	610	278	1,317	1,542
400	772	527	626	836	372	1,329	1,565
500	994	666	795	1070	465	1,343	1,590
600	1225	804	969	1310	557	1,356	1,615
700	1462	948	1149	1550	650	1,371	1,641
800	1705	1094	1334	1800	743	1,384	1,688
900	1952	1240	1526	2050	834	1,398	1,696
1000	2204	1392	1723	2305	928	1,410	1,723
1500	3504	2166	2779	3590	1390	1,462	1,853

Vypočtené výsledky entalpií pro škálu teplot jsou uvedeny v tabulce tab.3-3. Z těchto hodnot je zkonstruován I-t diagram vzduchu a spalin obr. 3-1 a to pro různé přebytky vzduchu.

Kotle na spalování biomasy

Tab. 3-3 I-t tabulka entalpií vzduchu a produktů spalování bez vlivu recirkulace

t [°C]	$I_{VZ,min}$ [kJ/kg]	$I_{SP,min}$ [kJ/kg]	$I_{SP}(\alpha = 1)$ [kJ/kg]	$I_{SP}(\alpha = 1,3)$ [kJ/kg]	$I_{SP}(\alpha = 1,35)$ [kJ/kg]
100	345,1	486,0	486,0	589,5	606,7
200	693,9	984,4	984,4	1192,5	1227,2
300	1048,9	1499,0	1499,0	1813,7	1866,2
400	1411,5	2029,1	2029,1	2452,5	2523,1
500	1783,1	2577,2	2577,2	3112,1	3201,3
600	2160,7	3132,3	3132,3	3780,5	3888,6
700	2548,9	3708,0	3708,0	4472,7	4600,2
800	2941,8	4295,3	4295,3	5177,8	5324,9
900	3342,5	4894,7	4894,7	5897,5	6064,7
1000	3746,5	5505,3	5505,3	6629,2	6816,6
1500	5823,5	9299,0	9299,0	11046,1	11337,3



Obr.3-1 I-t diagram

3.5 Entalpie spalin při recirkulaci

Recirkulaci spalin provádíme zejména kvůli palivu. Palivo o střední výhřevnosti, na které je kotel navržen, nelze vždy dodat, tudíž může nastat situace, kdy spalováním např. méně výhřevného paliva se uvolní méně tepelné energie, tím klesne teplota spalin v traktu, což se projeví sníženou účinností kotle. Recirkulace se provádí přiváděním části chladných spalin za ekonomizérem (cca. 140 °C) do spalovací komory, což způsobí částečné ochlazení vzniklých spalin. Řízením množství recirkulovaných spalin ovlivňujeme teplotu těchto vzniklých spalin na návrhových mezích a tím kompenzujeme vliv paliva o výhřevnosti jiné, nežli návrhové. Recirkulace se zde ve výpočtech uvažuje na celém úseku, tj. od místa zavedení spalin až do místa jejich odběru.

Objem spalin od místa zavedení spalin až do místa jejich odběru bude:

$$O_{spr1,3} = O_{sp} + r \cdot O_{sp.od} = 4,244 + 0,1 \cdot 4,244 = 4,668 m^3 / kg \quad (3.5-1)$$

kde O_{sp} - objem spalin v daném místě bez vlivu recirkulace

$O_{sp.od}$ - objem spalin v místě odběru

Entalpie spalin v místě jejich zavedení do traktu po smíšení :

$$I_{spr} = I_{sp} + r \cdot I_{sp.od} = 11558 + 0,1 \cdot 830,7 = 11641,07 kJ / kg \quad (3.5-2)$$

pro I_{sp} pro 1576°C (adiabaticka teplota plamene viz. kap. 5.1)

$$\text{pro } 140^\circ\text{C } I_{sp.od} = I_{sp} + (\alpha - 1) \cdot I_{vzd \min} = 685,33 + (1,3 - 1) \cdot 145,4 = 830,7 kJ / kg \quad (3.5-3)$$

3.6 Teplota po smíšení

$$g_{spr} = \frac{I_{spr}}{(O_{sp} \cdot c)_{spr}} = \frac{11641,07}{7,927} = 1469^\circ\text{C} \quad (3.6-1)$$

kde celkové měrné teplo spalin na 1 kg paliva po smíšení se určí ze vzorce

$$(O_{sp} \cdot c)_{spr} = (O_{sp} \cdot c)_{sp} + r \cdot (O_{sp} \cdot c)_{sp.od} = 7,334 + 0,1 \cdot 5,934 = 7,927 kJ / kg \cdot K \quad (3.6-2)$$

I_{sp} a $(O_{sp} \cdot c)_{sp}$ - entalpie a celkové měrné teplo v místě zavedení spalin před smíšením

$I_{sp.od}$ a $(O_{sp} \cdot c)_{sp.od}$ - entalpie a celkové měrné teplo spalin, které zůstávají v místě odběru

Celkové teplo dodané ohništi:

$$Q_c = Q_p + Q_{vz} + Q_{rec} \cdot r = 18086,05 + 144,1 + 1315,8 \cdot 0,1 = 18489,3 kW \quad (3.6-3)$$

$$Q_{vz} - (5.1-2)$$

$$Q_p - (5.1-4)$$

$$Q_{rec} = I_{sp.od} \cdot M_{pv} = 830,7 \cdot 1,584 = 1315,8 kW \quad (3.6-4)$$

$$M_{pv} - \text{viz. 4.3-3}$$

3.7 Entalpie spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin

Vzduch v ohništi:

$$O_{vz} = (a - 1) \cdot O_{vz \min} = (1,3 - 1) \cdot 2,647 = 0,794 \text{ kg} / \text{s} \quad (3.7-1)$$

Minimální množství vzduchu na konci kotle:

$$O_{vz} = (a - 1) \cdot O_{vz \min} = (1,3 - 1) \cdot 2,647 = 0,794 \text{ kg} / \text{s} \quad (3.7-2)$$

Minimální množství vzduchu v ohništi se zahrnutím recirkulace:

$$Q_{vz.c} = (a - 1) \cdot O_{vz \min} + r \cdot O_{vz} = (1,3 - 1) \cdot 2,647 + 0,1 \cdot 0,794 = 0,874 \text{ kg} / \text{s} \quad (3.7-2)$$

Podíly složek celkových spalin:

$$\omega_{vz.c} = \frac{O_{vz.c}}{O_{sp1,3}} = \frac{0,874}{4,668} = 0,1872$$

$$O_{N_2c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{N_2} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{N_2,1,3} = 4,244 \cdot 0,1 \cdot 0,479 + 4,244 \cdot 0,479 = 2,235 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\omega_{N_2c} = \frac{O_{N_2c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{2,235}{4,668} = 0,4789$$

$$O_{CO_2c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{CO_2,1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{CO_2,1,3} = 4,244 \cdot 0,1 \cdot 0,124 + 4,244 \cdot 0,124 = 0,579 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\omega_{CO_2c} = \frac{O_{CO_2c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{0,579}{4,668} = 0,1240$$

$$O_{Ar.c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{Ar.c1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{Ar.c1,3} = 4,244 \cdot 0,1 \cdot 0,0056 + 4,244 \cdot 0,0056 = 0,0264 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\omega_{Ar.c} = \frac{O_{Ar.c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{0,0264}{4,668} = 0,0056$$

$$O_{SO_2c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{SO_2,1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{SO_2,1,3} = 4,244 \cdot 0,1 \cdot 0,00002 + 4,244 \cdot 0,00002 = 0,00007 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\omega_{SO_2c} = \frac{O_{SO_2c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{0,00007}{4,668} = 0,00002$$

$$O_{H_2O_c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{H_2O,1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{H_2O,1,3} = 4,244 \cdot 0,1 \cdot 0,204 + 4,244 \cdot 0,204 = 0,953 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\omega_{H_2O.c} = \frac{O_{H_2O.c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{0,953}{4,668} = 0,2042$$

Entalpie spalin s recirkulovanými spalinami ve spalovacím prostoru:

pro teplotu 1000 °C

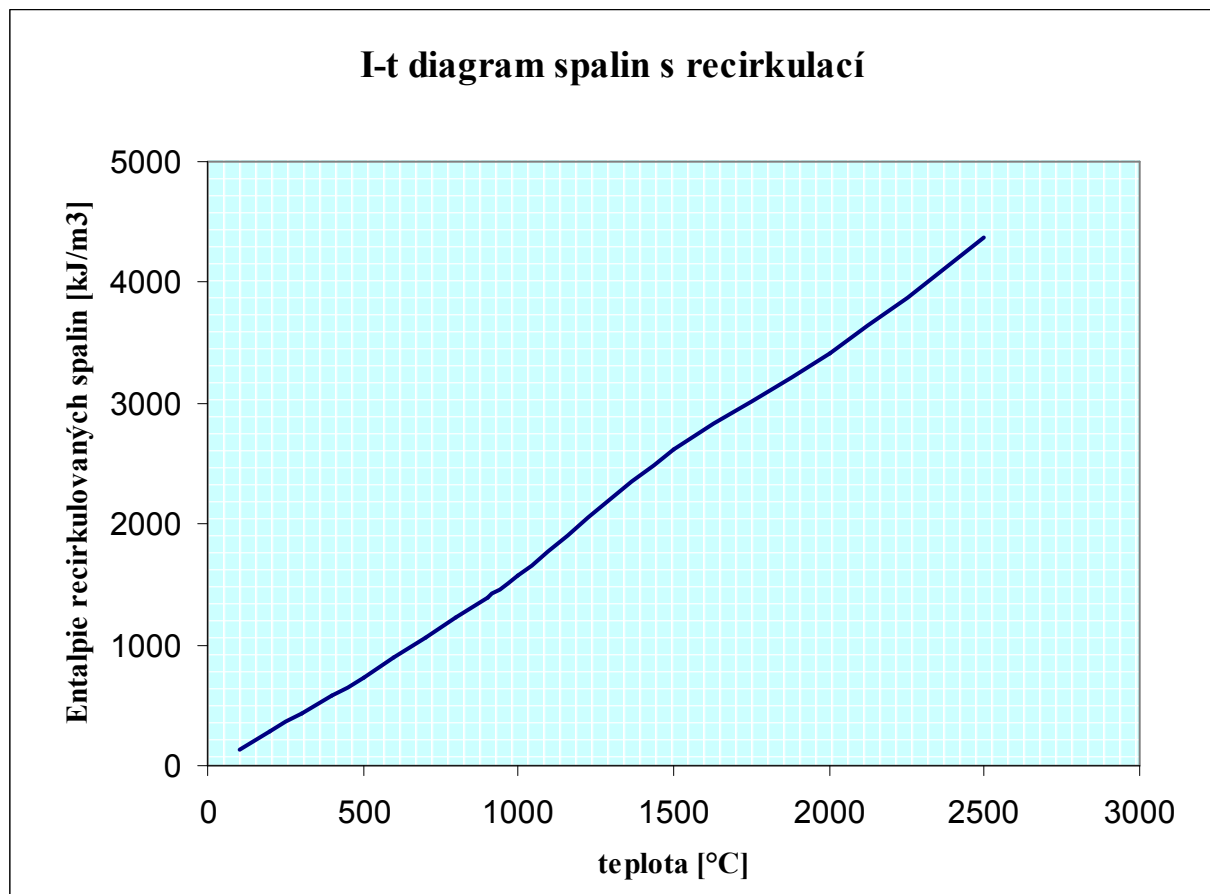
$$\begin{aligned}
 I_{sp,rec1000^{\circ}C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2c} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2c} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar.c} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2c} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O.c} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz.c} \cdot c_p \cdot t = \\
 &= 0,4789 \cdot 1392 + 0,1240 \cdot 2204 + 0,0056 \cdot 928 + 0,00002 \cdot 2305 + 0,2042 \cdot 1723 + 0,1872 \cdot 1,439 \cdot 1000 = \\
 &= 1566,47 \text{ kJ} / \text{m}^3
 \end{aligned}$$

pro teplotu 1500 °C

$$\begin{aligned}
 I_{sp,rec1500^{\circ}C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2c} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2c} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar.c} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2c} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O.c} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz.c} \cdot c_p \cdot t = \\
 &= 0,4789 \cdot 2166 + 0,1240 \cdot 3504 + 0,0056 \cdot 1390 + 0,00002 \cdot 3590 + 0,2042 \cdot 2779 + 0,1872 \cdot 1,491 \cdot 1500 = \\
 &= 2609,66 \text{ kJ} / \text{m}^3
 \end{aligned}$$

Tab. 3-4 Entalpie spalin pro se zahrnutím recirkulace ($\alpha = 1,3$)

$t [^{\circ}C]$	$I_{sp} [kJ / m^3]$
100	139,31
200	281,82
300	428,60
400	579,56
500	735,42
600	893,36
700	1056,91
800	1223,52
900	1393,58
1000	1566,47
1500	2609,66
2000	3406,92
2500	4372,44



Obr.3-2 I-t diagram s recirkulací

4. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Tato bilance se provádí k určení účinnosti kotle a množství paliva potřebného k dosažení potřebného tepelného výkonu.

4.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 11500 + 46,2 = 11546,2 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-1)$$

Q_i^r - výhřevnost paliva

i_p - fyzické teplo paliva

Fyzické teplo paliva se počítá tehdy, jestliže se palivo předehřívá mimo kotel a nebo v případě, že palivo není předehříváno cizím zdrojem, se fyzické teplo uvažuje jen u paliv s obsahem vody splňující podmínku:

$$W_i^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (4.1-2)$$

$$35\% \geq \frac{11500}{4,19} \cdot \frac{1}{150} = 18,3\%$$

- podmínka je splněna, potom se teplota paliva bere $t_p = 20 \text{ °C}$ [2]

Fyzické teplo paliva:

$$i_p = c_p \cdot t_p = 2,31 \cdot 20 = 46,2 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-3)$$

c_p - měrné teplo paliva

t_p - teplota paliva

Měrné teplo paliva se určí ze vztahu:

$$c_p = c_w \cdot \frac{W_t^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W_t^r}{100} = 4,19 \cdot \frac{35}{100} + 1,3 \cdot \frac{100 - 35}{100} = 2,31 \text{ kJ/kg} \cdot K \quad (4.1-4)$$

$c_w = 4,19 \text{ kJ/kg} \cdot K$ - měrné teplo vody

$c_{su} = 1,3 \text{ kJ/kg} \cdot K$ - měrné teplo sušiny paliva

$W_t^r = 35 \%$ - obsah celkové vody v palivu

4.2 Ztráty a tepelná účinnost kotle

Tepelná účinnost kotle se určí pomocí těchto tepelných ztrát kotle:

- ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)
- ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal)
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování
- ztráta sdílením tepla do okolí
- ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)

4.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích je způsobena obsahem nespáleného uhlíku v těchto tuhých zbytcích. Množství tuhých zbytků (škváry a úletu) a jejich obsah hořlaviny jsem určil na radu konzultanta z praxe.

$$z_c = z_{cs} + z_{cú} = 0,416 + 0,773 = 1,188\% \quad (4.2-1)$$

z_{cs} - ztráta ve škváře, nebo strusce

$z_{cú}$ - ztráta v úletu

Ztráta ve škváře, nebo strusce:

$$z_{cs} = \frac{C_s}{100 - C_s} \cdot \frac{x_s}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cs} = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{35}{100} \cdot \frac{8}{11546} \cdot 32600 = 0,416\% \quad (4.2-2)$$

Ztráta v úletu:

$$z_{cú} = \frac{C_{ú}}{100 - C_{ú}} \cdot \frac{x_{ú}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cú} = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{65}{100} \cdot \frac{8}{11546} \cdot 32600 = 0,773\% \quad (4.2-3)$$

C_i - procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků

x_i - procento popela v uvažovaném druhu tuhých zbytků

A^r - procento popela v palivu

Q_p^p - teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva (4.1-1)

$Q_{cú}, Q_{cs}$ - výhřevnost hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků

4.2.2 Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal)

Ztráta hořlavinou ve spalínách je dána chemickou nedokonalostí spalování, projevující se obsahem nespálených plynů CO , H_2 , CH_x . Velikost ztráty chemickým nedopalem volím z praxe $z_{cn} = 0,1\%$.

4.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků spočívá v nevyužitém teple odcházejících tuhých zbytků. Hodnoty x_i , C_i , A^r , Q_p^p jsou stejné jako u ztráty hořlavinou v tuhých zbytcích.

$$z_f = z_{fs} + z_{fú} = 0,143 + 0,055 = 0,198\% \quad (4.2-4)$$

z_{fs} - ztráta fyzickým teplem ve škváře, nebo strusce

$z_{fú}$ - ztráta fyzickým teplem v úletu

Ztráta fyzickým teplem ve škváře, nebo strusce:

$$z_{fs} = \frac{x_s}{100 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_s \cdot t_s = \frac{35}{100 - 5} \cdot \frac{8}{11546} \cdot 0,934 \cdot 600 = 0,143\% \quad (4.2-5)$$

Ztráta fyzickým teplem v úletu:

$$z_{fú} = \frac{x_u}{100 - C_u} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_u \cdot t_u = \frac{65}{100 - 5} \cdot \frac{8}{11546} \cdot 0,823 \cdot 140 = 0,055\% \quad (4.2-6)$$

c_i - měrné teplo uvažovaných tuhých zbytků popela

t_i - teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků

4.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

Ztráta sdílením tepla do okolí je funkcí velikosti kotle. Se zvětšováním parního výkonu kotle, ztráta sdílením tepla do okolí klesá. Hodnota ztráty sdílením tepla se bere z praxe dle výkonu kotle - $z_{so} = 1\%$

4.2.5 Ztráta fyzickým teplem spalín (komínová ztráta)

Ztráta fyzickým teplem představuje tepelnou energii odcházejících v plynných spalínách. Tato ztráta je nejvýznamnější - nejvíce ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Má na ni rozhodující vliv teplota spalín za kotlem $t_{sp} = 140^\circ C$ a součinitel přebytku vzduchu $\alpha_k = 1,3$.

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{SP,r} - I_{VZ}}{Q_p^p} = (100 - 1,188) \cdot \frac{830,7 - 89,5}{11546} = 6,34\% \quad (4.2-7)$$

$I_{SP,r}$ - entalpie recirkulovaných spalín, při dané t_{sp} , α_k , viz.vztah 3.5.3

I_{VZ} - entalpie vzduchu, při dané teplotě okolí $20^\circ C$ a α_k

$$I_{VZ} = \alpha_k \cdot I_{VZ\min} = 1,3 \cdot 68,86 = 89,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.2-8)$$

$$I_{VZ\min} = O_{VZ\min} \cdot c \cdot t = 2,604 \cdot 1,3222 \cdot 20 = 68,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.2-9)$$

4.2.6 Tepelná účinnost kotle

Z vypočtených velikostí základních tepelných ztrát je možné určit tepelnou účinnost kotle nepřímou metodou.

$$\eta_k = 100 - \sum z = 100 - 8,826 = 91,17 \% \quad (4.2-10)$$

$$\sum z = z_{cn} + z_c + z_f + z_{so} + z_k \quad (4.2-11)$$

$$\sum z = 0,1 + 1,188 + 0,198 + 1 + 6,34 = 8,826 \%$$

4.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

4.3.1 Výrobní teplo páry

Výrobní teplo páry (tepelný výkon kotle):

$$Q_v = M_p \cdot (i_p - i_{nv}) = 5,83 \cdot (3314,4 - 440,3) = 16756 \text{ kJ/s} = 16,8 \text{ MW} \quad (4.3-1)$$

M_p - parní výkon kotle [kg / s]

i_p - entalpie přehřáté páry při 5,2 MPa, 450 °C

i_{nv} - entalpie napájecí vody při 105 °C

4.3.2 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_{pp} = \frac{Q_v}{i_p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{16756}{11546 \cdot \frac{91,17}{100}} = 1,592 \text{ kg / s} \quad (4.3-2)$$

Množství paliva skutečně spáleného (výpočtové):

$$M_{pv} = M_{pp} \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 1,592 \cdot \left(1 - \frac{1,188}{100}\right) = 1,573 \text{ kg / s} \quad (4.3-3)$$

5. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Cílem tohoto výpočtu je určení střední teploty odchozích spalin. Přenos tepla v ohništi se děje převážně sáláním do výparníku – vliv konvekce je zanedbatelný.

5.1 Adiabatická teplota plamene

Teplota plamene, dosažená v ohništi bez použití recirkulace, je výchozí hodnotou k určení teploty spalin na výstupu z 1.tahu.

Entalpie spalin ve spalovací komoře se určí ze vztahu:

$$I_{sp} = \frac{Q_{vz} + Q_p}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{143,15 + 18086,05}{4,244 \cdot 1,573} = 2731,14 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (5.1-1)$$

teplo dodané vzduchem:

$$Q_{vz} = O_{vz} \cdot M_{pv} \cdot I_{vz} = 2,648 \cdot 1,573 \cdot 26,44 = 143,15 \text{ kW} \quad (5.1-2)$$

$$I_{vz} = c \cdot t = 1,3222 \cdot 20 = 26,44 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (5.1-3)$$

c – měrné teplo vlhkého vzduchu při teplotě nasávaného vzduchu

$$t_{vz} = 20^\circ\text{C} \text{ odpovídá } c = 1,3222 \text{ kJ} / \text{m}^3 \cdot \text{K}$$

teplo vzniklé spálením paliva:

$$Q_p = M_{pv} \cdot Q_i^r = 1,573 \cdot 11500 = 18086,05 \text{ kW} \quad (5.1-4)$$

Abychom mohli stanovit pro výše vypočtenou entalpii spalin příslušnou teplotu, je třeba spočítat entalpie pro výše uvedené složení spalin pro předpokládané teploty a mezi těmito hodnotami potom interpolací určit příslušnou teplotu.

Entalpie spalin pro 1000°C

$$\begin{aligned} I_{sp1000^\circ\text{C}} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,4789 \cdot 1392 + 0,1240 \cdot 2204 + 0,0056 \cdot 928 + 0,00002 \cdot 2305 + 0,2042 \cdot 1723 + 0,187 \cdot 1,439 \cdot 1000 = \\ &= 1566,5 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned}$$

pro 1500°C

$$\begin{aligned} I_{sp1500^\circ\text{C}} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,4789 \cdot 2166 + 0,1240 \cdot 3504 + 0,0056 \cdot 1390 + 0,00002 \cdot 3590 + 0,2042 \cdot 2779 + 0,187 \cdot 1,490 \cdot 1500 = \\ &= 2609,6 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned}$$

pro 2000°C

$$\begin{aligned} I_{sp2000^\circ\text{C}} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,4789 \cdot 2965 + 0,1240 \cdot 4844 + 0,0056 \cdot 1855 + 0,00002 \cdot 4890 + 0,2042 \cdot 3926 + 0,187 \cdot 1,533 \cdot 2000 = \\ &= 3406,9 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned}$$

Podíly jednotlivých složek počítány na stejném principu jako v kap.3.7 tedy:

$$\omega_i = \frac{O_i}{O_{sp1,3}}$$

Pro výše vypočtenou I_{sp} lze z hodnot entalpií pro 1000 °C a 1500 °C a 2000 °C interpolací odečíst adiabatickou teplotu v ohništi, která je $t_{ad} = 1576^{\circ}\text{C}$.

5.2 Návrh ohniště

Rozměry A a B se ovíjejí od roštu s ohledem na měrné tepelné zatížení roštu q_r , jež výrobce doporučuje max. $2,5\text{MW}/\text{m}^2$. Výška komory se volí s ohledem na požadovanou teplotu na konci ohniště případně na přenesený tepelný výkon výparníku.

Pro výpočet spalovací komory byly zvoleny následující rozměry:

A = 2,08m.....přední stěna

B = 3,84m.....boční stěna

C = 10m.....výška

$$q_r = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{S_{AB}} \left[\text{MW} / \text{m}^2 \right] \quad (5.2-1)$$

$$q_r = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{S_{AB}} = \frac{1,573 \cdot 11,500}{2,08 \cdot 3,84} = 2,26 \text{MW} / \text{m}^2$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

$$F_{is} = F_{st} \cdot x_{st} = 126 \cdot 0,95 = 120 \text{m}^2 \quad (5.2-2)$$

F_{st} - plocha otrubkované stěny včetně výstupního otvoru

$x_{st} = 0,95$ - úhlový součinitel trubkové stěny [1]

Plocha otrubkované stěny včetně výstupního otvoru:

$$F_{st} = [2 \cdot (2,08 \cdot 10) + 2 \cdot (3,84 \cdot 10) + (2,08 \cdot 3,84)] = 126 \text{m}^2 \quad (5.2-3)$$

Aktivní objem ohniště:

$$V_o = a \cdot b \cdot c = 2,08 \cdot 3,84 \cdot 10 = 80 \text{m}^3 \quad (5.2-4)$$

5.3 Tepelný výpočet ohniště

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

5.3.1 Teplota spalin na výstupu z ohniště

Poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště:

$$\Theta_o = \frac{T_o}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} \quad (5.3-1)$$

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

T_a - teoretická teplota při spalování (adiabatické spalování) [K]

Teplota spalin na výstupu z ohniště (z rov. 5.3-1):

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.3-2)$$

Teoretická teplota ϑ_a se určí z užitečného tepla I_u uvolněného při spalování, které se rovná entalpii spalin při teplotě teoretické. Některé veličiny jsou však na teplotě ϑ_o závislé a proto je nutné tuto teplotu nejprve zvolit. S jejím využitím se vypočítají potřebné veličiny a s použitím rovnice (5.3-2) se koncová teplota dopočítá. Vypočtená hodnota by se neměla od zvolené hodnoty lišit o více než $\pm 20^{\circ}\text{C}$. Pokud se liší, je nutné výpočet opakovat s použitím jiné zvolené hodnoty, dokud není tolerance splněna. Uvádím zde výpočet až pro třetí odhad teploty 867°C , jež se od výsledné teploty ϑ_o liší o cca $1,5^{\circ}\text{C}$

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1576 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7284}{0,6712}\right)^{0,6}} - 273,15 = 868,64^{\circ}\text{C} \quad (5.3-3)$$

5.3.2 Součinitel M

Součinitel M se určí v závislosti na poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene x_o .

$$M = 0,59 - (0,5 \cdot x_o) = 0,59 - (0,5 \cdot 0) = 0,59 \quad (5.3-4)$$

Poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene:

$$x_o = \frac{x_h}{x_o} = \frac{0}{10} = 0 \quad (5.3-5)$$

x_h - výška hořáků [1]

x_o - výška ohniště

5.3.3 Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,9892 \cdot 1,573 \cdot 8,3772}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4275 \cdot 126 \cdot 1849,3^3} = 0,6712 \quad (5.3-6)$$

φ - součinitel uchování tepla (5.3-7)

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného (4.3-3)

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště (5.2-3)

$\overline{O_{sp}} \cdot C$ - střední celkové měrné teplo spalin (5.3-8)

$5,7 \cdot 10^{-11}$ - Boltzmannova konstanta absolutně černého tělesa

$\overline{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn (5.3-10)

T_a - teoretická teplota plamene [K] viz.kap 5.1

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} = 1 - \frac{1}{91,17 + 1} = 0,9892 \quad (5.3-7)$$

z_{so} - ztráta sdílením tepla do okolí (4.2-10)

η_k - tepelná účinnost kotle (4.2-11)

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{sp}} \cdot C = \frac{I_u - I_o}{g_a - g_o} = \frac{11684 - 5743}{1576 - 867} = 8,3772 \text{ kJ/kg} \quad (5.3-8)$$

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře (5.3-9)

I_o - entalpie spalin na výstupu z ohniště pro g_o, α_o (tab. 3-3)

g_o - teplota spalin na výstupu z ohniště

g_a - adiabatická teplota plamene pro I_u, α_o kap.5.1

5.3.4 Užitečné teplo uvolněné v ohništi

Užitečné teplo uvolněné v ohništi:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_c - z_f}{100 - z_c} + Q_{vz} + r \cdot I_{sp.od} \quad (5.3-9)$$

$$I_u = 11546,23 \cdot \frac{100 - 0,1 - 1,188 - 0,198}{100 - 1,188} + 89,52 + 0,1 \cdot 830,7 = 11684,03 \text{ kJ/kg}$$

Q_p^p - (4.1-1)

Q_{vz} - (4.2-8)

z_{cn} - kap.4.2.2

z_c - (4.2-1)

z_f - (4.2-4)

$I_{sp.od}$ - (3.5-3)

5.3.5 Součinitel tepelné efektivity stěn

Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn:

$$\bar{\psi} = x_{st} \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275 \quad (5.3-10)$$

$x_{st} = 0,95$ - úhlový součinitel trubkové stěny [2]

$\xi = 0,45$ - součinitel zanesení stěn ohniště [2]

5.3.6 Stupeň černosti ohniště

Stupeň černosti ohniště pro roštové ohniště:

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (5.3-11)$$

$$a_o = \frac{0,5026 + (1 - 0,5026) \cdot \frac{7,98}{126}}{1 - (1 - 0,5026) \cdot (1 - 0,4275) \cdot \left(1 - \frac{7,98}{126}\right)} = 0,7284$$

a_{pl} - efektivní stupeň černosti plamene (5.3-13)

R - plocha hořící vrstvy na roštu (5.3-12)

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště (5.2-3)

$\bar{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn (5.3-10)

Plocha hořící vrstvy na roštu:

$$R = a \cdot b = 2,08 \cdot 3,84 = 7,98 m^2 \quad (5.3-12)$$

Efektivní stupeň černosti plamene v jakémkoli prostředí v ohništi:

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(3,063 \cdot 0,1012 \cdot 2,280)} = 0,5026 \quad (5.3-13)$$

k - součinitel zeslabení sálání (5.3-14)

p - tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku v ohništi $p = 0,1$ MPa

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy (5.1-18)

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (5.3-14)$$

$$k = 2,253 + 0,660 + (10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03) = 3,063 m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

$k_{sp} \cdot r_{sp}$ - součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (5.3-15)

$k_p \cdot \mu$ - součinitel zeslabení popílkovými částicemi (5.3-17)

$k_k = 1$ - součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi [2]

$\chi_1 = 0,5$ - hodnota závislá na druhu paliva [2]

$\chi_2 = 0,03$ - hodnota závislá na způsobu spalování [2]

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.3-15)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 2,280}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{867 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3322 = 2,253 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{sp} - objemová část tříatomových plynů (3.3-3)

T_o - odhadovaná teplota na konci ohniště

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy (5.3-18)

p_{sp} - celkový parciální tlak (5.3-16)

$k_p \cdot \mu$ - součinitel zeslabení popílkovými částicemi (5.3-17)

Celkový parciální tlak:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,3322 = 0,0335 \quad (5.3-16)$$

$r_{sp} = 0,3322$ - součet objemových částí tříatomových prvků (3.3-6)

$p = 0,101 \text{ MPa}$ - parciální tlak při normálních podmínkách

Součinitel zeslabení popílkovými částicemi:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1140^2 \cdot 20^2}} \cdot 12,25 = 0,6596 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (5.3-17)$$

μ - koncentrace popílku ve spalinách (3.3-7)

$d = 20 \mu\text{m}$ - střední efektivní průměr částiček popílku [2]

Účinná tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{80}{126} = 2,280 \text{ m} \quad (5.3-18)$$

V_o - aktivní objem ohniště (5.2-4)

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště (5.2-2)

5.4 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn**5.4.1 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn:**

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0,9892 \cdot (11684 - 5743) = 5876,6 \text{ kJ/kg} \quad (5.4-1)$$

φ - součinitel uchování tepla (5.3-7)

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře (5.3-9)

I_o - entalpie spalin na výstupu z ohniště pro $\vartheta_o = 867 \text{ }^\circ\text{C}$ (tab. 3-3)

5.4.2 Střední tepelné zatížení stěn ohniště:

$$\bar{q} = \frac{Q_s \cdot M_{pv}}{F_{\dot{u}s}} = \frac{5876,6 \cdot 1,573}{120} = 72,2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (5.4-2)$$

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného (4.3-3)

$F_{\dot{u}s}$ - účinná sálavá plocha stěn ohniště (5.2-2)

6. NÁVRH KONVENČNÍCH PLOCH

Při návrhu teplosměnných ploch se vychází z požadavků výstupní hodnoty páry, pro kterou je kotel navrhován. Východí hodnotou pro bilanční tepelné výpočty jednotlivých částí kotle je teplota spalin za spalovací komorou 869 °C. Od ní se odvíjí rozdělení tepelného výkonu kotle na jednotlivé výměnné plochy a jejich tepelná bilance ve styčných bodech, ať na straně spalin, tak na straně vody resp. páry.

6.1 Rozvržení tepelného výkonu na jednotlivé výhřevné plochy:

6.1.1 Tlak napájecí vody

Napájecí voda má největší tlak v celém primárním okruhu. Odvíjí se od požadovaného výstupního tlaku přehřáté páry navýšené o tlakové ztráty jednotlivých výhřevných ploch.

$$p_{nv} = p_{PRIII.out} + \Delta p_{PRIII} + \Delta p_{PRII} + \Delta p_{PRI} + \Delta p_{ZT} + \Delta p_{VYP} + \Delta p_{EKO} \quad (6.1-1)$$

$$p_{nv} = 5,2 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 + 0 + 0,5 = 6,2 \text{ MPa}$$

pro p_{nv} a $t_{nv} = 105^\circ\text{C}$ byla odečtena entalpie napájecí vody $i_{nv} = 444,7 \text{ kJ/kg}$ [1]

6.1.2 Přehřívák III

výstupní entalpie $i_{PRIII.out} = 3314 \text{ kJ/kg}$ viz [1]

pro $p_{PRIII.out} = 5,2 \text{ MPa}$

$$t_{PRIII.out} = 450^\circ\text{C}$$

navržený entalpický spád $\Delta i_{PRIII} = 225 \text{ kJ/kg}$

vstupní entalpie $i_{PRIII.in} = i_{PRIII.out} - \Delta i_{PRIII} = 3314 - 225 = 3089 \text{ kJ/kg}$

této entalpii odpovídá teplota $t_{PRIII.in} = 360,5^\circ\text{C}$ viz [1]

při vstupním tlaku $p_{PRIII.in} = p_{PRIII.out} + \Delta p_{PRIII} = 5,35 \text{ MPa}$

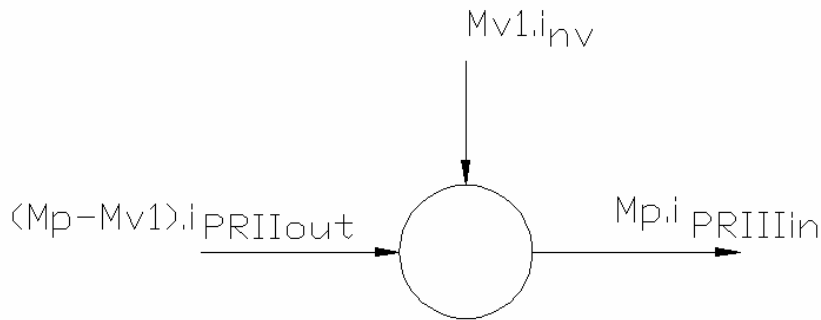
tepelný výkon $Q_{PRIII} = M_p \cdot \Delta i_{PRIII} = 5,83 \cdot 225 = 1311,75 \text{ kW}$ (6.1-2)

6.1.3 Přehřívák II

Na výstupu z tohoto přehříváku je umístěna regulace teploty přehřáté páry, která je prováděna vstříkem napájecí vody. Množství vstříku je uvažováno 3 % parního výkonu kotle M_p .

Množství vstříku $M_{v1} = 0,03 \cdot M_p = 0,03 \cdot 5,83 = 0,175 \text{ kg/s}$ (6.1-3)

Kotle na spalování biomasy



Obr. 6-1 Schéma bilance vstřiku

Bilanční rovnice:

$$(M_p - M_{v1}) \cdot i_{PRII.out} + M_{v1} \cdot i_{nv} = M_p \cdot i_{PRIII.in} \quad (6.1-4)$$

$$i_{PRII.out} = \frac{M_p \cdot i_{PRIII.in} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{M_p - M_{v1}} = \frac{5,83 \cdot 3089 - 0,175 \cdot 444,7}{5,83 - 0,175} = 3171 \text{ kJ/kg}$$

tэта entalpii odpovídá teplota $t_{PRII.out} = 392^\circ\text{C}$ viz [1]při tlaku $p_{PRII.out} = p_{PRIII.in} = 5,35 \text{ MPa}$

$$\Delta i_{PRII} = 215 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{PRII.in} = i_{PRII.out} - \Delta i_{PRII} = 3171 - 215 = 2956 \text{ kJ/kg}$$

tэта entalpii odpovídá teplota $t_{PRII.in} = 315,4^\circ\text{C}$ viz [1]při tlaku $p_{PRII.in} = p_{PRIII.out} + \Delta p_{PRIII} + \Delta p_{PRII} = 5,2 + 0,15 + 0,15 = 5,5 \text{ MPa}$

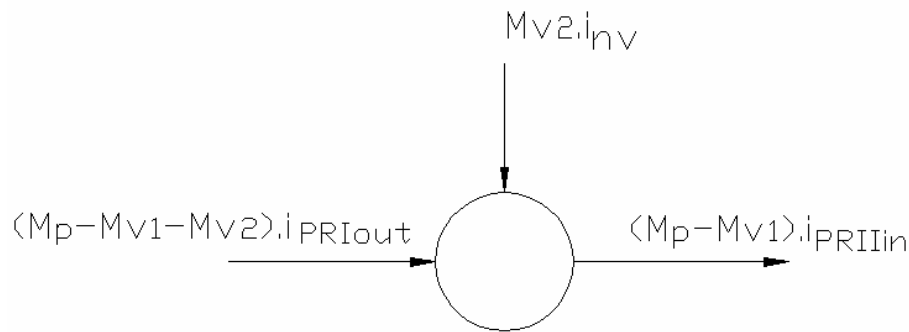
$$Q_{PRII} = (M_p - M_{v1}) \cdot \Delta i_{PRII} = (5,83 - 0,175) \cdot 215 = 1215,83 \text{ kW} \quad (6.1-5)$$

6.1.4 Přehřívák I

Na výstupu tohoto přehříváku je také umístěna regulace teploty přehřáté páry vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku je uvažováno 3 % parního výkonu kotle M_p .

$$\text{Množství vstřiku } M_{v2} = 0,03 \cdot M_p = 0,03 \cdot 5,83 = 0,175 \text{ kg/s} \quad (6.1-6)$$

Kotle na spalování biomasy



Obr. 6-2 Schéma bilance vstřiku

Bilanční rovnice:

$$(M_p - M_{v1} + M_{v2}) \cdot i_{PRI.out} + M_{v2} \cdot i_{nv} = (M_p - M_{v1}) \cdot i_{PRII.in} \quad (6.1-7)$$

$$i_{PRI.out} = \frac{(M_p - M_{v1}) \cdot i_{PRII.in} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{M_p - M_{v1} - M_{v2}} = \frac{(5,83 - 0,175) \cdot 2956 - 0,175 \cdot 444,7}{5,83 - 0,175 - 0,175} = 3036,3 \text{ kJ / kg}$$

této entalpii odpovídá teplota $t_{PRI.out} = 342,6^\circ\text{C}$ viz [1]při tlaku $p_{PRI.out} = p_{PRII.in}$

$$\Delta i_{PRII} = 176 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{PRI.in} = i_{PRI.out} - \Delta i_{PRII} = 3036,3 - 176 = 2860,3 \text{ kJ / kg}$$

této entalpii odpovídá teplota $t_{PRII.in} = t_{ZT.out} = 289^\circ\text{C}$ viz [1]

při tlaku

$$p_{PRI.in} = p_{PRII.out} + \Delta p_{PRIII} + \Delta p_{PRII} + \Delta p_{PRI} = 5,2 + 0,15 + 0,15 + 0,15 = 5,65 \text{ MPa}$$

$$Q_{PRI} = (M_p - M_{v1} - M_{v2}) \cdot \Delta i_{PRII} = (5,83 - 0,175 - 0,175) \cdot 176 = 964,48 \text{ kW} \quad (6.1-8)$$

6.1.5 Závěsné trubky

Slouží jako závěs trubkových svazků přehříváku III a přehříváku II. Proudí jimi pára z bubny, která je po průchodu závěsnými trubkami přiváděna do přehříváku I.

Vstupní parametry páry: $t_{ZT.in} = 272,3^\circ\text{C}$

$$p_{ZT} = 5,7 \text{ MPa}$$

$$i_{ZT.in} = 2787,8 \text{ kJ / kg} \quad \text{viz [1]}$$

Výstupní parametry páry: $t_{ZT.out} = 289^\circ\text{C}$

$$p_{ZT} = 5,65 \text{ MPa}$$

$$i_{ZT.out} = 2862,3 \text{ kJ / kg} \quad \text{viz [1]}$$

teplo spotřebované závěsnými trubkami

$$Q_{zv} = (M_p - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{ZT.out} - i_{ZT.in}) = (5,83 - 0,175 - 0,175) \cdot (2862,3 - 2787,8) = 408,5 \text{ kW} \quad (6.1-9)$$

6.1.6 Výparník

Výparný systém je tvořen membránovou stěnou kde dochází k fázové přeměně.

$$p_{VYP} = p_{PRIII.out} + \Delta p_{PRIII} + \Delta p_{PRII} + \Delta p_{PRI} + \Delta p_{ZT} = 5,2 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 = 5,7 \text{ MPa} \quad (6.1-10)$$

tomuto tlaku odpovídá teplota sytosti $t_{syt} = 272,3^\circ\text{C}$ viz [1]

entalpie při tlaku ve výparníku:

$$\text{pro sytou páru} \quad i_{VYP.out} = i_{ZT.in} = 2787,8 \text{ kJ/kg} \quad \text{viz [1]}$$

$$\text{pro kapalinu} \quad i_{VYP.in} = i_{EKO.out} = 1019,8 \text{ kJ/kg} \quad \text{viz [1] kap. ()}$$

teplo spotřebované výparníkem

$$Q_{VYP} = (M_p - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{VYP.out} - i_{VYP.in}) = (5,83 - 0,175 - 0,175) \cdot (2787,8 - 1019,8) = 9688,6 \text{ kW} \quad (6.1-11)$$

6.1.7 Ohřívák vody (Ekonomizér)

tlak na výstupu z EKA $p_{EKO.out} = 5,7 \text{ MPa}$

tlak na vstupu do EKA $p_{EKO.in} = 6,2 \text{ MPa}$

nedohřev vody v ekonomizéru vůči mezi sytosti $36,3^\circ\text{C}$ viz kap.

teplota na výstupu z EKA $t_{EKO.out} = 236^\circ\text{C}$

teplota na vstupu do EKA $t_{EKO.in} = t_{nv} = 105^\circ\text{C}$

entalpie výstupní vody z EKA pak je $i_{EKO.out} = 1019,8 \text{ kJ/kg}$ viz [1]

$$Q_{EKO} = (M_p - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{EKO.out} - i_{nv}) = (5,83 - 0,175 - 0,175) \cdot (1019,8 - 444,7) = 3151,7 \text{ kW} \quad (6.1-12)$$

6.2 Celkové potřebné teplo

Určí se jako součet tepel jednotlivých částí kotle

$$Q_c = Q_{PRIII} + Q_{PRII} + Q_{PRI} + Q_{ZT} + Q_{VYP} + Q_{EKO} \quad (6.2-1)$$

$$Q_c = 1311,75 + 1215,83 + 964,48 + 408,5 + 9688,6 + 3151,7 = 16740,8 \text{ kW}$$

6.3 Výpočet 1.tahu

Teplota v ohništi po smíšení: $t_1 = 1469^\circ\text{C}$ viz.(3.6-1)

Teplota na konci prvního tahu na vstupu do mříže: $t_2 = 869^\circ\text{C}$

$$\text{Střední teplota spalin:} \quad t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1469 + 869}{2} = 1069^\circ\text{C} \Rightarrow T = 1442 \text{ K} \quad (6.3-1)$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{a \cdot b} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,668 \cdot 1,573}{2,1 \cdot 3,8} \cdot \frac{273 + 1069}{273} = 4,86 \text{ m/s} \quad (6.3-2)$$

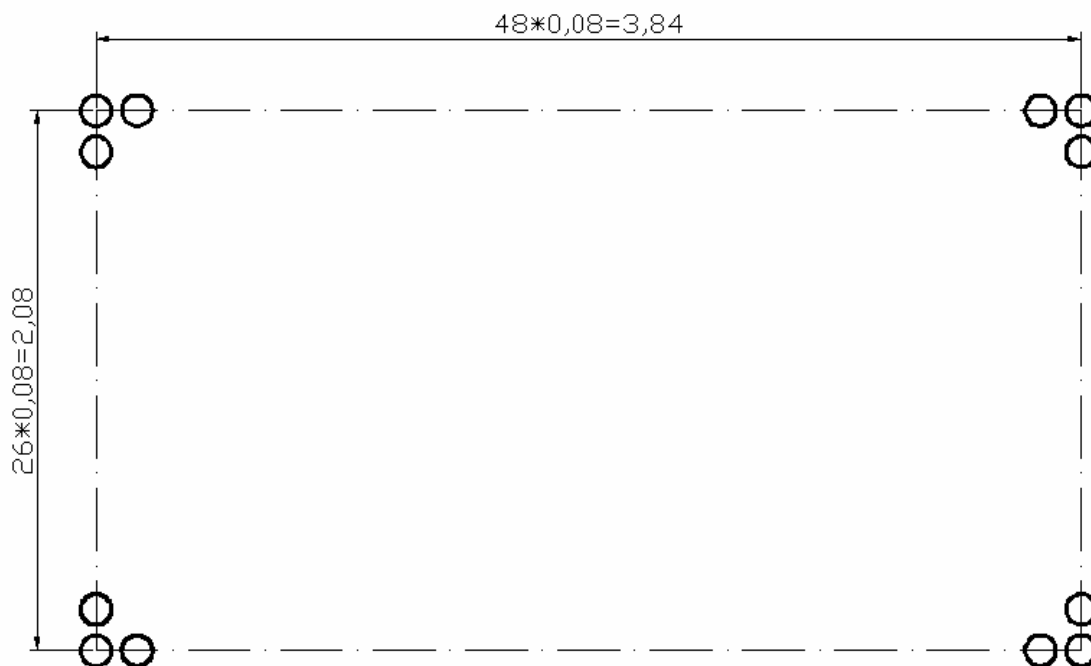
Teplo předané membránové stěně výparníku v 1.tahu

$$Q = M_{pv} \cdot \Delta I_{sp,r} = 1,573 \cdot 5292,5 = 8323,5 \text{ kW} \quad (6.3-3)$$

$$\text{kde } \Delta I_{spr} = I_{sp,r1469} - I_{sp,r869^\circ\text{C}} = 11050 - 5757,5 = 5292,5 \text{ kJ/kg} \quad (6.3-4)$$

Kotle na spalování biomasy

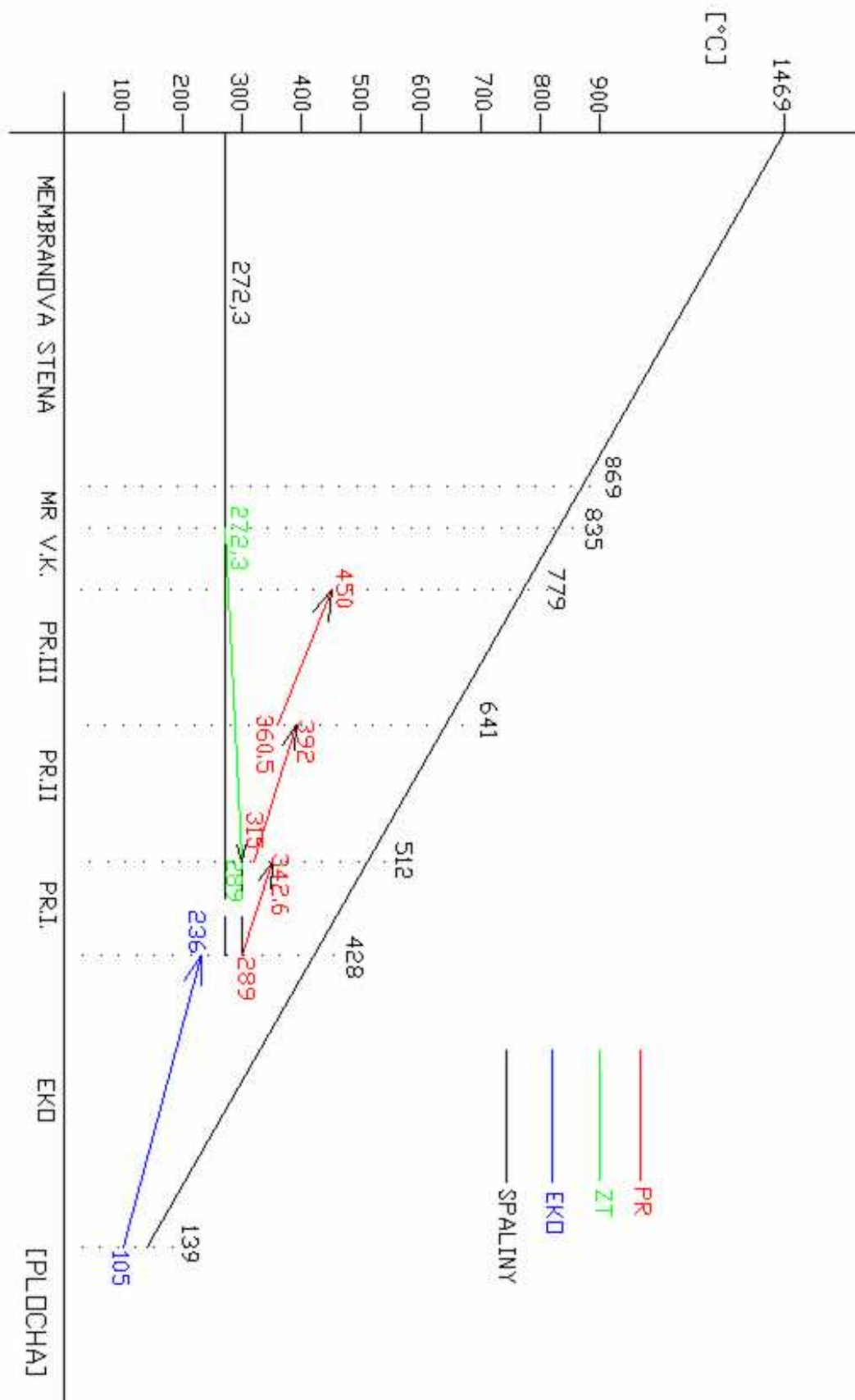
Rozměry prvního tahu: A = 2,08 m
 B = 3,84 m
 C = 10 m



Obr.6-3 Schéma ohniště

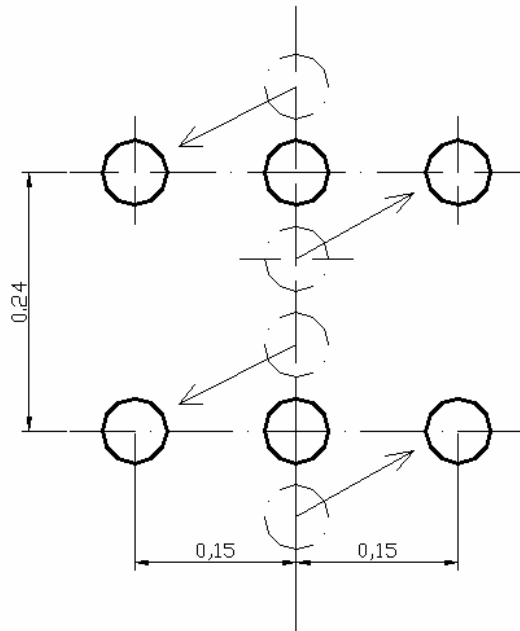
6.4 Pilový diagram

Obr.6-4 Pilový diagram

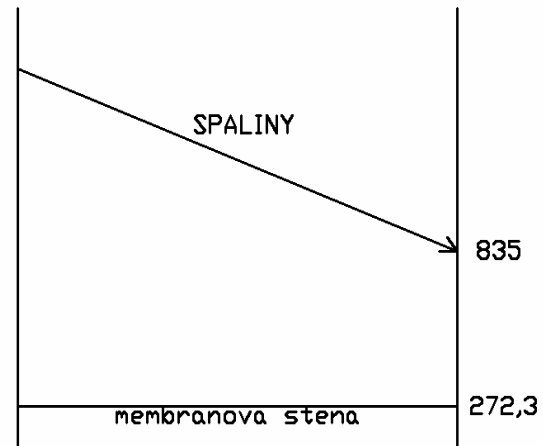


7. VÝPOČET MŘÍŽE

Mříž tvoří rozvolnění části membránové stěny v místě přechodu spalin z 1.tahu do 2.tahu. Z celkového počtu 27TR se rozvolnění účastní 25TR, zbylé 2 tvoří stěnu. Každá čtvrtá zůstane na své pozici a sousední dvě trubky se přesunou před resp. za ní. Rozvolněním vzniká trubkový svazek s uspořádáním za sebou příčnou roztečí 0,24m, podélná zvolena 0,15m. Svazek bude tvořit 8TR po třech řadách + 1TR do počtu 25TR.



Obr.7-1 Uspořádání mříže – pohled shora



Obr.7-2 Tepelná bilance

7.1 Konstrukční výpočet

$$\text{Střední teplota spalin } t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{869 + 835}{2} = 852^\circ\text{C} \quad (7.1-1)$$

pro teploty spalin: vstupní $t_1 = 869^\circ\text{C}$
výstupní $t_2 = 835^\circ\text{C}$ (odhad ověřený v kap.7.4)

uvažují rychlost proudění spalin $w_{sp} = 9\text{ m/s}$

Konstrukční uspořádání:

počet trubek v jedné řadě $z_1 = 9$
počet řad $z_2 = 3$
průměr trubek tvořících membránovou stěnu $d = 0,06\text{ m}$

výpočet výšky rozvolnění:

$$x = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,688 \cdot 1,573}{9 \cdot (2,1 - 9 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 852}{273} = 2,15\text{ m} \quad (7.1-2)$$

návrhová rychlost spalin $w_{sp} = 9\text{ m/s}$

uvažují výšku rozvolnění $c = 2,2m$

přepočet rychlosti spalin protékajících mříží

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{x \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,668 \cdot 1,573}{2,2 \cdot (2,2 - 9 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 852}{273} = 8,8m/s \quad (7.1-3)$$

7.2 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění kolem za sebou uspořádaných hladkých trubek se určí ze vztahu:

$$\alpha_k = c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.2-1)$$

$$\alpha_k = 0,36 \cdot 0,88 \cdot \frac{0,094}{0,06} \cdot \left(\frac{8,8 \cdot 0,06}{1,4 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,6} \cdot 0,58^{0,33} = 57,64W/m^2 \cdot K$$

kde c_s je oprava na uspořádání příčných řad svazku

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,578^{0,1} = 0,36 \quad (7.2-2)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{4 - 1}{2,9 - 1} = 1,578 \quad (7.2-3)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,24}{0,06} = 4 \quad (7.2-4)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,15}{0,06} = 2,5 \quad (7.2-5)$$

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 4^2 + 2,5^2} = 2,9 \quad (7.2-6)$$

příčná rozteč $s_1 = 0,24m$

podélná rozteč $s_2 = 0,15m$

oprava na počet podélných řad se určí následovně

$$c_z = 4 \cdot z_2^{0,02} = 4 \cdot 3^{0,02} = 0,88 \quad (7.2-7)$$

pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř}$ hodnoty Pr , ν , λ z [1]

Prandtlovo číslo $Pr = 0,58$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 1,4 \cdot 10^{-4} m^2/s$

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,094W/m \cdot K$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny (spalování tuhého paliva) se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2049 \cdot 1125^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{624}{1125}\right)^4}{1 - \frac{624}{1125}}$$

$$\alpha_s = 30,43 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.2-8)$$

stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli $p = 0,1 \text{ MPa}$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,668 \cdot 0,1 \cdot 0,4046} = 0,2049 \quad (7.2-9)$

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 17,061 \cdot 0,3322 = 5,668 \text{ 1} / \text{m} \cdot \text{MPa} \quad (7.2-10)$

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,4046}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1125}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 17,061 \text{ 1} / \text{mMPa} \quad (7.2-11)$$

efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,24 \cdot 0,1}{0,06^2} - 1 \right) = 0,4046 \text{ m} \quad (7.2-12)$$

T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn. Pro výpočet mříže se určí

$$t_z = t_{syt} + \Delta t = 271,7 + 80 = 351^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 624 \text{ K} \quad (7.2-13)$$

pro mříž na výstupu z ohniště $\Delta t = 80^\circ \text{C}$ z [2]

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 57,64 + 30,43 = 88,07 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.2-14)$$

7.3 Součinitel prostupu tepla

Pro výparnickové plochy se určí dle následujícího vztahu

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{88,07}{1 + 0,004 \cdot 88,07} = 65,12 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.3-1)$$

ε dle [2]

Teplo, které odebere mříž spalinám

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 65,12 \cdot 11,19 \cdot 580,13 \cdot 10^{-3} = 422,81 \text{ kW} \quad (7.3-2)$$

S je teplosměnná plocha mříže

$$S = \pi \cdot d \cdot c \cdot i = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 2,2 \cdot 25 = 11,19 \text{ m}^2 \quad (7.3-3)$$

Kotle na spalování biomasy

Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{597,3 - 563,3}{\ln \frac{597,3}{563,3}} = 580,13K \quad (7.3-4)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 869 - 271,7 = 597,3^\circ C(K) \quad (7.3-5)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 835 - 271,7 = 563,3^\circ C(K) \quad (7.3-6)$$

7.4 Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže

Teplo spalin na výstupu

$$Q_{sp.out} = Q_{sp.in} - Q = 9844,19 - 422,81 = 9421,38kW \quad (7.4-1)$$

kde teplo vstupních spalin

$$Q_{sp.in} = I_{sp869^\circ C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1340,8 \cdot 4,668 \cdot 1,573 = 9844,19kW \quad (7.4-2)$$

entalpie vstupních spalin $I_{sp869^\circ C} = 1340,8kJ/m^3$

$$\text{Entalpie výstupních spalin } I_{sp.out} = \frac{Q_{sp.out}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{9421,38}{4,668 \cdot 1,573} = 1283,21kJ/m^3 \quad (7.4-3)$$

odpovídá teplota $t_{sp.out} = 835^\circ C$ viz tab. 3-4

» tato teplota koresponduje s odhadovanou teplotou výstupních spalin.

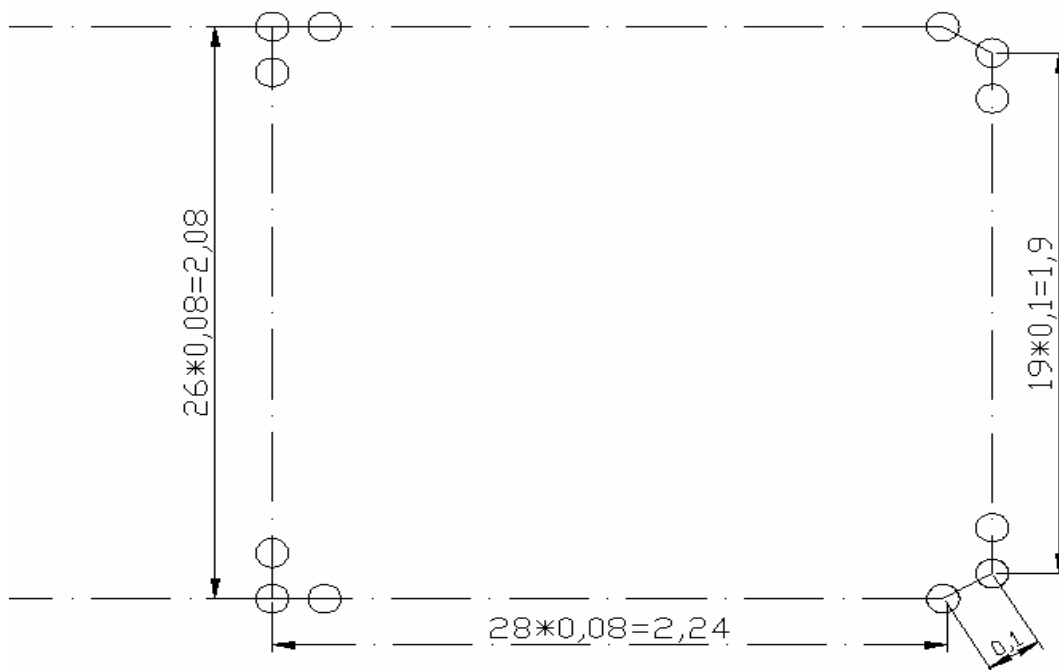
8. VÝPOČET II.TAHU KOTLE

8.1 Předběžný návrh spalinového kanálu

Návrh předpokládá pokračování membránové stěny jako výparného systému i v II.tahu, současně se v něm budou nacházet výhřevné plochy přehříváků, které budou zavěšeny na závěsných trubkách, patřící též mezi teplosměnné plochy. Výparný systém bude jako v předchozím tahu chlazen trubkami o průměru 60mm s roztečemi 80mm, až na zadní stěnu, kde rozteč bude 100mm, aby byl možný prostup trubek přehříváků z/do spalinovodu. Rozměr přední a zadní stěny spalinového kanálu (a) bude totožný s rozměrem spalovací komory (A), rozměr (b) se volí s ohledem na rychlost spalin.

Rozměry kanálu: a = 2,08 m
 b = 2,24 m

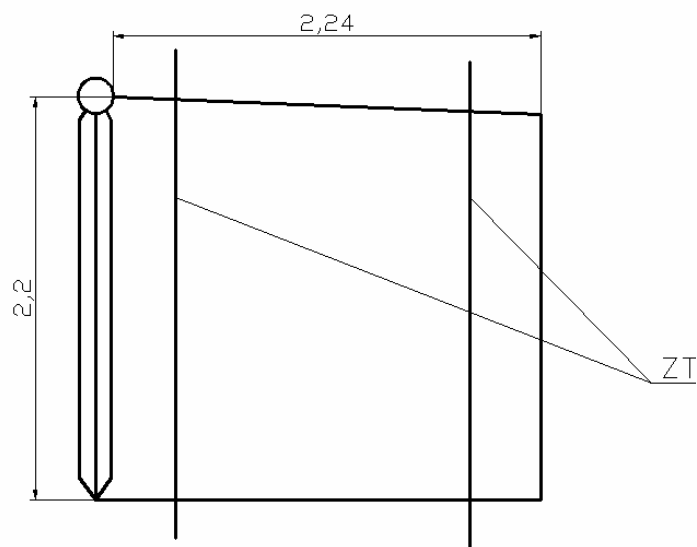
Kotle na spalování biomasy



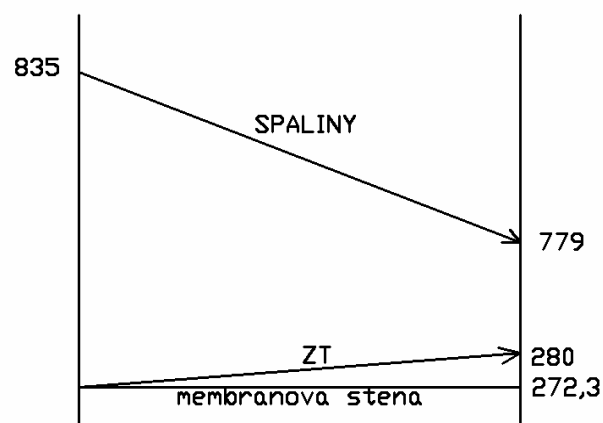
Obr.8-1 Pohled na II.tah shora

8.2 Výpočet II.tahu – část A – vratná komora

Komora se skládá z paralelního výpočtu membránové stěny a závěsných trubek viz obr.8-3 , uspořádání je patrné z obr.8-2.



Obr.8-2 Schéma vratné komory – pohled z boku



Obr.8-3 Tepelná bilance

8.2.1 Návrh spalínového kanálu

Rozměry kanálu: $a = 2,08 \text{ m}$
 $b = 2,24 \text{ m}$
 $h = 2,2 \text{ m}$

teplota spalin: vstup $t_1 = 835^\circ\text{C}$
výstup $t_2 = 779^\circ\text{C}$ (návrh)

střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{835 + 779}{2} = 807^\circ\text{C} \Rightarrow T = 1080\text{K} \quad (8.2-1)$$

světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př.ZT} = 2,08 \cdot 2,24 - 0,0249 = 4,634\text{m}^2 \quad (8.2-2)$$

kde příčná plocha závěsných trubek

$$S_{př.ZT} = i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 22 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 0,0249\text{m}^2 \quad (8.2-3)$$

i...počet závěsných trubek TR 38x4 ($d = 0,038\text{m}$ a vnitřní průměr $d_v = 0,03\text{m}$)

rychlost proudění spalin v kanálu:

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,668 \cdot 1,573}{4,634} \cdot \frac{273 + 807}{273} = 6,26\text{m/s} \quad (8.2-4)$$

8.2.2 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,094}{2,769} \cdot \left(\frac{6,26 \cdot 2,769}{1,27 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,66^{0,4} = \quad (8.2-5)$$

$$\alpha_k = 8,48\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr , ν , λ pro $t_{stř}$ z [1]

d_e je ekvivalentní průměr spalin a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 4,634}{6,693} = 2,769\text{m} \quad (8.2-6)$$

příčměž obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + i \cdot \pi \cdot d = 2 \cdot (2,08 + 2,24) + 22 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 6,693\text{m} \quad (8.2-7)$$

Kotle na spalování biomasy

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = \quad (8.2-8)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3867 \cdot 1077,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{650}{1080}\right)^4}{1 - \frac{650}{1080}} = 54,48 W / m^2 \cdot K$$

stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ [2]

tlak v kotli $p = 0,1 MPa$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,602 \cdot 0,1 \cdot 1,879} = 0,3867$ (8.2-9)

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 7,8328 \cdot 0,3322 = 2,602 \text{ l} / m \cdot MPa$ (8.2-10)

součinitel zeslabení sálání nesvítvými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 1,879}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1080}{1000} \right) =$$

$$k_{SP} = 7,8328 \text{ l} / m MPa \quad (8.2-11)$$

efektivní tloušťka sálavé vrstvy $s = 3,5 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,5 \cdot \frac{10,25}{19,09} = 1,879 m$ (8.2-12)

povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b = 2 \cdot 2,08 \cdot 2,2 + 2,24 \cdot 2,2 + 2,08 \cdot 2,24 = 19,09 m^2 \quad (8.2-13)$$

objem sálající vrstvy

$$V = a \cdot b \cdot h = 2,08 \cdot 2,24 \cdot 2,2 = 10,25 m^3 \quad (8.2-14)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 272,3 + 0,004 \cdot 26190 = 377^\circ C \Rightarrow T_z = 650 K \quad (8.2-15)$$

kde $t_{syt} = 272,3^\circ C$

součinitel zanesení $\varepsilon = 0,004$

měrné zatížení 1. části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{500}{19,09} \cdot 1000 = 26190 W / m^2 \quad (8.2-16)$$

předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 1. části II. tahu

$$Q_1 = 500 kW$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 8,48 + 54,47 = 62,96 W / m^2 \cdot K \quad (8.2-17)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{62,96}{1 + 0,004 \cdot 62,96} = 50,30 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2-18)$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny:

$$Q_{MS} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 50,30 \cdot 19,09 \cdot 534,2 \cdot 10^{-3} = 512,96 \text{ kW} \quad (8.2-19)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád, který se určí následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{562,7 - 506,7}{\ln \frac{562,7}{506,7}} = 534,2 \text{ K} \quad (8.2-20)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 835 - 272,3 = 562,7^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (8.2-21)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 779 - 272,3 = 506,7^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (8.2-22)$$

8.2.3 Výpočet závěsných trubek

teplota páry na vstupu	$t_{ZT.1} = 272,3^\circ \text{C}$
teplota páry na výstupu	$t_{ZT.2} = 280^\circ \text{C}$ (návrh)
tlak páry na vstupu	$p_1 = 5,7 \text{ MPa}$
tlak páry na výstupu	$p_2 = 5,68 \text{ MPa}$
měrný objem na vstupu	$v_1 = 0,0343 \text{ m}^3 / \text{kg}$
měrný objem na výstupu	$v_2 = 0,0359 \text{ m}^3 / \text{kg}$

průtočné množství páry:

$$M_{p,ZT} = M_p - M_{v1} - M_{v2} = 5,83 - 0,175 - 0,175 = 5,48 \text{ kg} / \text{s} \quad (8.2-23)$$

průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 22 = 0,0155 \text{ m}^2 \quad (8.2-24)$$

rychlost prodění páry

$$w_p = \frac{M_{p,ZT} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{5,48 \cdot 0,0351}{0,0155} = 12,38 \text{ m} / \text{s} \quad (8.2-25)$$

kde střední měrný objem $v_{stř} = 0,0351 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0573}{0,03} \cdot \left(\frac{12,38 \cdot 0,03}{6,4 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,45^{0,4} =$$

$$\alpha_k = 1792,9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2-26)$$

hodnoty Pr, λ , ν vzaty z [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin:

U výpočtu závěsných trubek se hodnota konvekce ze strany spalin uvažuje stejná jako u svazku, který je na nich zavěšen, tedy $\alpha_k = 78 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ viz rovnice (8.3-26)

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,173 \cdot 1080^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{697}{1080}\right)^4}{1 - \frac{697}{1080}}$$

$$\alpha_s = 26,02 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2-27)$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli $p = 0,1 \text{ MPa}$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,359 \cdot 0,1 \cdot 0,2581} = 0,173$ (8.2-28)

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 22,154 \cdot 0,3322 = 7,359 \text{ 1} / \text{m} \cdot \text{Mpa}$ (8.2-29)

součinitel zeslabení sálání nesvítvivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,2581}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1080}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 22,154 \text{ 1} / \text{mMPa} \quad (8.2-30)$$

s - efektivní tloušťka sálové vrstvy je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0,2581 \text{ m}$. viz (8.3.2-13)

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách (pro výhřevné plochy, u nichž nedochází k fázové přeměně):

$$t_z = t_{ZT.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 276,15 + \left(0,004 + \frac{1}{1792,9} \right) \cdot \frac{1,573 \cdot 119,2}{5,775} \cdot 10^3 =$$

$$t_z = 424^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 697 \text{ K} \quad (8.2-31)$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,004$

střední teplota média v trubkách

$$t_{ZT.stř} = \frac{t_{ZT.1} + t_{ZT.2}}{2} = \frac{272,3 + 280}{2} = 276,15^\circ \text{C} \quad (8.2-31)$$

předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p.ZT}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{5,48}{1,573} \cdot (2787,8 - 2822) = 119,2 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (8.2-32)$$

Kotle na spalování biomasy

teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,2 \cdot 22 = 5,775 \text{ m}^2 \quad (8.2-33)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 78 + 26,02 = 104,03 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2-34)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 104,03 = 62,41 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2-35)$$

Teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky:

$$Q_{ZT} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 62,41 \cdot 5,775 \cdot 530,2 \cdot 10^{-3} = 191,13 \text{ kW} \quad (8.2-36)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{562,7 - 499}{\ln \frac{562,7}{499}} = 530,2 \text{ K} \quad (8.2-37)$$

závěsné trubky se počítají jako sou proud

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{ZT,1} = 835 - 272,3 = 562,7^\circ \text{C (K)} \quad (8.2-38)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{ZT,2} = 779 - 280 = 499^\circ \text{C (K)} \quad (8.2-39)$$

Přepočítání výstupní teploty páry ze závěsných trubek:

$$i_2 = \frac{Q_{ZT} + M_{p,ZT} \cdot i_1}{M_{p,ZT}} = \frac{191,13 + 5,48 \cdot 2787,8}{5,48} = 2822,67 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-40)$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 5,68 \text{ MPa}$ výstupní teplota $t_{ZT,2} = 279^\circ \text{C}$ [1]

Z: Výstupní teplota páry ze závěsných trubek koresponduje s návrhovou teplotou

8.2.4 Přepočítání spalín vratné komory

celkové teplo odebrané v 1. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{MS} + Q_{ZT} = 512,96 + 191,13 = 704,09 \text{ kW} \quad (8.2-41)$$

teplo výstupních spalín

$$Q_{sp,OUT} = Q_{sp,IN} - Q_c = 9422,25 - 704,09 = 8718,16 \text{ kW} \quad (8.2-42)$$

kde teplo spalín vstupující do 1. části II. tahu

$$Q_{sp,IN} = I_{sp835^\circ \text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1283,33 \cdot 4,668 \cdot 1,573 = 9422,25 \text{ kW} \quad (8.2-43)$$

entalpie vstupujících spalín $I_{sp835^\circ \text{C}}$ viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalín odpovídá entalpie

$$I_{sp,OUT} = \frac{Q_{sp,OUT}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{8718,16}{4,668 \cdot 1,573} = 1187,43 \text{ kJ / m}^3 \quad (8.2-44)$$

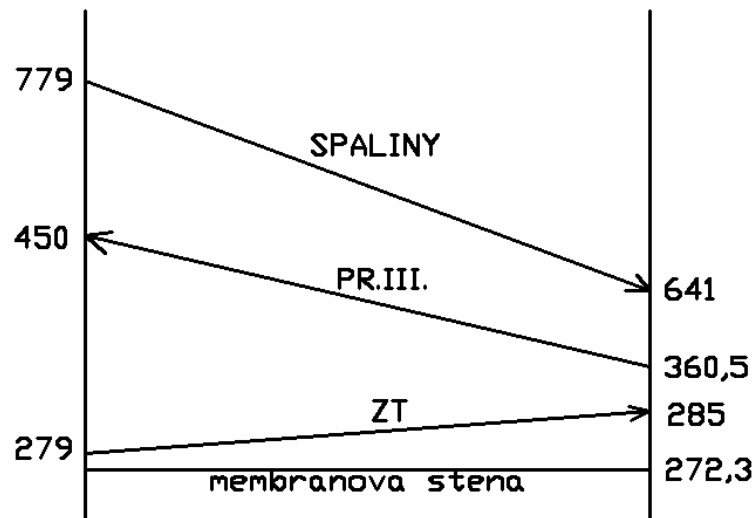
a teplota výstupních spalín $t_2 = 779^\circ \text{C}$

Z: tato teplota spalín koresponduje s návrhovou hodnotou

8.3 Výpočet 2. části II. Tahu – část B

Tento výpočet zahrnuje paralelní uspořádání membránové stěny, závěsných trubek a svazku přehříváku III.

8.3.1 Předběžný návrh spalínového kanálu



Obr.8-4 Tepelná bilance

rozměry kanálu: $a = 2,08 \text{ m}$
 $b = 2,24 \text{ m}$
 $h = 1,8 \text{ m}$

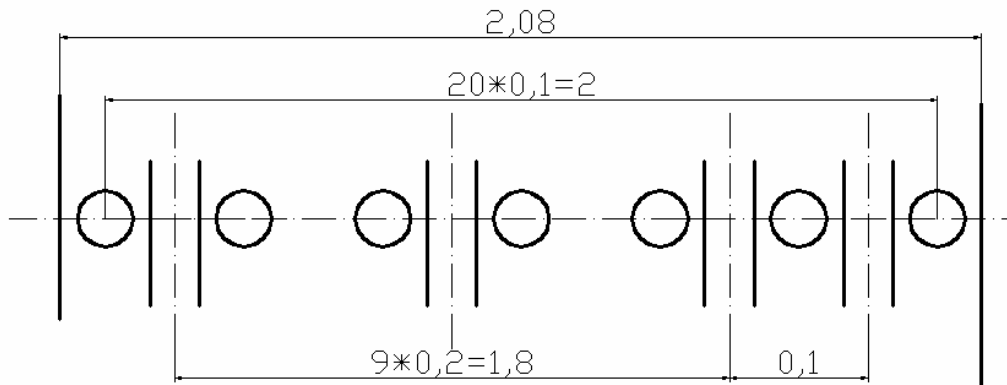
teplota spalin: vstup $t_1 = 779^\circ\text{C}$
 výstup $t_2 = 641^\circ\text{C}$ (návrh)

svazek přehříváku III:

příčná rozteč $s_1 = 0,1\text{m}$
 podélná rozteč $s_2 = 0,1\text{m}$
 počet trubek v řadě $z_1 = 21$
 počet řad $z_2 = 14$

Závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek jako je tvořen i svazek přehříváku. Uspořádání viz. obr.8-5, kdy na každé straně jedna závěsná trubka drží dvě sousední trubky přehříváku, poslední lichá trubka má samostatný závěs

počet závěsných trubek $i=22$
 vnější průměr trubky $d = 0,038\text{m}$
 vnitřní průměr trubky $d_v = 0,03\text{m}$



Obr.8-5 Uspořádání závěsných trubek – pohled ze zadní strany

střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{779 + 641}{2} = 710^\circ C \Rightarrow T = 983K \quad (8.3-1)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,08 \cdot 2,24 - 1,749 = 2,911m^2 \quad (8.3-2)$$

kde příčná plocha závěsných trubek

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,16 \cdot 21 + 22 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 1,749m^2 \quad (8.3-3)$$

rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,668 \cdot 1,573}{2,911} \cdot \frac{273 + 710}{273} = 9m/s \quad (8.3-4)$$

8.3.2 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,088}{0,112} \cdot \left(\frac{9 \cdot 0,112}{1,05 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,66^{0,4} \quad (8.3-5)$$

$$\alpha_k = 23,63W/m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr , ν , λ pro $t_{stř}$ z [1]

d_e je ekvivalentní průměr spalin a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 2,911}{103,58} = 0,112m \quad (8.3-6)$$

přičemž obvod průřezu

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d = \\ &= 2 \cdot (2,08 + 2,24) + 2 \cdot 21 \cdot (2,16 + 0,038) + 22 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 103,58m \end{aligned} \quad (8.3-7)$$

Kotle na spalování biomasy

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (8.3-8)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,148 \cdot 983^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{622}{983}\right)^4}{1 - \frac{622}{983}} = 16,55 W / m^2 \cdot K$$

stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli $p = 0,1 MPa$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-9,849 \cdot 0,1 \cdot 0,1631} = 0,148$ (8.3-9)

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 29,65 \cdot 0,3322 = 9,849 1 / m \cdot MPa$ (8.2.1-6)

součinitel zeslabení sálání nesvítvivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,1631}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{983}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 29,65 \text{ } 1 / m MPa$$

(8.3-10)

povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 1,8 \cdot (2,08 + 2,24) = 15,55 m^2 \quad (8.3-11)$$

objem sálající vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,08} + \frac{1}{1,8} + \frac{1}{0,1}} = 0,1631 m \quad (8.3-12)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 272,3 + 0,004 \cdot 19290 = 350^\circ C \Rightarrow T_z = 622 K \quad (8.3-14)$$

kde $t_{syt} = 272,3^\circ C$

součinitel zanesení $\varepsilon = 0,004$

měrné zatížení MS 2. části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{300}{15,55} \cdot 1000 = 19290 W / m^2 \quad (8.3-15)$$

předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 2. části II. tahu

$$Q_1 = 300 kW$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 23,63 + 16,55 = 40,18 W / m^2 \cdot K \quad (8.3-16)$$

Kotle na spalování biomasy

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{40,18}{1 + 0,004 \cdot 40,18} = 34,61 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3-17)$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny:

$$Q_{MS} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 34,61 \cdot 15,55 \cdot 434 \cdot 10^{-3} = 233,69 \text{ kW} \quad (8.3-18)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád, který se určí následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{506,7 - 368,7}{\ln \frac{506,7}{368,7}} = 434 \text{ K} \quad (8.3-19)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 779 - 272,3 = 506,7^\circ \text{C (K)} \quad (8.3-20)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 641 - 272,3 = 368,7^\circ \text{C (K)} \quad (8.3-21)$$

8.3.3 Výpočet přehříváku III

Parametry páry:	teplota páry na vstupu	$t_{p.IN} = 360,5^\circ \text{C}$
	teplota páry na výstupu	$t_{p.OUT} = 450^\circ \text{C}$
	tlak páry na vstupu	$p_1 = 5,35 \text{ MPa}$
	tlak páry na výstupu	$p_2 = 5,2 \text{ MPa}$
	měrný objem na vstupu	$v_1 = 0,0494 \text{ m}^3 / \text{kg}$
	měrný objem na výstupu	$v_2 = 0,0607 \text{ m}^3 / \text{kg}$
	průtočné množství páry	$M_p = 5,83 \text{ kg / s}$

$$\text{průtočný průřez pro páru } F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 21 = 0,0148 \text{ m}^2 \quad (8.3-22)$$

$$\text{rychlost prodění páry v trubkách } w_p = \frac{M_p \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{5,83 \cdot 0,0551}{0,0155} = 21,64 \text{ m / s} \quad (8.3-23)$$

$$\text{pro střední měrný objem } v_{stř} = 0,0551 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0613}{0,03} \cdot \left(\frac{21,64 \cdot 0,03}{13,63 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 0,997^{0,4} \quad (8.3-24)$$

$$\alpha_k = 1634,76 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr, λ , ν pro příslušné parametry páry vzaty z [1]

výrobní teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,16 \cdot 21 \cdot 14 = 75,77 \text{ m}^2 \quad (8.3-25)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,088}{0,038} \cdot \left(\frac{9 \cdot 0,038}{10,5 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,66^{0,33} \quad (8.3-26)$$

$$\alpha_k = 78W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr , λ , ν viz [1]

c_z je oprava na počet podélných řad, pro $z_2 > 10$ je $c_z = 1$

c_s je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (8.3-27)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (8.3-28)$$

pro $\sigma_2 \geq 2$ je $c_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1821 \cdot 983^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{775,4}{983} \right)^4}{1 - \frac{775,4}{983}}$$

$$\alpha_s = 25,75W / m^2 \cdot K$$

(8.3-29)

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli

$$p = 0,1MPa$$

stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,788 \cdot 0,1 \cdot 0,2581} = 0,1821$$

(8.3-30)

součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 23,441 \cdot 0,3322 = 7,788 \text{ 1/m} \cdot MPa$$

(8.3-31)

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,2581}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{983}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 23,441 \text{ 1/mMPa}$$

(8.3-32)

efektivní tloušťka sálové vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,1}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2581m \quad (8.3-33)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{p.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{PRIII}}{S} \cdot 10^3 = 405,25 + \left(0,005 + \frac{1}{1634,77} \right) \cdot \frac{1311,75}{75,77} \cdot 10^3 =$$

$$= 502,4^\circ C \Rightarrow T_z = 775,4K$$

(8.3-34)

Kotle na spalování biomasy

kde střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_{p.IN} + t_{p.OUT}}{2} = \frac{360,5 + 450}{2} = 405,25^{\circ}\text{C} \quad (8.3-35)$$

teplo potřebné pro přehřívák III $Q_{PRIII} = 1311,75\text{kW}$ viz rovnice 6.1-2

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 78 + 25,75 = 103,75\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3-36)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 103,75}{1 + \frac{103,75}{1634,76}} = 58,54\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3-37)$$

ψ je součinitel tepelné efektivity, pro dřevité palivo $\psi = 0,6$ viz [2]

Výpočtová plocha pro přehřívák III

$$S_{vyp} = \frac{Q_{PRIII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1311750}{58,54 \cdot 304,1} = 73,69\text{m}^2 \quad (8.3-38)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád a určí se pro protiproud následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{329 - 280,5}{\ln \frac{329}{280,5}} = 304,1\text{K} \quad (8.3-39)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 779 - 450 = 329^{\circ}\text{C}(\text{K}) \quad (8.3-40)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 641 - 360,5 = 280,5^{\circ}\text{C}(\text{K}) \quad (8.3-41)$$

výrobní teplosměnná plocha je $S = 75,77\text{m}^2$ z rovnice 8.3-25

Ta se liší od ideální požadované plochy o 2,8%.

8.3.4 Výpočet závěsných trubek

teplota páry na vstupu $t_{ZT.1} = 279^{\circ}\text{C}$

teplota páry na výstupu $t_{ZT.2} = 285^{\circ}\text{C}$ (návrh)

tlak páry na vstupu $p_1 = 5,68\text{MPa}$

tlak páry na výstupu $p_2 = 5,67\text{MPa}$

měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0,0359\text{m}^3 / \text{kg}$

měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0,0368\text{m}^3 / \text{kg}$

průtočné množství páry:

$$M_{p.ZT} = M_p - M_{\nu_1} - M_{\nu_2} = 5,83 - 0,175 - 0,175 = 5,48\text{kg} / \text{s} \quad (8.3-42)$$

průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 22 = 0,0155\text{m}^2 \quad (8.3-43)$$

Kotle na spalování biomasy

rychlost prodění páry:

$$w_p = \frac{M_{p,ZT} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{5,48 \cdot 0,0364}{0,0155} = 12,82 \text{ m/s} \quad (8.3-44)$$

kde střední měrný objem $v_{stř} = 0,0364 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0567}{0,03} \cdot \left(\frac{12,82 \cdot 0,03}{6,8 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,36^{0,4} \quad (8.3-45)$$

$$\alpha_k = 1965,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr, λ , ν vzaty z [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin:

U výpočtu závěsných trubek se hodnota konvekce ze strany spalin uvažuje stejná jako u svazku, který je na nich zavěšen, tedy $\alpha_k = 78 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ viz. rovnice 8.3-26

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,182 \cdot 983^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{672}{983} \right)^4}{1 - \frac{672}{983}} \quad (8.3-46)$$

$$\alpha_s = 21,91 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli $p = 0,1 \text{ MPa}$

$$\text{stupeň černosti ohniště} \quad a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,788 \cdot 0,1 \cdot 0,2581} = 0,182 \quad (8.3-47)$$

$$\text{součinitel zeslabení sálání} \quad k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 23,44 \cdot 0,3322 = 7,788 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.3-48)$$

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,2581}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{983}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 23,44 \text{ 1/mMPa}$$

(8.3-49)

s - efektivní tloušťka sálavé vrstvy je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0,2581 \text{ m}$. viz rovnice 8.3-33

Kotle na spalování biomasy

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{ZT.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 283 + \left(0,004 + \frac{1}{1965,6} \right) \cdot \frac{1,573 \cdot 77,78}{4,725} \cdot 10^3 =$$

$$t_z = 399^\circ C \Rightarrow T_z = 672 K \quad (8.3-50)$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,004 m^2 \cdot K / W$

střední teplota média v trubkách

$$t_{ZT.stř} = \frac{t_{ZT.1} + t_{ZT.2}}{2} = \frac{279 + 285}{2} = 283^\circ C \quad (8.3-51)$$

předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p.ZT}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{5,48}{1,573} \cdot (2845 - 2822,7) = 77,78 kJ / kg \quad (8.3-52)$$

teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 1,8 \cdot 22 = 4,725 m^2 \quad (8.3-53)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 78 + 21,91 = 99,91 W / m^2 \cdot K \quad (8.3-54)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 99,91 = 59,95 W / m^2 \cdot K \quad (8.3-55)$$

Teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky:

$$Q_{ZT} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 59,95 \cdot 4,725 \cdot 423,9 \cdot 10^{-3} = 120,09 kW \quad (8.3-56)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{500 - 356}{\ln \frac{500}{356}} = 423,9 K \quad (8.3-57)$$

závěsné trubky se počítají jako sou proud

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{ZT.1} = 779 - 279 = 500^\circ C (K) \quad (8.3-58)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{ZT.2} = 641 - 285 = 356^\circ C (K) \quad (8.3-59)$$

Přepočítání výstupní teploty páry ze závěsných trubek:

$$i_2 = \frac{Q_{ZT} + M_{p.ZT} \cdot i_1}{M_{p.ZT}} = \frac{120,09 + 5,48 \cdot 2822,7}{5,48} = 2844,59 kJ / kg \quad (8.3-60)$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 5,67 MPa$ výstupní teplota

$$t_{ZT.2} = 285^\circ C [1]$$

Z: Výstupní teplota páry ze závěsných trubek koresponduje s návrhovou teplotou

8.2.4 Přepočet spalin – část B

celkové teplo odebrané v 2. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{MS} + Q_{ZT} + Q_{PRIII} = 233,69 + 120,09 + 1311,75 = 1665,52 \text{ kW} \quad (8.3-61)$$

teplo výstupních spalin

$$Q_{sp.OUT} = Q_{sp.IN} - Q_c = 8718,16 - 1665,52 = 7052,64 \text{ kW} \quad (8.3-62)$$

kde teplo spalin vstupující do 2. části II. tahu

$$Q_{sp.IN} = I_{sp779^\circ C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1187,43 \cdot 4,668 \cdot 1,573 = 8718,16 \text{ kW} \quad (8.3-63)$$

entalpie vstupujících spalin $I_{sp779^\circ C}$ viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp.OUT} = \frac{Q_{sp.OUT}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{7052,64}{4,668 \cdot 1,573} = 960,58 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (8.3-64)$$

a teplota výstupních spalin $t_2 = 641^\circ \text{C}$

Z:tato teplota spalin koresponduje s návrhovou hodnotou

8.4 Výpočet 3.části II tahu – část C

8.4.1 Předběžný návrh spalinového kanálu

rozměry kanálu:

$$a = 2,08 \text{ m}$$

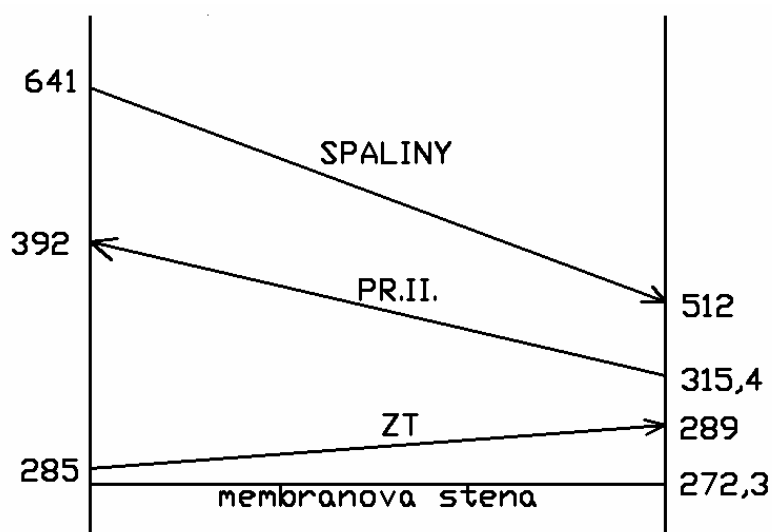
$$b = 2,24 \text{ m}$$

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

teplota spalin:

$$\text{vstup} \quad t_1 = 641^\circ \text{C}$$

$$\text{výstup} \quad t_2 = 511^\circ \text{C (návrh)}$$



Obr.8-6 Tepelná bilance

Kotle na spalování biomasy

svazek přehříváku II:

příčná rozteč	$s_1 = 0,1m$
podélná rozteč	$s_2 = 0,09m$
počet trubek v řadě	$z_1 = 21$
počet řad	$z_2 = 22$

Závěsy svazku jsou též tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek jako je tvořen i svazek přehříváku. Počet závěsných trubek $i=22$.

střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{641 + 511}{2} = 576^\circ C \Rightarrow T = 849K \quad (8.4-1)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{pr} = 2,08 \cdot 2,24 - 1,749 = 2,911m^2 \quad (8.4-2)$$

kde příčná plocha závěsných trubek

$$S_{pr} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,16 \cdot 21 + 22 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 1,749m^2 \quad (8.4-3)$$

rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,668 \cdot 1,573}{2,911} \cdot \frac{273 + 576}{273} = 7,9m/s \quad (8.4-4)$$

8.4.2 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,075}{0,112} \cdot \left(\frac{7,9 \cdot 0,112}{8,4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,69^{0,4} \quad (8.4-5)$$

$$\alpha_k = 21,8W/m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr , ν , λ pro $t_{stř}$ z [1]

d_e je ekvivalentní průměr spalin viz.8.3-6

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (8.4-6)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,16 \cdot 849^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{592}{849} \right)^4}{1 - \frac{592}{849}} = 12,67W/m^2 \cdot K$$

Kotle na spalování biomasy

stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ [1]

tlak v kotli $p = 0,1 \text{ MPa}$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,54 \cdot 0,1 \cdot 0,1654} = 0,16$ (8.4-7)

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 31,73 \cdot 0,3322 = 10,54 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$ (8.4-8)

součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,1654}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{849}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 31,73 \text{ 1/mMPa}$$

(8.4-9)

povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 2,5 \cdot (2,08 + 2,24) = 21,6 \text{ m}^2$$
 (8.4-10)

objem sálající vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,08} + \frac{1}{2,5} + \frac{1}{0,1}} = 0,1654 \text{ m}$$
 (8.4-11)

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 272,3 + 0,004 \cdot 11574 = 319^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 592 \text{ K}$$
 (8.4-12)

kde $t_{syt} = 272,3^\circ \text{C}$

součinitel zanesení $\varepsilon = 0,004$

měrné zatížení MS 3. části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{250}{21,6} \cdot 1000 = 11574 \text{ W/m}^2$$
 (8.4-13)

předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 3. části II. tahu

$$Q_1 = 250 \text{ kW}$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 21,8 + 12,67 = 34,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$
 (8.4-15)

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{34,46}{1 + 0,004 \cdot 34,46} = 30,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$
 (8.4-17)

Kotle na spalování biomasy

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny:

$$Q_{MS} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 30,29 \cdot 21,6 \cdot 299 \cdot 10^{-3} = 195,62 \text{ kW} \quad (8.4-18)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád, který se určí následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{368,7 - 238,7}{\ln \frac{368,7}{238,7}} = 299 \text{ K} \quad (8.4-19)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 641 - 272,3 = 368,7^\circ \text{C} (K) \quad (8.4-20)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 511 - 272,3 = 238,7^\circ \text{C} (K)$$

8.4.3 Výpočet přehříváku II

Parametry páry:	teplota páry na vstupu	$t_{p.IN} = 315,4^\circ \text{C}$
	teplota páry na výstupu	$t_{p.OUT} = 392^\circ \text{C}$
	tlak páry na vstupu	$p_1 = 5,5 \text{ MPa}$
	tlak páry na výstupu	$p_2 = 5,35 \text{ MPa}$
	měrný objem na vstupu	$v_1 = 0,0424 \text{ m}^3 / \text{kg}$
	měrný objem na výstupu	$v_2 = 0,0529 \text{ m}^3 / \text{kg}$

$$\text{průtočné množství páry } M_{p1} = M_p - M_{v1} = 5,83 - 0,175 = 5,655 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\text{průtočný průřez pro páru } F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 21 = 0,0148 \text{ m}^2 \quad (8.4-21)$$

$$\text{rychlost prodění páry v trubkách } w_p = \frac{M_{p1} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{5,655 \cdot 0,0477}{0,0148} = 18,16 \text{ m} / \text{s} \quad (8.4-22)$$

$$\text{pro střední měrný objem } v_{stř} = 0,0477 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,057}{0,03} \cdot \left(\frac{18,16 \cdot 0,03}{10,75 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,05^{0,4} \quad (8.4-23)$$

$$\alpha_k = 1631,96 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr, λ , ν z [1]

výrobní teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,16 \cdot 21 \cdot 22 = 113,4 \text{ m}^2 \quad (8.4-24)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,075}{0,038} \cdot \left(\frac{7,9 \cdot 0,038}{8,4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,69^{0,33} \quad (8.4-25)$$

$$\alpha_k = 70,91 W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr , λ , ν viz [1]

c_z je oprava na počet podélných řad, pro $z_2 > 10$ je $c_z = 1$

c_s je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (8.4-26)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (8.4-27)$$

pro $\sigma_2 \geq 2$ je $c_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1948 \cdot 849^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{687}{849} \right)^4}{1 - \frac{687}{849}}$$

$$\alpha_s = 18,31 W / m^2 \cdot K \quad (8.4-28)$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli $p = 0,1 MPa$

$$\text{stupeň černosti ohniště} \quad a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,395 \cdot 0,1 \cdot 0,2581} = 0,1948 \quad (8.4-29)$$

$$\text{součinitel zeslabení sálání} \quad k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 25,27 \cdot 0,3322 = 8,395 \text{ } 1 / m \cdot MPa \quad (8.4-30)$$

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,2581}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{849}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 25,27 \text{ } 1 / mMPa \quad (8.4-31)$$

efektivní tloušťka sálové vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,1}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2581 m \quad (8.4-32)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{p, stf} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{PRII}}{S} \cdot 10^3 = 353,7 + \left(0,005 + \frac{1}{1631,96} \right) \cdot \frac{1215,83}{113,4} \cdot 10^3 \quad (8.4-33)$$

$$t_z = 414^\circ C \Rightarrow T_z = 687 K$$

Kotle na spalování biomasy

kde střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_{p.IN} + t_{p.OUT}}{2} = \frac{315,4 + 392}{2} = 353,7^{\circ}C \quad (8.4-34)$$

teplo potřebné pro přehřívák II $Q_{PRII} = 1215,83kW$ viz rovnice (6.1-5)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 70,91 + 18,31 = 89,21W / m^2 \cdot K \quad (8.4-35)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 89,21}{1 + \frac{89,21}{1631,96}} = 50,75W / m^2 \cdot K \quad (8.4-36)$$

ψ je součinitel tepelné efektivity, pro dřevité palivo $\psi = 0,6$ viz [2]

Výpočtová plocha pro přehřívák II

$$S_{vyp} = \frac{Q_{PRII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1215 \cdot 10^3}{50,75 \cdot 221,2} = 108,28m^2 \quad (8.4-37)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád a určí se pro protiproud následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{249 - 195,6}{\ln \frac{249}{195,6}} = 221,2K \quad (8.4-38)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 641 - 392 = 249^{\circ}C(K) \quad (8.4-39)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 511 - 315,4 = 195,6^{\circ}C(K) \quad (8.4-40)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 113,4m^2$ z rovnice 8.4-24

Ta se liší od ideální požadované plochy o 2,8%.

8.4.4 Výpočet závěsných trubek

teplota páry na vstupu $t_{zT.1} = 285^{\circ}C$

teplota páry na výstupu $t_{zT.2} = 289^{\circ}C$ (návrh)

tlak páry na vstupu $p_1 = 5,67MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 5,65MPa$

měrný objem na vstupu $v_1 = 0,0368m^3 / kg$

měrný objem na výstupu $v_2 = 0,0374m^3 / kg$

průtočné množství páry:

$$M_{p.zT} = M_p - M_{v1} - M_{v2} = 5,83 - 0,175 - 0,175 = 5,48kg / s \quad (8.4-41)$$

průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 22 = 0,0155m^2 \quad (8.4-42)$$

Kotle na spalování biomasy

rychlost prodění páry:

$$w_p = \frac{M_{p.ZT} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{5,48 \cdot 0,0371}{0,0155} = 13,08 \text{ m/s} \quad (8.4-43)$$

kde střední měrný objem $v_{stř} = 0,0371 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0564}{0,03} \cdot \left(\frac{13,08 \cdot 0,03}{7,06 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,32^{0,4} \quad (8.4-44)$$

$$\alpha_k = 1905,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr, λ , ν vzaty z [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín:

U výpočtu závěsných trubek se hodnota konvekce ze strany spalín uvažuje stejná jako u svazku, který je na nich zavěšen, tedy $\alpha_k = 70,91 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ viz rovnice 8.4-25

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,195 \cdot 849^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{614}{849} \right)^4}{1 - \frac{614}{849}} \quad (8.4-45)$$

$$\alpha_s = 16,17 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli $p = 0,1 \text{ MPa}$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,395 \cdot 0,1 \cdot 0,2581} = 0,195 \quad (8.4-46)$

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 25,27 \cdot 0,3322 = 8,395 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.4-47)$

k_{SP} - součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,2581}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{983}{1000} \right) \quad (8.4-48)$$

$$k_{SP} = 25,27 \text{ 1/mMPa}$$

s - efektivní tloušťka sálavé vrstvy je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0,2581 \text{ m}$. viz rovnice 8.4-32

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{ZT.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 287 + \left(0,004 + \frac{1}{1905,7} \right) \cdot \frac{1,573 \cdot 50,21}{6,563} \cdot 10^3 = \quad (8.4-49)$$

$$t_z = 341^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 614 \text{ K}$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,004$

Kotle na spalování biomasy

střední teplota média v trubkách

$$t_{ZT.stř} = \frac{t_{ZT.1} + t_{ZT.2}}{2} = \frac{285 + 289}{2} = 287^{\circ}\text{C} \quad (8.4-50)$$

předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p.ZT}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{5,48}{1,573} \cdot (2860 - 2844,6) = 50,21 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (8.4-51)$$

teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,5 \cdot 22 = 6,563 \text{ m}^2 \quad (8.4-52)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 70,91 + 16,17 = 87,08 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4-53)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 87,08 = 52,24 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4-54)$$

Teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky:

$$Q_{ZT} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 52,24 \cdot 6,563 \cdot 283,7 \cdot 10^{-3} = 97,29 \text{ kW} \quad (8.4-55)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{356 - 222}{\ln \frac{356}{222}} = 283,7 \text{ K} \quad (8.4-56)$$

závěsné trubky se počítají jako souproud

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{ZT.1} = 641 - 285 = 356^{\circ}\text{C}(K) \quad (8.4-57)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{ZT.2} = 511 - 289 = 222^{\circ}\text{C}(K) \quad (8.4-58)$$

Přepočítání výstupní teploty páry ze závěsných trubek:

$$i_2 = \frac{Q_{ZT} + M_{p.ZT} \cdot i_1}{M_{p.ZT}} = \frac{97,29 + 5,48 \cdot 2844,6}{5,48} = 2862,3 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (8.4-59)$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 5,65 \text{ MPa}$ výstupní teplota

$$t_{ZT.2} = 289^{\circ}\text{C} [1]$$

Z: Výstupní teplota páry ze závěsných trubek koresponduje s návrhovou teplotou

8.4.5 Přepočítání spalín – část C

celkové teplo odebrané v 3. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{MS} + Q_{ZT} + Q_{PRII} = 195,62 + 97,29 + 1215,83 = 1508,73 \text{ kW} \quad (8.4-60)$$

teplo výstupních spalín

$$Q_{sp.OUT} = Q_{sp.IN} - Q_c = 7052,64 - 1508,73 = 5543,91 \text{ kW} \quad (8.4-61)$$

kde teplo spalín vstupující do 3. části II. tahu

$$Q_{sp.IN} = I_{sp641^{\circ}\text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 960,58 \cdot 4,668 \cdot 1,573 = 7052,64 \text{ kW} \quad (8.4-62)$$

teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp.OUT} = \frac{Q_{sp.OUT}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{5543,91}{4,668 \cdot 1,573} = 755,09 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (8.4-63)$$

a teplota výstupních spalin $t_2 = 512^\circ\text{C}$ viz (tab. 2.4)

Z: tato teplota spalin koresponduje s návrhovou hodnotou

9. VÝPARNÝ SYSTÉM

Se skládá z membránové stěny (MS) v ohništi v I.tahu, mříže a MS v II.tahu kotle

Odebrané teplo:

$$Q_{VYP.S.} = Q_{MR} + Q_{VYP.I.TAH} + Q_{MS.A} + Q_{MS.B} + Q_{MS.C} \quad (9-1)$$

$$Q_{VYP.S.} = 422,81 + 8323,5 + 512,96 + 233,69 + 195,62 = 9688,6 \text{ kW}$$

$$I_{EKO.OUT} = I_{SYT_{(5,7\text{MPa})}} - \frac{Q_{VYP.S.}}{M_p} = 2787,8 - \frac{9688,6}{5,48} = 1019,8 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (9-2)$$

odpovídá $t_{EKO.OUT} = 236^\circ\text{C}$ pro tlak $p_{EKA.OUT} = 5,7 \text{ MPa}$

10. VÝPOČET III..TAHU KOTLE

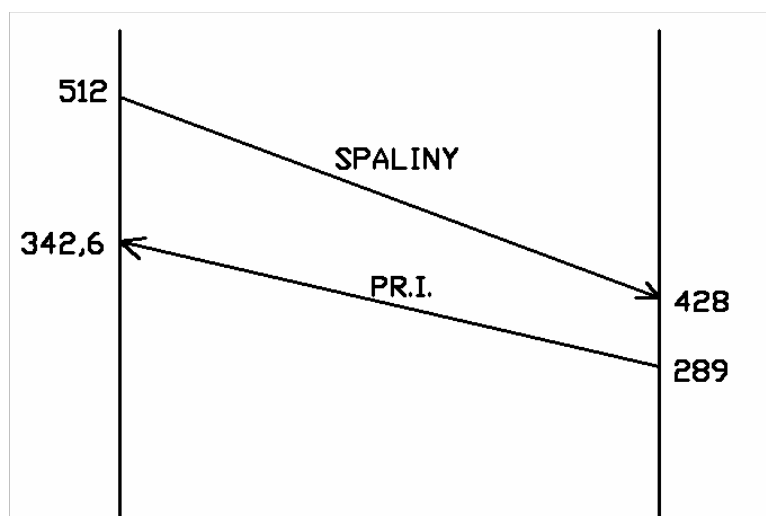
Tento tah už nemá membránovou stěnu. Je to plechový kanál kde je zavěšen přehřívák I a ohříváky vody na nechlazených trámčích.

10.1 Návrh spalinového kanálu

Rozměry kanálu: $a = 2,38 \text{ m}$
 $b = 2,1 \text{ m}$

10.2 Výpočet přehříváku I

teplota spalin: vstup $t_1 = 512^\circ\text{C}$
výstup $t_2 = 428^\circ\text{C}$ (návrh)



Obr.10-1 Tepelná bilance

Kotle na spalování biomasy

střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{512 + 428}{2} = 470^\circ\text{C} \Rightarrow T = 743\text{K} \quad (10.2-1)$$

světly průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př.PRI} = 2,38 \cdot 2,1 - 1,842 = 3,156\text{m}^2 \quad (10.2-2)$$

kde příčná plocha přehříváku

$$S_{př.PRI} = z_1 \cdot d \cdot l_e = 24 \cdot 0,038 \cdot 2,02 = 1,842\text{m}^2 \quad (10.2-3)$$

$$l_e = b - 2 \cdot 0,04 = 2,1 - 2 \cdot 0,04 = 2,02\text{m} \quad (10.2-4)$$

rychlost proudění spalin v kanálu:

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,668 \cdot 1,573}{3,156} \cdot \frac{273 + 470}{273} = 6,33\text{m/s} \quad (10.2-5)$$

Parametry páry:

teplota páry na vstupu $t_{p.IN} = t_{ZT.OUT} = 289^\circ\text{C}$

teplota páry na výstupu $t_{p.OUT} = 342,6^\circ\text{C}$

tlak páry na vstupu $p_1 = p_{ZT.OUT} = 5,65\text{MPa}$

tlak páry na výstupu $p_2 = 5,5\text{MPa}$

měrný objem na vstupu $v_1 = 0,0374\text{m}^3/\text{kg}$

měrný objem na výstupu $v_2 = 0,0529\text{m}^3/\text{kg}$

průtočné množství páry $M_{p1} = M_p - M_{v1} - M_{v1} = 5,83 - 0,175 - 0,175 = 5,48\text{kg/s}$

průtočný průřez pro páru $F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot z_1 = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 24 = 0,0170\text{m}^2 \quad (10.2-6)$

rychlost prodění páry v trubkách $w_p = \frac{M_{p1} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{5,48 \cdot 0,0416}{0,0170} = 13,4\text{m/s} \quad (10.2-7)$

pro střední měrný objem $v_{stř} = 0,0416\text{m}^3/\text{kg}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0558}{0,03} \cdot \left(\frac{13,4 \cdot 0,03}{8,32 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,16^{0,4} \quad (10.2-8)$$

$$\alpha_k = 1604,95\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr, λ , ν pro příslušné parametry páry vzaty z [1]

Výrobní teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,02 \cdot 24 \cdot 24 = 138,83\text{m}^2 \quad (10.2-9)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,069}{0,038} \cdot \left(\frac{6,33 \cdot 0,038}{6,5 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,7^{0,33} \quad (10.2-10)$$

$$\alpha_k = 67,37\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Kotle na spalování biomasy

c_z je oprava na počet podélných řad, pro $z_2 > 10$ je $c_z = 1$

c_s je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (10.2-11)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,36 \quad (10.2-12)$$

pro $\sigma_2 \geq 2$ je $c_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1835 \cdot 743^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{628}{743}\right)^4}{1 - \frac{628}{743}}$$

$$\alpha_s = 12,22 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (10.2-13)$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$

tlak v kotli

$$p = 0,1 \text{ MPa}$$

stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,093 \cdot 0,1 \cdot 0,2008} = 0,1835 \quad (10.2-14)$$

$$\text{součinitel zeslabení sálání} \quad k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 30,38 \cdot 0,3322 = 10,093 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (10.2-15)$$

součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2081}{3,16 \cdot \sqrt{0,0335 \cdot 0,2008}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{743}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 30,38 \text{ 1/mMPa} \quad (10.2-16)$$

efektivní tloušťka sálové vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2008 \text{ m} \quad (10.2-17)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{p.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{PRI}}{S} \cdot 10^3 = 315,8 + \left(0,005 + \frac{1}{1604,95} \right) \cdot \frac{964,48}{138,83} \cdot 10^3 \quad (10.2-18)$$

$$t_z = 355^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 628 \text{ K}$$

kde střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_{p.IN} + t_{p.OUT}}{2} = \frac{289 + 342,6}{2} = 315,8^\circ \text{C} \quad (10.2-19)$$

teplo potřebné pro přehřívák I $Q_{PRI} = 964,48 \text{ kW}$ viz rovnice 6.1-8

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 67,37 + 12,22 = 79,58 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (10.2-20)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 79,58}{1 + \frac{79,58}{1604,95}} = 45,49 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (10.2-21)$$

ψ je součinitel tepelné efektivity, pro dřevité palivo $\psi = 0,6$ viz [2]

Výpočtová plocha pro přehřívák I

$$S_{\text{vyp}} = \frac{Q_{\text{PRI}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{964,48 \cdot 10^3}{45,49 \cdot 153,7} = 137,93 \text{ m}^2 \quad (10.2-22)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád a určí se pro protiproud následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{169,4 - 139}{\ln \frac{169,4}{139}} = 153,7 \text{ K} \quad (10.2-23)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 512 - 342,6 = 169,4^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (10.2-24)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 428 - 289 = 139^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (10.2-25)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 138,83 \text{ m}^2$ z rovnice 10.2-9 ta se liší od ideální požadované plochy o 0,7%.

Přepočet spalín PŘI.:

celkové teplo odebrané PŘI v III. tahu:

$$Q_c = Q_{\text{PRI}} = 964,48 \text{ kW} \quad (10.2-26)$$

teplo výstupních spalín

$$Q_{\text{sp.OUT}} = Q_{\text{sp.IN}} - Q_c = 5543,91 - 964,48 = 4579,43 \text{ kW} \quad (10.2-27)$$

kde teplo spalín vstupující do III. tahu

$$Q_{\text{sp.IN}} = I_{\text{sp}512^\circ \text{C}} \cdot O_{\text{spr}1,3} \cdot M_{\text{pv}} = 754,37 \cdot 4,668 \cdot 1,573 = 5543,91 \text{ kW} \quad (10.2-28)$$

entalpie vstupujících spalín $I_{\text{sp}512^\circ \text{C}}$

teplu výstupních spalín odpovídá entalpie

$$I_{\text{sp.OUT}} = \frac{Q_{\text{sp.OUT}}}{O_{\text{spr}1,3} \cdot M_{\text{pv}}} = \frac{4579,43}{4,668 \cdot 1,573} = 623,73 \text{ kJ / m}^3 \quad (10.2-30)$$

a teplota výstupních spalín $t_2 = 428^\circ \text{C}$

Z:tato teplota spalín koresponduje s návrhovou hodnotou

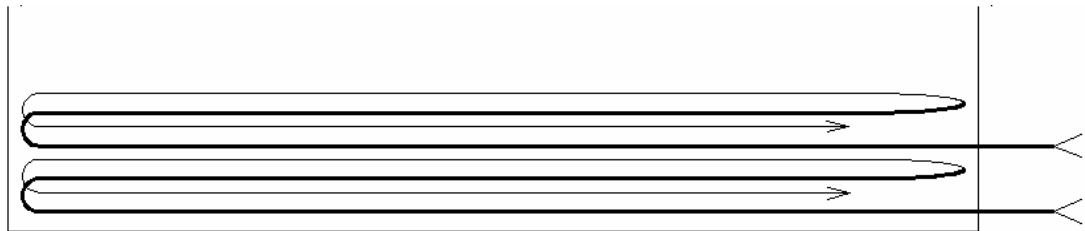
10.3 Výpočet ekonomizéru

10.3.1 Předběžný návrh

tlak na výstupu z EKA	$p_{EKO.out} = 5,7 \text{ MPa}$
tlak na vstupu do EKA	$p_{EKO.in} = 6,2 \text{ MPa}$
teplota na výstupu z EKA	$t_{EKO.out} = 236^\circ \text{C}$
teplota na vstupu do EKA	$t_{EKO.in} = t_{nv} = 105^\circ \text{C}$
střední měrný objem	$\bar{v} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

EKO je z hladkých trubek TR 31,8x5 s uspořádáním dle obr.10-1, kdy vstupní větve se ve stejné úrovni ohýbá, vrací se zpět a následně přechází do následující podélné řady.

vnější průměr trubky	$d = 0,0318 \text{ m}$
vnitřní průměr trubky	$d_v = 0,0218 \text{ m}$



Obr.10-1 Uspořádání ekonomizéru

svazek EKA:

$$\text{příčná rozteč} \quad s_1 = 0,09 \text{ m}$$

$$\text{podélná rozteč} \quad s_2 = 0,09 \text{ m}$$

$$\text{počet trubek v řadě} \quad z_1 = 26$$

$$\text{příčný průřez} \quad S_{EKA} = \frac{z_1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = \frac{26}{2} \cdot \frac{\pi \cdot 0,0218^2}{4} = 4,849 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (10.3-1)$$

$$M_{EKO} = M_p - M_{v1} - M_{v1} = 5,83 - 0,175 - 0,175 = 5,48 \text{ kg/s} \quad (10.3-2)$$

$$\text{rychlost vody: } w = \frac{M_{EKO} \cdot \bar{v}}{S_{EKA}} = \frac{5,48 \cdot 1,13 \cdot 10^{-3}}{4,849 \cdot 10^{-3}} = 1,27 \text{ m/s} \quad (10.3-3)$$

Spaliny: vstup	$t_1 = 428^\circ \text{C}$
výstup	$t_2 = 140^\circ \text{C}$ (návrh)

střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{428 + 140}{2} = 284^\circ \text{C} \quad (10.3-4)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - d \cdot l_e \cdot z_1 = 2,38 \cdot 2,1 - 0,0318 \cdot 2,02 \cdot 26 = 3,328 m^2 \quad (10.3-5)$$

rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{4,668 \cdot 1,573}{3,328} \cdot \frac{273 + 284}{273} = 4,5 m/s \quad (10.3-6)$$

10.3.2 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,051}{0,0318} \cdot \left(\frac{4,5 \cdot 0,0318}{3,9 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,71^{0,33} \quad (10.3-7)$$

$$\alpha_k = 59,45 W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr, λ , ν viz [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním α_s zanedbávám, protože se EKO nachází v oblasti teplot spalin nižších než 500°C, tudíž vliv by byl minimální.

10.3.3 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou :

$$k = \psi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 59,45 = 35,67 W / m^2 \cdot K \quad (10.3-8)$$

Výpočtová plocha pro ekonomizér:

$$S_{vyp} = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t} = \frac{3151,7}{35,67 \cdot 92,2} = 957,9 m^2 \quad (10.3-9)$$

kde Q_{EKO} viz rovnice 6.1-12kde Δt je střední teplotní logaritmický spád a určí se pro protiproud následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{192 - 35}{\ln \frac{192}{35}} = 92,2 K \quad (10.3-10)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{EKO.out} = 428 - 236 = 192^\circ C(K) \quad (10.3-11)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{EKO.in} = 140 - 105 = 35^\circ C(K) \quad (10.3-12)$$

10.3.4 Počet řad

$$z_2 = \frac{S_{id}}{\pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1} = \frac{957,9}{3,14 \cdot 0,0318 \cdot 2,02 \cdot 26} = 182,6 \rightarrow 183 \text{ řad} \quad (10.3-13)$$

Tento počet řad se rozdělí mezi 8 svazků ekonomizérů a to následovně:

III.tah – za přehřívákem I. následují 3 svazky EKA po 24.řadách

VI.tah – 4 svazky EKA po 22.řadách + 1 svazek EKA po 18.řadách

$$z_2 = 3 \cdot 24 + 4 \cdot 22 + 1 \cdot 24 = 184$$

Výrobní plocha:

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,0318 \cdot 2,02 \cdot 26 \cdot 184 = 965 m^2 \quad (10.3-14)$$

Z: Výrobní plocha se liší od výpočtové o 0,7%

10.3.5 Přepočet spalín

celkové teplo odebrané ohřívákem vody v III. a IV. tahu:

$$Q_c = Q_{EKO} = 3151,7 kW$$

teplo výstupních spalín

$$Q_{sp.OUT} = Q_{sp.IN} - Q_c = 4579,43 - 3151,7 = 1427,75 kW \quad (10.3-15)$$

kde teplo spalín vstupující do tahu

$$Q_{sp.IN} = I_{sp428^\circ C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 623,2 \cdot 4,668 \cdot 1,573 = 4579,43 kW \quad (10.3-16)$$

entalpie vstupujících spalín $I_{sp428^\circ C}$ viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalín odpovídá entalpie

$$I_{sp.OUT} = \frac{Q_{sp.OUT}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{1427,75}{4,668 \cdot 1,573} = 194,46 kJ / m^3 \quad (10.3-17)$$

a teplota výstupních spalín $t_2 = 139^\circ C$

Z:tato teplota spalín koresponduje s návrhovou hodnotou

11. KONTROLNÍ BILANCE

Celkový přenesený výkon $Q_c = 16740,8 kW$ z rovnice 6.2-1

Pro teplotu spalín po smíšení $\mathcal{G}_{spr} = 1469^\circ C$ je $I_{sp.r1469} = 2479 kJ / m^3$

Pro odchozí teplotu spalín $139^\circ C$ je $I_{sp.r139} = 194,5 kJ / m^3$

Bilance:

$$Q'_c = (I_{sp.r1469} - I_{sp.r139}) \cdot M_{pv} \cdot O_{spr1,3} \quad (11 - 1)$$

$$Q'_c = (2479 - 194,5) \cdot 1,573 \cdot 4,668 = 16774,5 kW$$

Z: Q'_c se od Q_c liší o 0,3%.

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_K - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 11546,2 \cdot 0,9117 - 10689,8 \cdot \left(1 - \frac{1,188}{100}\right) = -35,2 kJ / kg \quad (11 - 2)$$

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{spr.EKO.out}) = 0,9892 \cdot (11684 - 870) = 10689,8 kJ / kg \quad (11 - 3)$$

$\sum Q_i$ je teplo odevzdané všem výhřevným plochám z rovnice bilance na straně spalín

12. PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝSTUPNÍ KOMORY PŘEHŘÍVÁKU

12.1 Komora

Trubka

Mat: 16Mo3 1.5415 dle ČSN EN 10216-2

$$p_c = 5,2 + 0,5 \text{ MPa} = 5,7 \text{ MPa}$$

$$t_c = 450^\circ\text{C}$$

Konstrukční namáhání:

$$f = \frac{K}{S}$$

$$f = \frac{R_m}{2,4} = \frac{450}{2,4} = 187,5$$

$$f = \frac{R_{p0,2-tc}}{1,5} = \frac{150}{1,5} = 100$$

$$f = \frac{R_m \cdot T_{tc}}{1,25} = \frac{70}{1,25} = 56$$

min $f=56$

Konstrukční namáhání při zkušebním přetlaku:

$$f' = \frac{R_{p0,2(20^\circ\text{C})}}{1,05} = \frac{270}{1,05} = 257$$

Zkušební přetlak:

$$p_t = 1,43 \cdot p_s = 1,43 \cdot 5,7 = 8,2 \text{ MPa}$$

$$p_t = 1,25 \cdot p_c \cdot \frac{R_{0,2(20^\circ\text{C})}}{K} = 1,25 \cdot 5,7 \cdot \frac{270}{70} = 27 \text{ MPa}$$

Výrobní přídavek:

$$c_{11} = 0,125 \cdot e_s = 0,125 \cdot 20 = 2,5 \text{ mm}$$

$$c_{12} = 0 \text{ mm}$$

$$c_1 = c_{11} + c_{12} = 2,5 + 0 = 2,5 \text{ mm}$$

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

$$c = c_1 + c_2 = 2,5 + 1 = 3,5 \text{ mm}$$

Podmínka pro samostatné otvory

$$p_\Phi \geq \left(\frac{d_{ib1}}{2} + e_{rb1} \right) + \left(\frac{d_{ib2}}{2} + e_{rb2} \right) + 2 \cdot \sqrt{(d_{is} + e_{rs}) \cdot e_{rs}} =$$

$$= \left(\frac{31}{2} + 4 \right) + \left(\frac{31}{2} + 4 \right) + 2 \cdot \sqrt{(184,1 + 20) \cdot 20} = 167$$

$100 \geq 167$ nesplňuje podmínku \rightarrow můstek

Součinitel zeslabení můstku:

$$v_{all} = \frac{p_c \cdot d_{is}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot e_{rs}} = \frac{5,7 \cdot 184,1}{(2 \cdot 56 - 5,7) \cdot 17,5} = 0,56$$

$$e_{rs} = e_s - c = 20 - 3,5 = 17,5 \text{ mm}$$

Kotle na spalování biomasy

Maximální díra:

$$d_{ob\max} = 2 \cdot \left(\frac{l_{rs}}{v_{all}} - l_{rs} \right) = 2 \cdot \left(\frac{59}{0,56} - 59 \right) = 92,7 \text{ mm}$$

Délka hlavní komory:

$$l_{rs} = \sqrt{(d_{is} + e_{rs}) \cdot e_{rs}} = \sqrt{(184,1 + 17,5) \cdot 17,5} = 59 \text{ mm}$$

Délka vedlejší komory:

$$l_{rb} = \sqrt{(d_{ib} + e_{rb}) \cdot e_{rb}} = \sqrt{(32 + 4) \cdot 4} = 12 \text{ mm}$$

Tlakem zatížená plocha:

$$A_p = \frac{d_{is}}{2} \cdot (l_{rs} + \frac{d_{ib}}{2} + e_{rb}) + \frac{d_{ib}}{2} \cdot (l_{rb} + e_{rs}) = \frac{184,1}{2} \cdot (59 + \frac{32}{2} + 4) + \frac{31}{2} \cdot (12 + 17,5)$$

$$A_p = 7744 \text{ mm}^2$$

Výztužné plochy komory a hrdla:

$$A_{fs} = l_{rs} \cdot e_{rs} = 59 \cdot 17,5 = 1032,5 \text{ mm}^2$$

$$A_{fb} = (l_{rb} + e_{rs}) \cdot e_{rs} = (12 + 17,5) \cdot 4 = 118 \text{ mm}^2$$

Účinné namáhání:

$$f_a = p_c \cdot \left(\frac{A_p}{A_{fs} + A_{fb}} + 0,5 \right) = 5,7 \cdot \left(\frac{7744}{1032,5 + 118} + 0,5 \right) = 41,2$$

Součinitel zeslabení:

$$v_b = \frac{d_{is} \cdot (A_{fs} + A_{fb})}{2 \cdot e_{rs} \cdot A_p} = \frac{184,1 \cdot (1032,5 + 118)}{2 \cdot 17,5 \cdot 7744} = 0,78$$

Požadovaná tloušťka stěny bez přídatku:

$$e_{cs} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{5,7 \cdot 219,1}{(2 \cdot 56 - 5,7) \cdot 0,78 + 2 \cdot 5,7} = 13,2 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny včetně přídatku:

$$e'_s = e_{cs} + c_1 + c_2 = 13,2 + 2,5 + 1 = 16,7 \text{ mm}$$

podmínka

$$e'_s \leq e_s \Rightarrow 16,7 \leq 20 \quad \text{ok}$$

MŮSTEK

$$e_{rb(1,2)} = 4 - 0,4 - 1 = 2,6$$

$$l_{rb} = \sqrt{(d_{ib} + e_{rb}) \cdot e_{rb}} = \sqrt{(32 + 2,6) \cdot 2,6} = 9,5 \text{ mm}$$

Tlakem zatížená plocha pro komoru

$$A_{po} = \frac{d_{is}}{2} \cdot p_{\Phi} = \frac{184,1}{2} \cdot 167 = 15354 \text{ mm}^2$$

Tlakem zatížená plocha pro nátrubky

$$A_{pb(1,2)} = \frac{d_{ib}}{2} \cdot (l_{rb} + e_{rs}) = \frac{184,1}{2} \cdot (2,6 + 17,5) = 321,6 \text{ mm}^2$$

Výstužné plochy pro komoru

$$A_{fso} = \left(p_{\Phi} - \frac{d_{obl}}{2} - \frac{d_{ob2}}{2} \right) \cdot e_{rs} = \left(166,8 - 2 \cdot \frac{38}{2} \right) \cdot 17,5 = 2254 \text{ mm}^2$$

Výstužné plochy pro nátrubky

$$A_{fb(1,2)} = (l_{rb} + e_{rs}) \cdot e_{rb(1,2)} = (100 + 17,5) \cdot 32 = 3760 \text{ mm}^2$$

Účinné průměrné namáhání

$$f_a = \frac{p_c}{2} \cdot \frac{2A_{po} \cdot \frac{1 + \cos^2 \phi}{2} + 2A_{pb1} + 2A_{pb2}}{A_{fso} + A_{fb1} + A_{fb2}} = \frac{5,7}{2} \cdot \frac{2 \cdot 15354 \cdot \frac{2}{2} + 2 \cdot 1584 + 2 \cdot 1584}{2254 + 3760 + 3760} + \frac{5,7}{2} = 13,34$$

Součinitel zeslabení pro můstek

$$v_m = \frac{d_{is}}{e_{rs}} \cdot \frac{A_{fso} + A_{fb1} + A_{fb2}}{2A_{po} \cdot \frac{1 + \cos^2 \phi}{2} + 2A_{pb1} + 2A_{pb2}} = \frac{184,1}{17,5} \cdot \frac{2254 + 3760 + 3760}{2 \cdot 15354 \cdot \frac{2}{2} + 2 \cdot 321,6 + 2 \cdot 321,6} = 0,87$$

Požadovaná tloušťka stěny bez přídatku:

$$e_{cs} = \frac{pc \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v_m + 2 \cdot p_c} = \frac{5,7 \cdot 219,1}{(2 \cdot 56 - 5,7) \cdot 0,87 + 2 \cdot 5,7} = 12 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny včetně přídatku:

$$e'_s = e_{cs} + c_1 + c_2 = 12 + 2,5 + 1 = 15,5 \text{ mm}$$

podmínka

$$e'_s \leq e_s \Rightarrow 15,5 \leq 20 \quad \text{ok}$$

12.2 Dno 1

Výkovek

Mat: 16Mo3 dle 4SN EN 10216-2

$$p_c = 5,2 + 0,5 \text{ MPa} = 5,7 \text{ MPa}$$

$$t_c = 450^\circ \text{C}$$

Konstrukční namáhání:

$$f = \frac{K}{S}$$

$$f = \frac{R_m}{2,4} = \frac{440}{2,4} = 183,3$$

$$f = \frac{R_{p0,2-tc}}{1,5} = \frac{155}{1,5} = 103,3$$

$$f = \frac{R_m \cdot T_{tc}}{1,25} = \frac{295}{1,25} = 133,6$$

Konstrukční namáhání při zkušebním přetlaku:

$$f' = \frac{R_{p0,2(20^\circ \text{C})}}{1,05} = \frac{295}{1,05} = 280$$

Vnitřní průměr skořepiny bez přídatků:

$$d_{is} = d_{os} - e_s = 219,1 - 17,5 = 201,6 \text{ mm}$$

$$e_s = \frac{219,1 - 184,1}{2} = 17,5 \text{ mm}$$

Kotle na spalování biomasy

min $f=103$

Zkušební přetlak:

$$p_t = 1,43 \cdot p_c = 1,43 \cdot 5,7 = 8,1 \text{ MPa}$$

$$p_t = 1,25 \cdot p_c \cdot \frac{R_{0,2(20^\circ\text{C})}}{K} = 1,25 \cdot 5,7 \cdot \frac{295}{155} = 13,5 \text{ MPa}$$

Výrobní přídavek:

$$c_{1s} = 0,125 \cdot e_s = 0,125 \cdot 17,5 = 2,2 \text{ mm}$$

$$c_{2s} = 1 \text{ mm}$$

$$c_s = c_{1s} + c_{2s} = 2,2 + 1 = 3,2 \text{ mm}$$

$$c_1 = 0,3 \text{ mm}$$

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Přípojovací rozměr bez přídavek:

$$e_{rs} = e_s - c_{1s} - c_{2s} = 17,5 - 2,2 - 1 = 14,3 \text{ mm}$$

Tloušťka dna bez přídavek:

$$e_{rb} = e_b - c_1 - c_2 = 20 - 1 - 0,3 = 18,7 \text{ mm}$$

Rádus: $r_{ik} = 10$

podmínka $h \geq e_{rb}$ $19 \geq 18,7$ ok

Min.požadovaná tloušťka.dna:

$$e_{h\min} = \min\left(\frac{1,3 \cdot p_c}{f} \cdot \left(\frac{d_i}{2} - r_{ik}\right) + c_1 + c_2; e_{rs} + c_1 + c_2\right)$$

$$e_{h\min} = \min\left(\frac{1,3 \cdot 5,7}{103} \cdot \left(\frac{184,1}{2} - 10\right) + 0,3 + 1; 14,3 + 0,3 + 1\right) = 7,3 \text{ mm}$$

$$x = \frac{e_{rs}}{e_{cso}} = \frac{14,3}{5,89} = 2,43$$

$$\text{pro součinitel } e_{cso} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{5,7 \cdot 219,1}{(2 \cdot 103 - 5,7) \cdot 1 + 2 \cdot 5,7} = 5,89$$

konstanty

$$C_1 = 0,41$$

$$C_2 = 1 \text{ pro kruh.dna}$$

$$C_3 = 1,05$$

Požadovaná tloušťka dna bez přídavek:

$$e_{ch} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot d_i \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f}} = 0,41 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 184,1 \cdot \sqrt{\frac{5,7}{103}} = 18,64 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka dna s přídavek:

$$e'_{ch} = e_{ch} + c_1 + c_2 = 18,64 + 0,3 + 1 = 19,94 \text{ mm}$$

podmínka $e'_{ch} < e_h$ $19,94 < 20$ ok

12.3 Dno 2

Výkovek

Mat: 16Mo3 dle 4SN EN 10216-2

$$p_c = 5,2 + 0,5MPa = 5,7MPa$$

$$t_c = 450^\circ C$$

Konstrukční namáhání:

$$f = \frac{K}{S}$$

$$f = \frac{R_m}{2,4} = \frac{440}{2,4} = 183,3$$

$$f = \frac{R_{p0,2-tc}}{1,5} = \frac{155}{1,5} = 103,3$$

$$f = \frac{R_m \cdot T_{tc}}{1,25} = \frac{295}{1,25} = 133,6$$

$$f' = \frac{R_{p0,2(20^\circ C)}}{1,05} = \frac{295}{1,05} = 280$$

Vnitřní průměr skořepiny bez přídavek:

$$d_{is} = d_{os} - e_s = 76,1 - 8,75 = 67,35 \text{ mm}$$

$$e_s = \frac{76,1 - 58,6}{2} = 8,75 \text{ mm}$$

min f=103

Zkušební přetlak:

$$p_t = 1,43 \cdot p_c = 1,43 \cdot 5,7 = 8,1MPa$$

$$p_t = 1,25 \cdot p_c \cdot \frac{R_{0,2(20^\circ C)}}{K} = 1,25 \cdot 5,7 \cdot \frac{295}{155} = 13,5MPa$$

Výrobní přídavek:

$$c_{1s} = 0,125 \cdot e_s = 0,125 \cdot 8,75 = 0,8 \text{ mm}$$

$$c_{2s} = 1 \text{ mm}$$

$$c_s = c_{1s} + c_{2s} = 0,8 + 1 = 1,8 \text{ mm}$$

$$c_1 = 0,3 \text{ mm}$$

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Připojovací rozměr bez přídavek:

$$e_{rs} = e_s - c_{1s} - c_{2s} = 8,75 - 0,8 - 1 = 7 \text{ mm}$$

Tloušťka dna bez přídavek:

$$e_{rb} = e_b - c_1 - c_2 = 15 - 1 - 0,3 = 13,7 \text{ mm}$$

Rádus: $r_{ik} = 10$

podmínka $h \geq e_{rb}$ $15 \geq 13,7$ ok

Kotle na spalování biomasy

Min.požadovaná tloušťka.dna:

$$e_{h\min} = \min\left(\frac{1,3 \cdot p_c}{f} \cdot \left(\frac{d_i}{2} - r_{ik}\right) + c_1 + c_2; e_{rs} + c_1 + c_2\right)$$

$$e_{h\min} = \min\left(\frac{1,3 \cdot 5,7}{103} \cdot \left(\frac{58,6}{2} - 10\right) + 0,3 + 1; 7 + 0,3 + 1\right) = 2,68\text{mm}$$

$$x = \frac{e_{rs}}{e_{cso}} = \frac{7}{2,05} = 3,4$$

$$\text{pro součinitel } e_{cso} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{5,7 \cdot 76,1}{(2 \cdot 103 - 5,7) \cdot 1 + 2 \cdot 5,7} = 2,05$$

konstanty

$$C_1 = 0,41$$

$$C_2 = 1 \quad \text{pro kruh.dna}$$

$$C_3 = 1 \quad \text{bez dna}$$

Požadovaná tloušťka dna bez přídávků:

$$e_{ch} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot d_i \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f}} = 0,41 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 58,6 \cdot \sqrt{\frac{5,7}{103}} = 5,65 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka dna s přídávkem:

$$e'_{ch} = e_{ch} + c_1 + c_2 = 5,65 + 0,3 + 1 = 7 \text{ mm}$$

podmínka $e'_{ch} < e_h$ $7 < 15 \text{ ok}$

13. ZÁVĚR

Na základě provedených výpočtů, konstrukčních řešení a poznatků z praxe je navržen tento kotel na biomasu, který je schopen dodávat 5,83 kg/s přehřáté páry o tlaku 5,2 MPa a teplotě 450°C. Výsledný návrh a uspořádání teplosměnných ploch zachycuje přiložený výkres, který vzešel z tepelného výpočtu a bilancí, ať na straně spalin, tak na straně páry, respektive vody. Stěžejním problémem při projektování takovýchto kotlů je zanášení, jež komplikuje stav a chod kotle a zásadně ovlivňuje přestup tepla. S tím souvisí zejména volba součinitele tepelné efektivity ψ a součinitele zanesení jednotlivých ploch ε , které byly voleny z [2] a konzultovány na základě zkušeností z praxe. Aby nedocházelo k těmto jevům, jsou všechny výměnné plochy z hladkých trubek s uspořádáním za sebou. Každý svazek je též opatřen parním ofukovačem pro čištění a průlezem pro kontrolování a provádění údržby, aby mohl být kotel provozován bez nánosů.

14. SEZNAM ZDROJŮ

- [1] [STEAMTAB]:ChemicalLogic Steam Tab Companion 1.0: Thermodynamic and transport properties of water and steam (based on the IAPWS-95 Formulation),
- [2] Doc.Ing. Florian Budaj, CSc.: Parní kotle – podklady pro tepelný výpočet, VUT 1993
- [3] ČSN EN 12952-Část 3: Vodotrubnaté kotle a pomocná zařízení-konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem, Český normalizační institut 2003

15. PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

A, B	m	rozměry spalovací komory
a_{st}	-	stupeň černosti povrchu stěn
a	-	stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin
a_{pl}	-	stupeň černosti plamene
a, b	m	rozměry kanálu pro spaliny
α	-	přebytek vzduchu
a_O	-	stupeň černosti ohniště
α_1	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny
α_2	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla stěny do media
α_K	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla konvekcí
α_S	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla sáláním
A^r	%	procento popelovin v původním stavu paliva
B_O	-	Boltzmannovo číslo
c	m	délka mříže
c	$kJ / m^3 K$	měrné teplo vlhkého vzduchu
c_{H_2O}	$kJ / m^3 K$	měrné teplo vodní páry
c_f	$kJ / m^3 K$	měrné teplo suchého vzduchu
c_P	kJ / kgK	měrné teplo paliva
c_s	$kJ / m^3 K$	měrné teplo suchého vzduchu
c_{su}	kJ / kgK	měrné teplo sušiny paliva
c_w	kJ / kgK	měrné teplo vody
χ_1	-	součinitel závislý na druhu paliva
χ_2	-	je součinitel závislý na způsobu spalování
C_i	%	podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků
C_S	%	podíl popela ve škváře
$C_{\dot{U}}$	%	podíl popela v úletu
Δi	kJ / kg	rozdíl entalpií média.
Δp	MPa	tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle
Δt	$^{\circ}C$	střední logaritmický rozdíl
d	μm	střední efektivní průměr částic popílku
d	g / kg	obsah vody ve vzduchu
$d_{vnitř}$	m	vnitřní průměr trubky
D	m	průměr trubek
d_e	m	ekvivalentní průměr
ε	-	součinitel znečištění výhřevné plochy
ε_0	-	výchozí součinitel zanesení
f	-	součinitel vlhkosti
F_{st}	m^2	povrch ohniště
$F_{ís}$	m^2	účinná sálavá plocha stěn ohniště
φ	%	je relativní vlhkost vzduchu

Kotle na spalování biomasy

φ	-	součinitel uchování tepla
\bar{q}	kW / m^2	střední tepelné zatížení stěn ohniště
h	m	výška spalovací komory
h	%	procento hořlaviny v původním stavu paliva
i	-	počet závěsných trubek
i	kJ / m^3	entalpie jednotlivých složek spalin
i_{nv}	kJ / kg	entalpie napájecí vody
i_p	kJ / kg	entalpie přehřáté páry
I_P	kJ / kg	entalpie popílku
I_{sp}	kJ / kg	entalpie spalin
$I_{sp\ min}$	kJ / kg	minimální množství spalin
I_U	kJ / kg	tepla uvolněného při spalování
$I_{VZ\ min}$	kJ / kg	entalpie minimálního množství vzduchu
ϑ_a	$^{\circ}C$	teoretická teplota
ϑ_O	$^{\circ}C$	koncovou teplotu
ϑ_{spr}	$^{\circ}C$	teplota spalin po smíšení s recirkulovanými spalinami
ε	-	součinitel zanesení
k	$1 / mMPa$	součinitel zeslabení sálání
k	$W / m^2 K$	součinitel prostupu tepla
k_k	$1 / mMPa$	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
k_p	$1 / mMPa$	součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
k_{SP}	$1 / mMPa$	součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů
λ	W / mK	součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu
M_o	kg / s	množství odluhu
M_{pp}	kg / s	množství paliva přivedeného do kotle
M_p	kg / s	parní výkon kotle
M_{pv}	kg / s	množství paliva skutečně spáleného
M_v	kg / s	množství vstříku
μ	g / m^3	koncentrace popílku ve spalinách
η_K	%	tepelná účinnost kotle
O_{Ar}	m^3 / kg	objem Ar ve spalinách se určí ze vztahu
O_{CO_2}	m^3 / kg	objem CO ₂ ve spalinách se určí ze vztahu
$O_{H_2O\ min}$	m^3 / kg	minimální objem vodní páry
O_{N_2}	m^3 / kg	objem N ₂ ve spalinách se určí ze vztahu
$O_{O_2\ min}$	m^3 / kg	minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva
O_{SO_2}	m^3 / kg	objem SO ₂ ve spalinách se určí ze vztahu
O_{sp}	m^3 / kg	skutečné množství spalin
$O_{sp\ min}$	m^3 / kg	minimální množství vlhkých spalin

Kotle na spalování biomasy

$O_{sp\ min}^S$	m^3 / kg	minimální množství suchých spalin
O_{SP-C}	kJ / kgK	střední celkové měrné teplo spalin
$O_{sp.od}$	m^3 / kg	objem spalin v místě odběru bez vlivu na recirkulaci
O_{vz}	m^3 / kg	skutečné množství vzduchu
$O_{VZ\ min}$	m^3 / kg	minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva
$O_{VZ\ min}^S$	m^3 / kg	minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg surového paliva o výhřevnosti Q_i^r
ϖ	-	podíl dané složky
ϖ_c	-	podíl dané složky po recirkulaci spalin
p	MPa	tlak v ohništi
p_c	MPa	je celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu
p_{nv}	MPa	tlak napájecí vody
p_{sp}	MPa	je parciální tlak tříatomových plynů
q	W / m^2	měrné zatížení
Pr	-	Pradtlovo číslo při střední teplotě proudu
ψ	-	součinitel tepelné efektivity
Q_c	kW	celkové teplo
Q_i^{daf}	kJ / kg	výhřevnost surového paliva
Q_i^r	kJ / kg	výhřevnost paliva,
Q_p^p	kJ / kg	teplo přivedené do kotle
Q_{rec}	kW	teplo recirkulovaných spalin
Q_{VZ}	kJ / kg	teplo přivedené do kotle se vzduchem
r	-	koeficient recirkulace
r_{CO_2}	-	objemové části tříatomových plynů
r_{H_2O}	-	objemová část vodní páry ve spalinách
r_{SP}	-	součet objemových částí tříatomových plynů
r_{RO_2}	-	objemové koncentrace tříatomových plynů
σ_1	-	poměrná příčná rozteč
σ_2	-	poměrná podélná rozteč
s	m	účinná tloušťka sálavé vrstvy
s_1	m	příčná rozteč
s_2	m	podélná rozteč
t_p	$^{\circ}C$	teplota paliva
$t_{p, stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota páry
$t_{stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota spalin
t_{vz}	$^{\circ}C$	teplota nasávaného vzduchu
t_z	$^{\circ}C$	teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách
t_{syt}	$^{\circ}C$	teplota sytosti

Kotle na spalování biomasy

T_a	K	teplota nechlazeného plamene
T_O	K	absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště
T_z	K	absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn
ν	m^2 / s	součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu
v	m^3 / kg	měrný objem
V_O	m^3	aktivní objem ohniště
w	m / s	rychlost páry
w_{sp}	m / s	rychlost proudění spalin
W_t^r	%	obsah vody v palivu
x_O	-	poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene
x_i	%	podíl popela z celkového množství v palivu
x_S	%	podíl popela ve škváře
$x_{\dot{U}}$	%	podíl popela v úletu
z_1	-	počet trubek v jedné řadě.
z_2	-	počet řad
z_c	%	ztráta mechanickým nedopalem
z_{co}	%	ztráta chemickým nedopalem
z_{cs}	%	ztráta ve škváře nebo v strusce
$z_{c\dot{U}}$	%	ztráta v úletu
z_f	%	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
z_k	%	ztráta komínová
z_{so}	%	ztráta sdílením tepla do okolí

16. SEZNAM PŘÍLOH

- 1) Výkres kotle
- 2) Výkres komory