



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**KOTEL NA SPOLUSPALOVANÍ VYSOKOPECNÍHO
PLYNU A KOKSÁRENSKÉHO PLYNU**

GAS BOILER FOR BLAST FURNACE AND COKE GAS MIXTURE COMBUSTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Dohnal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jakub Dohnal**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kotel na spoluspalování vysokopecního plynu a koksárenského plynu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kotel na spoluspalování vysokopecního plynu a koksárenského plynu.

Parametry kotle: tlak přehřáté páry 4,5 MPa, teplota přehřáté páry 450 °C, teplota napájecí vody 125°C.

Poměr paliva: 35 000 Nm³/h vysokopecního plynu a 2 500 Nm³/h koksárenského plynu.

Palivo: vysokopecní plyn (BFG) o výhřevnosti 775 kCal/Nm³

Objemové složení BFG: H₂ = 3,2%; CO = 23,5%; N₂ = 53,5%; CO₂ = 19,8%

Palivo: koksárenský plyn (BFG) o výhřevnosti 3810 kCal/Nm³

Objemové složení BFG: H₂ = 67%; O₂ = 0,16%; N₂ = 3,93%; CO = 3,59%; CO₂ = 1,26%; H₂S = 0,42%; CH₄ = 23,64%

Cíle diplomové práce:

Návrh kotle na spoluspalování vysokopecního plynu a koksárenského plynu dle zadání, včetně dimenzování výhřevných ploch.

Seznam literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním a výpočtovým návrhem kotle na spoluspalování vysokopecního a koksárenského plynu, včetně dimenzování výhřevných ploch. Úvodní část je věnována stručné charakteristice spalovaných paliv. Následuje kapitola, kde jsou uvedeny parametry a složení výsledné směsi paliv. Hlavní část práce zahrnuje určení stechiometrického množství spalovacího vzduchu a spalin, stanovení účinnosti kotle a parního výkonu, výpočet spalovací komory a detailní návrh jednotlivých teplosměnných ploch. V závěru práce je provedena kontrola tepelné bilance celého kotle. Součástí diplomové práce je také výkresová dokumentace kotle.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kotel, spalování, vysokopecní plyn, koksárenský plyn, teplosměnné plochy, přehřívák, výparník, membránová stěna, závěsné trubky, ekonomizér, ohřívák vzduchu

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the constructional and calculation design of boiler for blast furnace and coke gas mixture combustion, including sizing of the heating surfaces. The opening section is dedicated to a brief characterization of burned fuels. The following chapter shows the parameters and composition of the resulting fuel mixture. The main part of this thesis involves; determining the stoichiometric amount air required for combustion and the resulting flue gas, determining the boiler efficiency and steam production rate, calculations regarding the combustion chamber and the detailed design of the individual heat exchangers. At the end of the thesis the heat balance of the entire boiler is verified. Drawing documentation of boiler is also part of this diploma thesis.

KEY WORDS

Boiler, combustion, blast furnace gas, coke gas, heating surfaces, superheater, evaporator, membrane walls, hanging pipes, economizer, air heater

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOHNAL, J.: *Kotel na spoluspalování vysokopecního a koksárenského plynu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 110 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma: *Kotel na spoluspalování vysokopecního plynu a koksárenského plynu* vypracoval samostatně, s využitím odborných konzultací pod vedením pana Ing. Martina Lisého, Ph.D. a pana Ing. Pavla Křemínského a s použitím uvedené literatury.

Jméno a příjmení: Bc. Jakub Dohnal

Podpis:

V Brně dne 27. 5. 2016

PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Martinu Lisému, Ph.D. a panu Ing. Pavlu Křeminskému za poskytnutí podkladů, odborných konzultací a za pomoc při řešení jednotlivých problémů souvisejících s výpočtem. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během celé doby studia.

OBSAH

ÚVOD	17
1 CHARAKTERISTIKA SPALOVANÝCH PALIV	18
2 SLOŽENÍ PALIVA	19
3 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY	20
3.1 Minimální objemy vzduchu a spalin.....	20
3.1.1 Množství jednotlivých složek plynů ve spalinách	20
3.1.2 Množství suchých a vlhkých spalin.....	21
3.2 Součinitel přebytku vzduchu a skutečné objemy vzduchu a spalin.....	21
3.2.1 Skutečné množství vlhkých spalin a vzduchu.....	21
3.2.2 Skutečné množství jednotlivých složek plynů.....	22
3.3 Entalpie vzduchu a spalin	22
3.4 Určení teploty rosného bodu.....	25
4 TEPELNÁ BILANCE KOTLE.....	26
4.1 Teplo přivedené do kotle	26
4.2 Ztráty kotle.....	26
4.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem)	26
4.2.2 Ztráta fyzickým teplem spalin (ztráta komínová)	26
4.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí.....	27
4.2.4 Tepelná účinnost kotle.....	27
4.3 Výkon kotle.....	28
5 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	29
5.1 Rozměry spalovací komory	29
5.2 Tepelný výpočet ohniště	30
5.2.1 Součinitel M	30
5.2.2 Boltzmannovo číslo.....	30
5.2.3 Stupeň černosti ohniště.....	31
5.2.4 Teplota spalin na výstupu ohniště	32
6 NÁVRH TEPLSMĚNNÝCH PLOCH	33
6.1 Přehřívák P3.....	33
6.2 Přehřívák P2.....	33
6.3 Přehřívák P1.....	34
6.4 Závěsné trubky.....	35
6.5 Výparník	36

6.6	Ekonomizér	36
6.7	Celková bilance	37
6.8	Návrh druhého tahu kotle	38
6.9	Návrh třetího tahu kotle.....	39
6.10	Pilový diagram	40
7	VÝPARNÍKOVÁ MŘÍŽ	41
7.1	Konvekce ze strany spalín.....	42
7.2	Sálání spalín	43
7.3	Celkový součinitel přestupu tepla	44
8	OBRATOVÁ KOMORA.....	46
8.1	Závěsné trubky	46
8.1.1	<i>Konvekce ze strany spalín</i>	<i>47</i>
8.1.2	<i>Sálání spalín.....</i>	<i>48</i>
8.1.3	<i>Konvekce ze strany páry</i>	<i>49</i>
8.1.4	<i>Celkový součinitel přestupu tepla</i>	<i>49</i>
8.2	Membránová stěna	50
8.2.1	<i>Sálání spalín.....</i>	<i>51</i>
8.2.2	<i>Celkový součinitel přestupu tepla</i>	<i>51</i>
8.3	Celková bilance obratové komory.....	52
9	OBLAST PŘEHŘÍVÁKU P3.....	53
9.1	Přehřívák P3	53
9.1.1	<i>Konvekce ze strany spalín</i>	<i>54</i>
9.1.2	<i>Sálání spalín.....</i>	<i>55</i>
9.1.3	<i>Konvekce ze strany páry</i>	<i>56</i>
9.1.4	<i>Celkový součinitel přestupu tepla</i>	<i>57</i>
9.2	Závěsné trubky	58
9.2.1	<i>Konvekce ze strany spalín</i>	<i>58</i>
9.2.2	<i>Sálání spalín.....</i>	<i>58</i>
9.2.3	<i>Konvekce ze strany páry</i>	<i>59</i>
9.2.4	<i>Celkový součinitel přestupu tepla</i>	<i>60</i>
9.3	Membránová stěna	60
9.3.1	<i>Sálání spalín.....</i>	<i>61</i>
9.3.2	<i>Celkový součinitel přestupu tepla</i>	<i>61</i>
9.4	Celková bilance oblasti přehříváku P3	62

10 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU P2	63
10.1 Přehřívák P2.....	63
10.1.1 Konvekce ze strany spalin.....	64
10.1.2 Sálání spalin.....	65
10.1.3 Konvekce ze strany páry.....	66
10.1.4 Celkový součinitel přestupu tepla.....	67
10.2 Závěsné trubky.....	68
10.2.1 Konvekce ze strany spalin.....	68
10.2.2 Sálání spalin.....	69
10.2.3 Konvekce ze strany páry.....	69
10.2.4 Celkový součinitel přestupu tepla.....	70
10.3 Membránová stěna.....	70
10.3.1 Sálání spalin.....	71
10.3.2 Celkový součinitel přestupu tepla.....	71
10.4 Celková bilance oblasti přehříváku P2	72
11 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU P1	73
11.1 Přehřívák P1.....	73
11.1.1 Konvekce ze strany spalin.....	74
11.1.2 Sálání spalin.....	75
11.1.3 Konvekce ze strany páry.....	76
11.1.4 Celkový součinitel přestupu tepla.....	77
11.2 Závěsné trubky.....	78
11.2.1 Konvekce ze strany spalin.....	78
11.2.2 Sálání spalin.....	78
11.2.3 Konvekce ze strany páry.....	79
11.2.4 Celkový součinitel přestupu tepla.....	80
11.3 Membránová stěna.....	80
11.3.1 Sálání spalin.....	81
11.3.2 Celkový součinitel přestupu tepla.....	81
11.4 Celková bilance oblasti přehříváku P1	82
12 OBLAST KONVEKČNÍHO VÝPARNÍKU	83
12.1 Konvekční výparník.....	83
12.1.1 Konvekce ze strany spalin.....	84
12.1.2 Sálání spalin.....	85
12.1.3 Celkový součinitel přestupu tepla.....	86

12.1.4	<i>Tepelná bilance konvekčního výparníku</i>	87
12.2	Membránová stěna	88
12.3	Celková bilance oblasti konvekčního výparníku.....	88
13	EKONOMIZÉR	89
13.1	Konvekce ze strany spalin	90
13.2	Sálání spalin	91
13.3	Celkový součinitel přestupu tepla	92
14	OHŘÍVÁK VZDUCHU	94
14.1	Konvekce ze strany spalin	95
14.2	Konvekce ze strany vzduchu	96
14.3	Celkový součinitel přestupu tepla	97
15	KONTROLA TEPELNÉ BILANCE	99
	ZÁVĚR	100
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	102
	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK	103
	SEZNAM TABULEK	109
	SEZNAM OBRÁZKŮ	110
	SEZNAM PŘÍLOH	110

ÚVOD

Požadavky na vysoké výkony kotlů a rostoucí náklady na energii představují velkou výzvu pro ocelářský průmysl. Plyny vytvořené jako „volné“ vedlejší produkty hutnických závodů mohou dokonale posloužit jako atraktivní zdroj energie. Mezi tyto zdroje řadíme vysokopecní a koksárenský plyn. V současné době je již plně zvládnuto spalování těchto plynů. Používají se ve formě tzv. směsného plynu, a to v kotlích hutnických závodů. Kromě ekonomického přínosu použití těchto plynů jako paliva dopomáhá ke snižování průmyslových emisí CO₂ a šetří přírodní zdroje energie.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem kotle na spoluspalování vysokopecního plynu a koksárenského plynu. Plyny jsou spalované ve dvou hořácích, které jsou umístěny ve dně spalovací komory s horním odvodem spalin.

Před samotným výpočtem je nezbytné určit složení a výhřevnost směsného plynu. Poté se přistoupí k vypracování stechiometrických výpočtů nutných pro zjištění množství vzduchu potřebného pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin, které spalováním vznikají. Zjištěné hodnoty následně poslouží k určení účinnosti, výkonu kotle a návrhu spalovací komory. V dalších kapitolách je poté podrobně řešen výpočet jednotlivých teplosměnných ploch. Na konci každé kapitoly je uvedeno porovnání mezi navrhovanou a skutečnou teplotou na výstupu z dané oblasti. Teploty jsou voleny tak, aby se rozdíl teplot nelišil o více než 1 °C. Závěr práce se věnuje kontrole bilance mezi teplem ze strany média a teplem přijatým spalinami. Velikost bilančních odchylek u výhřevných ploch není větší než 0,5 %.

Koncepce kotle byla volena na základě odborných konzultací a podkladů poskytnutých od firmy První brněnská strojírna Brno, a. s. (dále jen PBS). Postup výpočtu a jednotlivé výpočtové vztahy jsou řešeny dle [1], [2] a [5].

1 CHARAKTERISTIKA SPALOVANÝCH PALIV

Vysokopecní plyn

Vysokopecní plyn, nazývaný též kychtový plyn, je plyn odcházející ze sazební vysoké pece jako vedlejší produkt při výrobě surového železa. Vzniká redukčním procesem ve vysokých pecích nedokonalým spálením koksu a uvolněním oxidu uhličitého z vápence, který je součástí vsázky. [3]

Z hlediska výhřevnosti se jedná o méně hodnotné palivo dosahující výhřevnosti od 2,7 do 4 MJ/Nm³. Důvodem je nízké množství hořlavých složek (kolem 30 %) v palivu. Spalování vysokopecního plynu je problematické, ale díky velkému obsahu CO se dá využít k redukci emisí NO_x. Pro zvýšení tepelného účinku spalování je nutný předehřev jak spalovacího vzduchu, tak i samotného plynu. Vysokopecní plyn je bezbarvý, bez chuti, bez zápachu a pro svůj vysoký podíl CO je také vysoce toxický. [3]

Koksárenský plyn

Koksárenský plyn je vedlejší produkt při výrobě koksu z černého uhlí. Vzniká při vysokoteplotní suché destilaci koksovaného uhlí v nepřítomnosti kyslíku. [3]

Jedná se o mnohem kvalitnější palivo, než je vysokopecní plyn. Dosahuje výhřevnosti kolem 16 MJ/Nm³ a jeho vlastnosti závisí na druhu použitého uhlí. Obsahuje také sloučeniny síry, proto se musí čistit. Koksárenský plyn je bezbarvý, bez zápachu a je prudce jedovatý vzhledem k přítomnosti H₂S a CO. Rychlost hoření je větší než v případě vysokopecního plynu a dosahuje kratší délky plamene. Obdobou koksárenského plynu je svítiplyn, který se používá v plynárenství a získává se převážně tlakovým zplyňováním hnědého uhlí s kyslíkem a vodní parou. [3]

Složení a porovnání plynných paliv

Pro energetické účely lze využít několik druhů plynných paliv. Složení a výhřevnosti těchto paliv jsou uvedeny v Tabulka 1.

Tabulka 1: Složení a výhřevnosti některých plynných paliv [3]

Plyn	Výhřevnost (MJ/Nm ³)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	CO (%)	H ₂ (%)	CH ₄ (%)	N ₂ (%)	Ostatní (%)
Zemní plyn	33,5	0,1	-	-	-	98	1,2	0,7
Vodní plyn	10,5	6,3	0,2	3,8	51	0,5	4	-
Koksárenský plyn	16,3	2,3	0,8	6,8	57,5	22,5	7,8	2,4
Vysokopecní plyn	3,9	10,5	-	28	2,7	0,3	58,3	-
Generátorový plyn	5,2	5,2	0,2	28,1	13,3	0,6	52,4	0,2
Bioplyn	20	25	1	3	2	66	2	1 (síra)
Dřevoplyn	4,5	9,3	0,2	14,2	13,8	4,5	57,9	0,1

2 SLOŽENÍ PALIVA

Složení výsledné směsi paliva a její výhřevnost se stanoví na základě dodávaného množství spalovaných plynů. Parametry výsledné směsi plynů jsou dále podkladem v následujících výpočtech kotle.

Tabulka 2: Parametry spalovaných plynů

Vysokopecní plyn (BFG)				Koksárenský plyn					
M_{VP}	35000			Nm^3/h	M_{KP}	2500			Nm^3/h
Q_i^r	775	$kCal/Nm^3$	3,244	MJ/Nm^3	Q_i^r	3810	$kCal/Nm^3$	15,949	MJ/Nm^3
Objemové složení				Objemové složení					
H ₂	3,2		%	H ₂	67		%		
O ₂	0		%	O ₂	0,16		%		
N ₂	53,5		%	N ₂	3,93		%		
CO ₂	19,8		%	CO ₂	1,26		%		
CO	23,5		%	CO	3,59		%		
H ₂ S	0		%	H ₂ S	0,42		%		
CH ₄	0		%	CH ₄	23,64		%		

Tabulka 3: Parametry výsledné směsi plynů

Výsledná směs plynů		
M_{pal}	37500	Nm^3/h
Q_i^r	4091,117	kJ/Nm^3
Objemové složení		
H ₂	7,453	%
O ₂	0,011	%
N ₂	50,195	%
CO ₂	18,564	%
CO	22,173	%
H ₂ S	0,028	%
CH ₄	1,576	%

3 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Stechiometrické výpočty se provádí za účelem zjištění objemu vzduchu potřebného pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin, které spalováním vznikají. V případě plynných paliv je jednotkovým množstvím myšlen 1 Nm^3 , což je normovaný metr krychlový pro $T_n = 273 \text{ K}$, $p_n = 101,325 \text{ kPa}$.

3.1 Minimální objemy vzduchu a spalin

Minimální množství kyslíku při spalování 1 Nm^3 suchého plynu

$$O_{O_2min} = 0,5 \cdot \frac{CO + H_2}{100} + 1,5 \cdot \frac{H_2S}{100} + \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{C_x H_y}{100} - \frac{O_2}{100}$$

$$O_{O_2min} = 0,5 \cdot \frac{22,173 + 7,453}{100} + 1,5 \cdot \frac{0,028}{100} + \sum \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{1,576}{100} - \frac{0,011}{100} \quad (3.1)$$

$$O_{O_2min} = 0,180 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Minimální množství suchého vzduchu

$$O_{VZmin}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min} = \frac{100}{21} \cdot 0,180 = 0,857 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \quad (3.2)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu

$$O_{VZmin}^V = f_V \cdot O_{VZmin}^S = 1,031 \cdot 0,857 = 0,883 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \quad (3.3)$$

Součinitel f_V byl stanoven pro běžné klimatické podmínky odpovídající přibližně relativní vlhkosti $\Phi = 70 \%$ při teplotě $t_{ko} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Lze ho vypočítat z následujícího vzorce, kde parciální tlak vodní páry na mezi sytosti odpovídá $p'' = 4241,6 \text{ Pa}$.

$$f_V = 1 + \frac{\Phi}{100} \cdot \frac{p''}{p_n - \frac{\Phi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{4241,6}{1 \cdot 10^5 - \frac{70}{100} \cdot 4241,6} = 1,031 \quad (3.4)$$

Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu

$$O_{H_2O}^V = (f_V - 1) \cdot O_{VZmin}^S = (1,031 - 1) \cdot 0,857 = 0,026 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \quad (3.5)$$

3.1.1 Množství jednotlivých složek plynů ve spalinách

Minimální objem CO_2 ve spalinách

$$O_{CO_2min} = 0,01 \cdot \left(CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x H_y + 0,03 \cdot O_{VZmin}^S \right)$$

$$O_{CO_2min} = 0,01 \cdot (22,173 + 18,564 + 1,576 + 0,03 \cdot 0,857) \quad (3.6)$$

$$O_{CO_2min} = 0,423 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Minimální objem SO_2 ve spalinách

$$O_{SO_2min} = 0,01 \cdot H_2S = 0,01 \cdot 0,028 = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \quad (3.7)$$

Minimální objem N₂ ve spalinách

$$O_{N_2min} = 0,01 \cdot (N_2 + 78,05 \cdot O_{VZmin}^S) \quad (3.8)$$

$$O_{N_2min} = 0,01 \cdot (50,195 + 78,05 \cdot 0,857) = 1,171 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Minimální objem Ar ve spalinách

$$O_{Armin} = 0,0092 \cdot O_{VZmin}^S = 0,0092 \cdot 0,857 = 0,008 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (3.9)$$

Minimální objem H₂O ve spalinách

$$O_{H_2Omin} = 0,01 \cdot \left[\sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + H_2 + H_2S \right] + O_{H_2O}^V$$

$$O_{H_2Omin} = 0,01 \cdot \left[\frac{4}{2} \cdot 1,576 + 7,453 + 0,028 \right] + 0,026 \quad (3.10)$$

$$O_{H_2Omin} = 0,133 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

3.1.2 Množství suchých a vlhkých spalin**Minimální objem suchých spalin**

$$O_{SSmin} = O_{CO_2min} + O_{SO_2min} + O_{N_2min} + O_{Armin} \quad (3.11)$$

$$O_{SSmin} = 0,423 + 2,8 \cdot 10^{-4} + 1,171 + 0,008 = 1,602 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SPmin} = O_{H_2Omin} + O_{SSmin} = 0,133 + 1,602 = 1,735 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (3.12)$$

3.2 Součinitel přebytku vzduchu a skutečné objemy vzduchu a spalin

Spalování plyných paliv v praxi neprobíhá s přívodem pouze minimálního množství vzduchu ($\alpha = 1$), protože by nedošlo k dokonalému promísení a spálení na konečné produkty. Proto se musí zvolit součinitel přebytku vzduchu $\alpha > 1$.

U navrhovaného kotle s výhřevností paliva menší než 12,5 MJ/m³ volím doporučenou hodnotu součinitele přebytku vzduchu na konci ohniště $\alpha_{ok} = 1,15$. Jelikož neuvažujeme žádné další přísávání falešného vzduchu, bude tato hodnota odpovídat součiniteli přebytku vzduchu na hořácích: $\alpha = \alpha_{ok} = 1,15$.

3.2.1 Skutečné množství vlhkých spalin a vzduchu**Skutečný objem vlhkých spalin při spalování 1 Nm³ suchého plynu**

$$O_{SP} = O_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^V = 1,735 + (1,15 - 1) \cdot 0,883 \quad (3.13)$$

$$O_{SP} = 1,867 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu při spalování 1 Nm³ suchého plynu

$$O_{VZ} = \alpha \cdot O_{VZmin}^V = 1,15 \cdot 0,883 = 1,016 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (3.14)$$

3.2.2 Skutečné množství jednotlivých složek plynů

Skutečný objem CO₂ ve spalinách

$$O_{CO_2} = (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,0003 + O_{CO_2min} \quad (3.15)$$

$$O_{CO_2} = (1,15 - 1) \cdot 0,857 \cdot 0,0003 + 0,423 = 0,4234 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Skutečný objem O₂ ve spalinách

$$O_{O_2} = (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,21 \quad (3.16)$$

$$O_{O_2} = (1,15 - 1) \cdot 0,857 \cdot 0,21 = 0,027 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Skutečný objem N₂ ve spalinách

$$O_{N_2} = (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,7805 + O_{N_2min} \quad (3.17)$$

$$O_{N_2} = (1,15 - 1) \cdot 0,857 \cdot 0,7805 + 1,171 = 1,271 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Skutečný objem Ar ve spalinách

$$O_{Ar} = (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,0092 + O_{Armin} \quad (3.18)$$

$$O_{Ar} = (1,15 - 1) \cdot 0,857 \cdot 0,0092 + 0,008 = 0,009 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Skutečný objem SO₂ ve spalinách

$$O_{SO_2} = O_{SO_2min} = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (3.19)$$

Skutečný objem H₂O ve spalinách

$$O_{H_2O} = O_{H_2Omin} + (f_V - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \quad (3.20)$$

$$O_{H_2O} = 0,133 + (1,031 - 1) \cdot (1,15 - 1) \cdot 0,857 = 0,136 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

3.3 Entalpie vzduchu a spalin

Pro budoucí výpočet tepelné bilance kotle je nutné znát teplo, které spaliny nesou, resp. které je spalinám odebráno. K tomuto účelu byl sestrojen I-t diagram spalin, který vyjadřuje závislost tepelného obsahu spalin na teplotě spalin.

Tabulka 4: Měrná entalpie složek spalin v závislosti na teplotě

t [°C]	Měrná entalpie složek spalin i_{xx}^t [kJ/Nm ³]							
	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	suchý vzduch	CO	O ₂
100	170,0	191,2	129,5	93,1	150,6	132,3	132,3	131,7
200	357,5	394,1	259,9	186,0	304,5	266,2	261,4	267,0
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395,0	406,8
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9
500	994,4	1070,0	664,0	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7
600	1225,0	1310,0	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9
700	1462,0	1554,0	947,3	650,2	1149,0	978,1	960,4	1003,0
800	1705,0	1801,0	1093,0	743,1	1335,0	1129,0	1109,0	1159,0
900	1952,0	2052,0	1241,0	835,7	1526,0	1283,0	1260,0	1318,0
1000	2203,0	2304,0	1392,0	928,2	1723,0	1439,0	1413,0	1477,0
1100	2458,0	2540,0	1544,0	1020,0	1925,0	1597,0	1567,0	1638,0
1200	2716,0	2803,0	1698,0	1114,0	2132,0	1756,0	1723,0	1802,0
1300	2976,0	3063,0	1853,0	1207,0	2344,0	1916,0	1881,0	1965,0
1400	3239,0	3323,0	2009,0	1300,0	2559,0	2077,0	2040,0	2129,0
1500	3503,0	3587,0	2166,0	1393,0	2779,0	2240,0	2199,0	2293,0

Ukázka výpočtu entalpie minimálního objemu spalin ($\alpha = 1$, $t = 100$ °C)

$$I_{SPmin}^t = O_{CO_2min} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2min} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2min} \cdot i_{N_2}^t + O_{Armin} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2Omin} \cdot i_{H_2O}^t$$

$$I_{SPmin}^t = 0,423 \cdot 170 + 2,8 \cdot 10^{-4} \cdot 191,2 + 1,171 \cdot 129,5 + 0,008 \cdot 93,1 + 0,133 \cdot 150,6$$

$$I_{SPmin}^t = 244,346 \text{ kJ/Nm}^3 \quad (3.21)$$

Ukázka výpočtu entalpie minimálního množství vzduchu ($\alpha = 1$, $t = 100$ °C)

$$I_{VZmin}^t = O_{VZmin}^S \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad (3.22)$$

$$I_{VZmin}^t = 0,857 \cdot 132,3 + 0,026 \cdot 150,6 = 117,326 \text{ kJ/Nm}^3$$

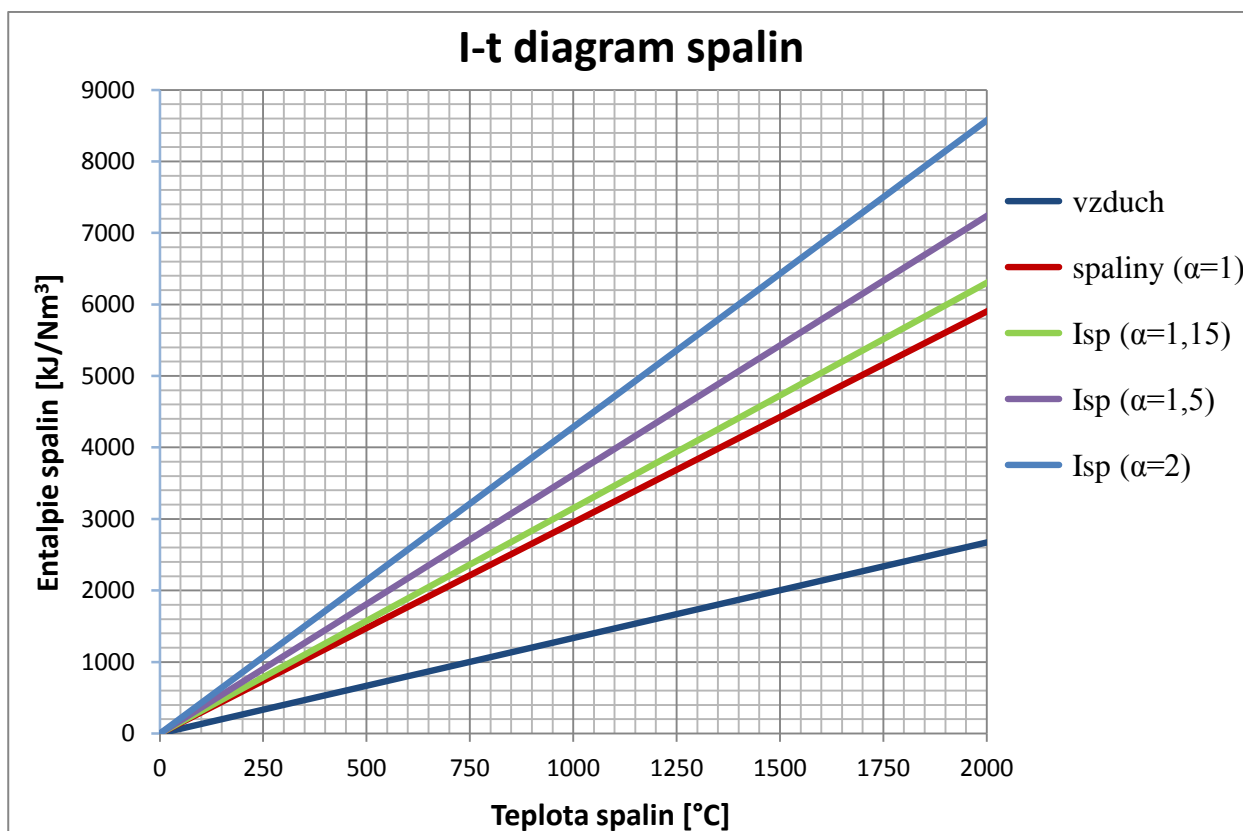
Ukázka výpočtu entalpie spalin při spalování s přebytkem vzduchu ($\alpha = 1,15$, $t = 100$ °C)

$$I_{SP}^{t,\alpha} = I_{SPmin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZmin}^t = 244,346 + (1,15 - 1) \cdot 117,326 \quad (3.23)$$

$$I_{SP}^{t,\alpha} = 261,945 \text{ kJ/Nm}^3$$

Tabulka 5: Entalpie spalin a vzduchu v závislosti na teplotě

t [°C]	$I_{SPmin}^t (\alpha=1)$	I_{VZmin}^t	$I_{SP}^{t,\alpha} = I_{SPmin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZmin}^t$ [kJ/Nm ³]		
	[kJ/Nm ³]	[kJ/Nm ³]	$\alpha_1 = 1,15$	$\alpha_2 = 1,5$	$\alpha_3 = 2$
100	244,346	117,326	261,945	303,009	361,672
200	497,595	236,110	533,012	615,650	733,705
300	759,380	357,066	812,940	937,913	1116,446
400	1029,611	480,633	1101,706	1269,927	1510,244
500	1307,715	607,086	1398,778	1611,258	1914,801
600	1593,514	736,346	1703,966	1961,687	2329,860
700	1885,971	868,331	2016,220	2320,136	2754,302
800	2184,898	1002,525	2335,277	2686,160	3187,423
900	2488,873	1139,507	2659,799	3058,627	3628,380
1000	2798,849	1278,360	2990,603	3438,029	4077,209
1100	3112,343	1419,058	3325,201	3821,872	4531,400
1200	3430,136	1560,744	3664,247	4210,507	4990,879
1300	3750,600	1703,418	4006,113	4602,309	5454,018
1400	4073,903	1847,028	4350,957	4997,417	5920,931
1500	4399,464	1992,483	4698,336	5395,705	6391,947



Obr. 1: I-t diagram spalin pro různé přebytky vzduchu

3.4 Určení teploty rosného bodu

Pokud je teplota spalin na konci ohniště nižší nebo rovna teplotě rosného bodu, dochází ke kondenzaci vodní páry ve spalinách, což je doprovázeno nízkoteplotní korozí výhřevných ploch. Jedná-li se o palivo sirnaté, stejně jako je to v mém případě, kondenzují nejprve páry kyseliny sírové, které mají podstatně vyšší teplotu kondenzace. K určení teploty rosného bodu se v takovéto situaci používají následující poloempirické vztahy. Tyto vzorce vycházejí z podkladů firmy PBS.

Určení teploty rosného bodu

$$t_R = \frac{9366}{22,169 - 0,4343 \cdot \ln(R_{H_2O} \cdot OB \cdot 1000)} - 273,15 \quad (3.24)$$

$$t_R = \frac{9366}{22,169 - 0,4343 \cdot \ln(0,073 \cdot 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1000)} - 273,15 = 122,29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Objemový podíl H₂O ve spalinách zohledňující procento oxidace SO₂ na SO₃

$$R_{H_2O} = \frac{\omega_{H_2O}}{100 - \omega_{SO_2} \cdot \frac{\omega_{SO_3}}{100}} = \frac{7,309}{100 - 0,015 \cdot \frac{3}{100}} = 0,073 \quad (3.25)$$

Procento oxidace SO₂ na SO₃ se volí v intervalu 1÷5 %, volím střední hodnotu, tedy $\omega_{SO_3} = 3\%$.

Podíl H₂O ve spalinách

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} \cdot 100 = \frac{0,136}{1,867} \cdot 100 = 7,309 \% \quad (3.26)$$

Podíl SO₂ ve spalinách

$$\omega_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{SP}} \cdot 100 = \frac{2,8 \cdot 10^{-4}}{1,867} \cdot 100 = 0,015 \% \quad (3.27)$$

Objemový podíl síry ve spalinách

$$OB = \frac{\omega_{SO_2} \cdot \omega_{SO_3}}{100 - \omega_{SO_2} \cdot \frac{\omega_{SO_3}}{100}} = \frac{0,015 \cdot 3}{100 - 0,015 \cdot \frac{3}{100}} = 4,5 \cdot 10^{-4} \quad (3.28)$$

4 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Tato část se zaměřuje na tepelnou bilanci kotle, ze které se stanovují energetické ztráty kotle vzniklé nedokonalou přeměnou chemické energie vázané v palivu na tepelnou energii. Tyto ztráty určují celkovou tepelnou účinnost kotle η_K .

4.1 Teplo přivedené do kotle

Celkové teplo přivedené do kotle na 1 Nm³ plynu

$$Q_P^P = Q_i^r + i_P + Q_{VZV} + Q_{Pr} = 4091,117 + 0 + 40,460 + 0$$

$$Q_P^P = 4131,578 \text{ kJ/Nm}^3 \quad (4.1)$$

Fyzické teplo paliva i_P a teplo přivedené do kotle při parním rozprašování mazutů Q_{Pr} jsou v mém případě nulové.

Teplo pro předehřátí vzduchu odběrovou parou z 30ti na 60 °C

$$Q_{VZV} = \beta_{OVZ} \cdot (I_{Vmin}^{60} - I_{Vmin}^{30}) = 1,15 \cdot (70,308 - 35,125)$$

$$Q_{VZV} = 40,460 \text{ kJ/Nm}^3 \quad (4.2)$$

4.2 Ztráty kotle

U kotlů spalujících plynná paliva se neuvažuje ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích a ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků. Součtem ostatních ztrát kotle získáme tepelnou účinnost kotle tzv. nepřímou metodou.

4.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem)

Její velikost byla spočítána z obsahu kyslíku pro referenční stav spalin O_{2ref} a emisního limitu CO platného pro navrhované zařízení. Pro kotle spalující plynná paliva platí: $O_{2ref} = 3\%$ a $mgCO = 100 \text{ mg/Nm}^3$.

$$z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SSmin}}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_P^P} \cdot 100 = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 1,602}{(21 - 3) \cdot 4131,578} \cdot 100 \quad (4.3)$$

$$z_{CO} = 0,046\%$$

4.2.2 Ztráta fyzickým teplem spalin (ztráta komínová)

K určení komínové ztráty je zapotřebí odhadnout teplotu spalin za poslední teplosměnnou plochou, kterou je v mém případě ohřívák vzduchu. Pro přesnější odhad jsem vycházel z teploty rosného bodu a energetické bilance ohříváku. Aby nedošlo k podkročení teploty rosného bodu, je nutné předehřát ohříváný vzduch odběrovou parou z turbíny z teploty 30 °C na 60 °C. Na výstupu ohříváku volím teplotu 120 °C a snažím se ji už dále nezvyšovat, neboť vyšší teplota by měla za následek zvyšování tvorby termického oxidu dusíku. Následně si pomocí zadané teploty napájecí vody zvolím teplotu spalin před ohřívákem. Teplota napájecí vody je 125 °C, proto odhaduji teplotu spalin před ohřívákem na 170 °C. Nyní už je možné určit teplotu spalin za kotlem, která je snížena o teplo odevzdané na ohřátí vzduchu.

Odhad teploty spalin za kotlem pomocí energetické bilance ohříváku

$$I_{SP}^{170} - I_{SP}^{t_k} = I_{VZmin}^{120} - I_{VZmin}^{60} \Rightarrow I_{SP}^{t_k} = I_{SP}^{170} - I_{VZmin}^{120} + I_{VZmin}^{60} \quad (4.4)$$

$$I_{SP}^{t_k} = I_{SP}^{170} - I_{VZmin}^{120} + I_{VZmin}^{60} = 450,806 - 140,972 + 70,308 = 380,142 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá teplota spalin $t_k = 144\text{ °C}$. Při této teplotě bude ohřívák vzduchu na hraně kondenzace rosného bodu.

Výpočet komínové ztráty

Výpočet je vztažen pro výstupní teplotu spalin $t_k = 144\text{ °C}$, teplotu okolního vzduchu $t_{ko} = 30\text{ °C}$ a součinitel přebytku vzduchu za kotlem $\alpha_k = 1,15$.

$$z_K = \frac{O_{SP} \cdot c_{SP} \cdot (t_k - t_{ko})}{Q_P^P} \cdot 100 = \frac{1,867 \cdot 1,420 \cdot (144 - 30)}{4131,578} \cdot 100 \quad (4.5)$$

$$z_K = 8,223\%$$

Měrné teplo spalin

$$c_{SP} = \frac{I_{SP}^{t_k, \alpha_k}}{O_{SP} \cdot t_k} = \frac{450,806}{1,867 \cdot 144} = 1,420 \frac{kJ}{Nm^3 \cdot K} \quad (4.6)$$

$I_{SP}^{t_k, \alpha_k}$ je entalpie spalin při teplotě $t_k = 144\text{ °C}$ a součiniteli přebytku tepla za kotlem $\alpha_k = 1,15$.

4.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Ztráta sáláním a vedením byla určena z maximálního využitelného tepelného výkonu přivedeného do kotle.

$$z_{SO} = \frac{P_{SO}}{P_P} = \frac{157,315}{43037,267} = 0,00366 = 0,366\% \quad (4.7)$$

Maximální tepelný výkon přivedený do kotle

$$P_P = Q_P^P \cdot M_{pal} = 4131,578 \cdot 10,417 = 43037,267\text{ kW} = 43,037\text{ MW} \quad (4.8)$$

Tepelný výkon ztracený sáláním a vedením

$$P_{SO} = P_P^{0,7} \cdot K = 43,037^{0,7} \cdot 0,0113 = 0,157\text{ MW} = 157,315\text{ kW} \quad (4.9)$$

Pro plynná paliva se konstanta $K = 0,0113$, maximální výkon je nutné dosazovat v MW.

4.2.4 Tepelná účinnost kotle

Tabulka 6: Tepelné ztráty kotle

Ztráta	Symbol	Hodnota
Ztráta chemickým nedopalem	z_{CO}	0,046 %
Ztráta komínová	z_K	8,223 %
Ztráta sáláním	z_{SO}	0,366 %
Součet ztrát	$\sum z_i$	8,634 %

Tepelná účinnost kotle

$$\eta_K = 100 - z_{CO} - z_K - z_{SO} = 100 - 0,046 - 8,223 - 0,366 \quad (4.10)$$

$$\eta_K = 91,366\%$$

4.3 Výkon kotle

Pro výpočet výkonu kotle je nutné si nejprve zvolit tlak napájecí vody. Po uvážení tlakových ztrát v jednotlivých teplosměnných plochách volím $p_{nv} = 5,5 \text{ MPa}$. Dále pomocí [4] zjistím entalpii napájecí vody a entalpii přehřáté páry.

Entalpie napájecí vody

$$i_{NV} = f(p_{nv}, t_{nv}) = f(5,5 \text{ MPa}, 125 \text{ }^\circ\text{C}) = 528,705 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie přehřáté páry

$$i_{PP} = f(p_{pp}, t_{pp}) = f(4,5 \text{ MPa}, 450 \text{ }^\circ\text{C}) = 3324,049 \text{ kJ/kg}$$

Tepelný výkon kotle

$$P_V = Q_P^P \cdot M_{pal} \cdot \frac{\eta_K}{100} = 4131,578 \cdot 10,417 \cdot \frac{91,366}{100} = 39321,284 \text{ kW} \quad (4.11)$$

Parní výkon kotle

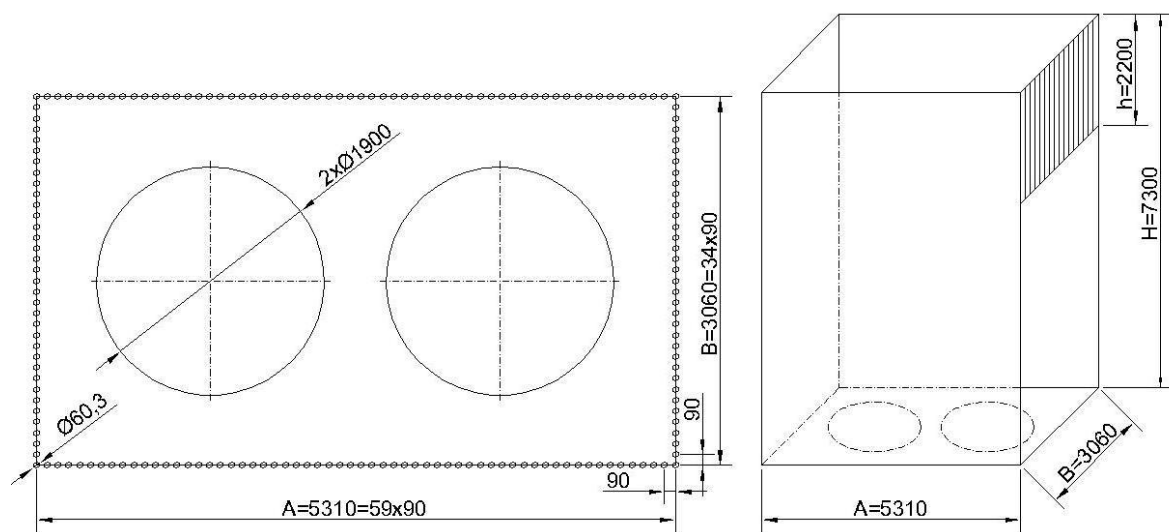
$$M_P = \frac{P_V}{i_{pp} - i_{nv}} = \frac{39321,284}{3324,049 - 528,705} = 14,067 \text{ kg/s} = 50,640 \text{ t/hod} \quad (4.12)$$

5 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Cílem výpočtu spalovací komory je stanovit základní rozměry spalovací komory a pomocí nich se dopracovat k předběžnému určení teploty spalin na konci ohniště. Z užitečného tepla uvolněného v ohništi se dále určí teplota nechlazeného plamene, součinitel M , Boltzmannovo číslo a stupeň černosti ohniště. Tyto hodnoty jsou pak funkcí pro výpočet teploty spalin na konci ohniště. Nakonec se původně zvolená teplota na konci ohniště postupně upravuje tak, aby se výsledný rozdíl teplot nelišil o více než $1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

5.1 Rozměry spalovací komory

Při návrhu rozměrů spalovací komory jsem vycházel z výpočtů pro minimální rozměry spalovací komory doporučené výrobcem hořáků. Konečné rozměry jsou voleny s ohledem na uspořádání výparníkových trubek ve spalovací komoře. Výparníkové trubky tvoří membránové stěny spalovací komory a mají průměr $60,3\text{ mm}$, rozteč trubek je 90 mm .



Obr. 2: Schéma spalovací komory

Výkon hořáků

$$P_H = Q_P^P \cdot M_{pal} = 4131,578 \cdot 10,417 = 43037,267 \text{ kW} = 43,037 \text{ MW} \quad (5.1)$$

Minimální délka plamene

$$l_p = \sqrt[3]{\frac{P_H}{n_H}} \cdot 2,22 = \sqrt[3]{\frac{43,037}{2}} \cdot 2,22 = 6,175 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 6,2 \text{ m} \quad (5.2)$$

Minimální průměr hořáků

$$D_H = \sqrt{\frac{P_H}{n_H}} \cdot 0,4 = \sqrt{\frac{43,037}{2}} \cdot 0,4 = 1,856 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 1,9 \text{ m} \quad (5.3)$$

Výška spalovací komory

$$H = l_p + 0,5 = 6,2 + 0,5 = 6,7 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 7,3 \text{ m} \quad (5.4)$$

Šířka spalovací komory

$$A = (n_H \cdot D_H) + (n_H + 1) \cdot 0,5 \quad (5.5)$$

$$A = (2 \cdot 1,9) + (2 + 1) \cdot 0,5 = 5,3 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 5,31 \text{ m}$$

Hloubka spalovací komory

$$B = D_H + 2 \cdot 0,5 = 1,9 + 2 \cdot 0,5 = 2,9 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 3,06 \text{ m} \quad (5.6)$$

Objem spalovací komory

$$V_S = A \cdot B \cdot H = 3,06 \cdot 5,31 \cdot 7,3 = 118,615 \text{ m}^3 \quad (5.7)$$

Celkový povrch stěn

$$F_{st} = 2 \cdot (A + B) + 2 \cdot (A + H) + 2 \cdot (B + H) \quad (5.8)$$

$$F_{st} = 2 \cdot (3,06 + 5,31) + 2 \cdot (3,1 + 7,3) + 2 \cdot (5,31 + 7,3) = 154,699 \text{ m}^2$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$F_{ús} = F_{st} \cdot \chi - \left(n_H \cdot \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} \right) = 154,699 \cdot 1 - \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot 1,9^2}{4} \right) = 149,029 \text{ m}^2 \quad (5.9)$$

χ je úhlový součinitel osálení trubkové stěny, pro můj případ platí: $\chi = 1$.

Objemové zatížení ohniště

$$q_V = \frac{Q_P^P \cdot M_{pal}}{V_S} = \frac{4131,578 \cdot 10,417}{118,615} = 362,832 \text{ kW/m}^3 \quad (5.10)$$

5.2 Tepelný výpočet ohniště**5.2.1 Součinitel M**

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{pl} = 0,54 - 0,2 \cdot 0,27 = 0,486 \quad (5.11)$$

x_{pl} je poloha maximální teploty plamene, při umístění hořáků ve dně s horním odvodem spalin se volí $x_{pl} = 0,27$.

5.2.2 Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pal} \cdot \overline{O_{SP}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_{st} \cdot (t_a + 273,15)^3} \quad (5.12)$$

$$Bo = \frac{0,996 \cdot 10,417 \cdot 3,408}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,65 \cdot 154,699 \cdot (1371,108 + 273,15)^3} = 1,388$$

Střední hodnota tepelné efektivity stěn

$$\bar{\psi} = \zeta \cdot \chi = 0,65 \cdot 1 = 0,65 \quad (5.13)$$

ζ je součinitel zanesení stěn ohniště, pro plynná paliva se volí $\zeta = 0,65$.

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{z_{SO}}{\eta_K + z_{SO}} = 1 - \frac{0,366}{91,366 + 0,366} = 0,996 \quad (5.14)$$

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$I_u = Q_P^P \cdot \frac{100 - z_{CO}}{100} + Q_{VZ} - Q_{VZV} = Q_P^P \cdot \frac{100 - z_{CO}}{100} + \alpha \cdot I_{VZmin}^{120} - Q_{VZV}$$

$$I_u = 4131,578 \cdot \frac{100 - 0,046}{100} + 1,15 \cdot 140,492 - 40,460 \quad (5.15)$$

$$I_u = 4251,351 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá teoretická teplota nechlazeného plamene $t_a = 1371,108 \text{ }^\circ\text{C}$.

Odhaduji teplotu spalin na konci ohniště na $t_o = 1050,6 \text{ }^\circ\text{C}$ a určím její entalpii.

$$I_o = f(t_o) = f(1050,6 \text{ }^\circ\text{C}) = 3159,202 \text{ kJ/Nm}^3$$

Střední tepelná jímavost spalin v ohništi

$$\frac{I_u - I_o}{t_a - t_o} = \frac{I_u - I_o}{t_a - t_o} = \frac{4251,351 - 3159,202}{1371,108 - 1050,6} = 3,408 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3 \cdot \text{ }^\circ\text{C}} \quad (5.16)$$

5.2.3 Stupeň černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,333}{0,333 + (1 - 0,333) \cdot 0,65} = 0,434 \quad (5.17)$$

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,464 + (1 - 0,1) \cdot 0,318 = 0,333 \quad (5.18)$$

m je součinitel zaplnění ohniště, při $q_v < 400 \text{ kW/m}^3$ je $m = 0,1$.

Stupeň černosti nesvítivé části plamene

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4,475 \cdot 0,3 \cdot 0,103 \cdot 2,76} = 0,318 \quad (5.19)$$

Stupeň černosti svítivé části plamene

$$a_{sv} = 1 - e^{-(k_s \cdot r_s + k_{sz}) \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(4,475 \cdot 0,3 + 0,842) \cdot 0,103 \cdot 2,76} = 0,464 \quad (5.20)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

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

$$k_s = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,073}{\sqrt{0,031 \cdot 2,76}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1050,6 + 273,15}{1000} \right) \quad (5.21)$$

$$k_s = 4,475 \frac{1}{m \cdot \text{MPa}}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = \frac{3,6 \cdot V_S}{F_{St}} = \frac{3,6 \cdot 118,615}{154,699} = 2,76 \text{ m} \quad (5.22)$$

Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách

$$r_s = r_{RO_2} + r_{H_2O} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} + \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{2,8 \cdot 10^{-4} + 0,423}{1,867} + \frac{0,136}{1,867} \quad (5.23)$$

$$r_s = 0,227 + 0,073 = 0,3$$

Parciální tlak tříatomových plynů

$$p_s = r_s \cdot p = 0,3 \cdot 0,10333 = 0,031 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

p je tlak v ohništi přetlakového kotle, volím přetlak 2kPa $\Rightarrow p = 103325 \text{ Pa}$.

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - \alpha) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{t_o + 273,15}{1000} - 0,5\right) \cdot \frac{C^r}{H^r} \quad (5.25)$$

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - 1,15) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1050,6 + 273,15}{1000} - 0,5\right) \cdot 2,002 = 0,842$$

Podíl obsahu uhlíku a vodíku pro původní vzorek plynného paliva

$$\frac{C^r}{H^r} = \frac{C^r}{H_2} + 0,12 \cdot \frac{1}{4} \cdot CH_4 = \frac{14,565}{7,453} + 0,12 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1,576 = 2,002 \quad (5.26)$$

Množství uhlíku v palivu

$$C^r = C_{CO} + C_{CO_2} = \frac{22,173 \cdot 12}{12 + 16} + \frac{18,564 \cdot 12}{12 + 32} = 9,503 + 5,063 = 14,565 \% \quad (5.27)$$

5.2.4 Teplota spalín na výstupu ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} = \frac{1371,108 + 273,15}{1 + 0,486 \cdot \left(\frac{0,434}{1,388}\right)^{0,6}} = 1050,631 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.28)$$

Porovnání návrhové a skutečné teploty na konci ohniště

$$\Delta t = |t_o - t_{ok}| = |1050,6 - 1050,631| = 0,031 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.29)$$

Množství tepla odevzdané v ohništi

$$Q_S = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0,996 \cdot (4251,351 - 3159,202) = 1087,797 \text{ kJ/Nm}^3 \quad (5.30)$$

Teplu přijaté membránovou stěnou v ohništi

$$Q_O = M_{pal} \cdot Q_S = 10,417 \cdot 1087,797 = 11331,223 \text{ kW} \quad (5.31)$$

6 NÁVRH TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Na základě zadaných hodnot výstupní přehřáté páry a napájecí vody se určí parametry pro jednotlivé teplosměnné plochy ze strany média. Při proudění média v trubkách vznikají tlakové ztráty, které nejsou zanedbatelné, a je nutné s nimi počítat. Tlakové ztráty jsou po odborné konzultaci voleny dle Tabulka 7.

Tabulka 7: Tlakové ztráty teplosměnných ploch

Tlaková ztráta v přehříváku 3	Δp_{P3}	0,2 MPa
Tlaková ztráta v přehříváku 2	Δp_{P2}	0,2 MPa
Tlaková ztráta v přehříváku 1	Δp_{P1}	0,2 MPa
Tlaková ztráta v závěsných trubkách	Δp_{ZT}	0,1 MPa
Tlaková ztráta ve výparníku	Δp_V	-
Tlaková ztráta v ekonomizéru	Δp_E	0,3 MPa

6.1 Přehřívák P3

Přehřívák P3 zpracovává entalpický spád $\Delta i_{P3} = 183 \text{ kJ/kg}$. Je poslední teplosměnnou plochou ze stany média.

Parametry páry na výstupu

$$p_{P3out} = 4,5 \text{ MPa}$$

$$t_{P3out} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{P3out} = f(p_{P3out}, t_{P3out}) = 3324,049 \text{ kJ/kg}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{P3in} = p_{P3out} + \Delta p_{P3} = 4,5 + 0,2 = 4,7 \text{ MPa} \quad (6.1)$$

$$i_{P3in} = i_{P3out} - \Delta i_{P3} = 3321,049 - 183 = 3141,049 \text{ kJ/kg} \quad (6.2)$$

$$t_{P3in} = f(p_{P3in}, i_{P3in}) = 375,254 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.3)$$

Výkon přehříváku P3 ze strany média

$$Q_{P3} = M_P \cdot \Delta p_{P3} = 14,067 \cdot 183 = 2574,207 \text{ kW} \quad (6.4)$$

6.2 Přehřívák P2

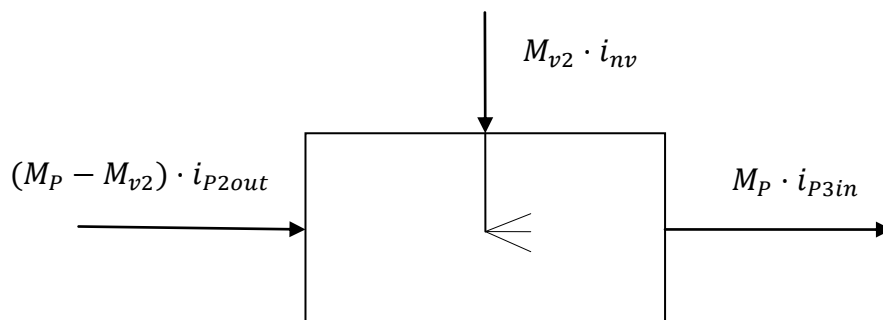
Přehřívák P2 zpracovává entalpický spád $\Delta i_{P2} = 223 \text{ kJ/kg}$. Na výstupu přehříváku P2 je zaveden vstřík napájecí vody, který slouží k regulaci teploty přehřáté páry. Na základě doporučení konzultanta bylo zvoleno množství vstříku 2 % z celkového množství přehřáté páry. Schéma vstříku je znázorněno na Obr. 3.

Tlak páry na výstupu

$$p_{P2out} = p_{P3in} = 4,7 \text{ MPa}$$

Množství vstříku

$$M_{v2} = 0,02 \cdot M_P = 0,02 \cdot 14,067 = 0,281 \text{ kg/s} \quad (6.5)$$



Obr. 3: Vstřik napájecí vody za přehřívákem P2

Entalpie páry na výstupu

$$(M_P - M_{v2}) \cdot i_{P2out} + M_{v2} \cdot i_{nv} = M_P \cdot i_{P3in}$$

$$i_{P2out} = \frac{M_P \cdot i_{P3in} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{M_P - M_{v2}} = \frac{14,067 \cdot 3141,049 - 0,281 \cdot 528,705}{14,067 - 0,281} \quad (6.6)$$

$$i_{P2out} = 3194,362 \text{ kJ/kg}$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{P2out} = f(p_{P2out}, i_{P2out}) = 396,687 \text{ }^\circ\text{C}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{P2in} = p_{P2out} + \Delta p_{P2} = 4,7 + 0,2 = 4,9 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

$$i_{P2in} = i_{P2out} - \Delta i_{P2} = 3194,362 - 223 = 2971,362 \text{ kJ/kg} \quad (6.8)$$

$$t_{P2in} = f(p_{P2in}, i_{P2in}) = 313,832 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.9)$$

Výkon přehříváku P2 ze strany média

$$Q_{P2} = (M_P - M_{v2}) \cdot \Delta p_{P2} = (14,067 - 0,281) \cdot 223 = 3074,138 \text{ kW} \quad (6.10)$$

6.3 Přehřívák P1

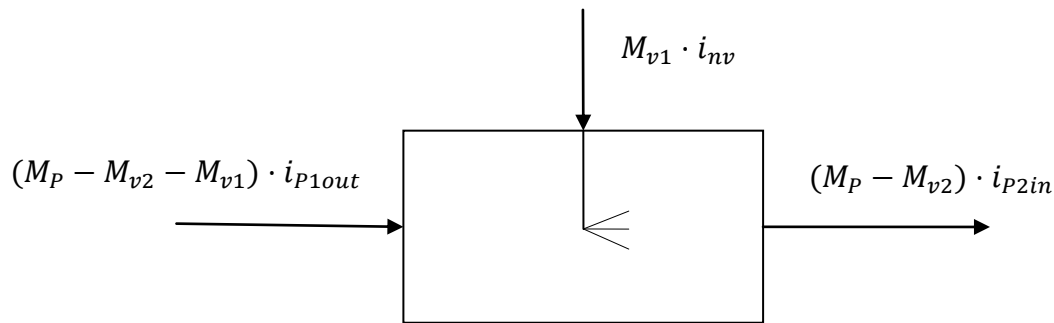
Přehřívák P1 zpracovává entalpický spád $\Delta i_{P1} = 232 \text{ kJ/kg}$. Na výstupu přehříváku P1 je také zaveden vstřik napájecí vody, který slouží k regulaci teploty přehřáté páry. Dle rady konzultanta bylo zvoleno množství vstřiku 3 % z celkového množství přehřáté páry. Schéma vstřiku je znázorněno na Obr. 4

Tlak páry na výstupu

$$p_{P1out} = p_{P2in} = 4,9 \text{ MPa}$$

Množství vstřiku

$$M_{v1} = 0,03 \cdot M_P = 0,03 \cdot 14,067 = 0,422 \text{ kg/s} \quad (6.11)$$



Obr. 4: Vstřík napájecí vody za přehřívákem P1

Entalpie páry na výstupu

$$(M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot i_{P1out} + M_{v1} \cdot i_{nv} = (M_P - M_{v2}) \cdot i_{P2in}$$

$$i_{P1out} = \frac{(M_P - M_{v2}) \cdot i_{P2in} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{M_P - M_{v2} - M_{v1}} \quad (6.12)$$

$$i_{P1out} = \frac{(14,067 - 0,422) \cdot 2971,36 - 0,422 \cdot 528,705}{14,067 - 0,281 - 0,422} = 3048,499 \text{ kJ/kg}$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{P1out} = f(p_{P1out}, i_{P1out}) = 341,291 \text{ }^\circ\text{C}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{P1in} = p_{P1out} + \Delta p_{P1} = 4,9 + 0,2 = 5,1 \text{ MPa} \quad (6.13)$$

$$i_{P1in} = i_{P1out} - \Delta i_{P1} = 3048,499 - 232 = 2816,499 \text{ kJ/kg} \quad (6.14)$$

$$t_{P1in} = f(p_{P1in}, i_{P1in}) = 270,577 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.15)$$

Výkon přehříváku P1 ze strany média

$$Q_{P1} = (M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot \Delta p_{P1} \quad (6.16)$$

$$Q_{P1} = (14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot 232 = 3100,302 \text{ kW}$$

6.4 Závěsné trubky

Závěsné trubky slouží jako podpora k zavěšení trubkových svazků přehříváků P1, P2 a P3. Jedná se o výhřevnou plochu, do níž vstupuje sytá pára z bubny, která dále postupuje ve směru proudění spalín do přehříváku P1.

Parametry páry na výstupu

$$p_{ZTout} = p_{P1in} = 5,1 \text{ MPa}$$

$$t_{ZTout} = t_{P1in} = 270,577 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{ZTout} = i_{P1in} = 2816,499 \text{ kJ/kg}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{ZTin} = p_{ZTout} + \Delta p_{ZT} = 5,1 + 0,1 = 5,2 \text{ MPa}$$

$$t_{ZTin} = f(p_{ZTin}, x = 1) = 266,405 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{ZTin} = f(p_{ZTin}, x = 1) = 2749,852 \text{ kJ/kg}$$

Výkon závěsných trubek ze strany média

$$Q_{ZT} = (M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{ZTout} - i_{ZTin}) \quad (6.17)$$

$$Q_{ZT} = (14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot (2816,499 - 2749,852) = 890,633 \text{ kW}$$

6.5 Výparník

Výparník kotle se skládá z membránových stěn, výparníkové mříže a konvekčního výparníku umístěného v oblasti pod přehřívákem P1. Ve výparníku dochází nejprve k ohřevu vody přiváděné z ekonomizéru a následně k přeměně syté kapaliny na sytou páru za konstantní teploty a tlaku. Při výpočtu výkonu ze strany média je proto nutné počítat s hodnotou tohoto nedohřevu, jenž činí $\Delta t_V = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Parametry média na vstupu a výstupu

$$p_{Vout} = p_{Vin} = p_{ZTin} = 5,2 \text{ MPa}$$

$$t_{Vout} = t_{Vin} = t_{ZTin} = 266,405 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{Vout} = i_{ZTin} = 2749,852 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{Vin} = f(p_{Vin}, x = 0) = 1166,882 \text{ kJ/kg}$$

Výkon výparníku ze strany média

$$Q_V = (M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{Vout} - i_{Eout}) \quad (6.18)$$

$$Q_V = (14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot (2749,852 - 1116,954) = 21821,01 \text{ kW}$$

6.6 Ekonomizér

Ekonomizér slouží k ohřevu napájecí vody až na teplotu $10 \text{ }^\circ\text{C}$ pod mez sytosti kapaliny.

Parametry média na výstupu

$$p_{Eout} = p_{Vin} = 5,2 \text{ MPa}$$

$$t_{Eout} = t_{Vin} - \Delta t_V = t_{ZTin} = 266,405 - 10 = 256,405 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.19)$$

$$i_{Eout} = f(p_{Eout}, t_{Eout}) = 1116,954 \text{ kJ/kg}$$

Parametry média na vstupu

$$p_{Ein} = p_{Eout} + \Delta p_E = 5,2 + 0,3 = 5,5 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

$$t_{Ein} = t_{nv} = 125 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{Ein} = f(p_{Ein}, t_{Ein}) = 528,705 \text{ kJ/kg}$$

Výkon ekonomizéru ze strany média

$$Q_E = (M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{Eout} - i_{Ein}) \quad (6.21)$$

$$Q_E = (14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot (1116,954 - 528,705) = 7860,995 \text{ kW}$$

6.7 Celková bilance

$$Q_C = Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{ZT} + Q_V + Q_E$$

$$Q_C = 2574,21 + 3074,138 + 3100,302 + 890,633 + 21821,01 + 7860,995 \quad (6.22)$$

$$Q_C = 39321,284 \text{ kW}$$

Kontrola bilance

Tepelný výkon kotle = Celková bilance ze strany média

$$P_V = Q_C \quad (6.23)$$

$$39321,284 \text{ kW} = 39321,284 \text{ kW}$$

Tabulka 8: Přehled parametrů média v jednotlivých výhřevných plochách

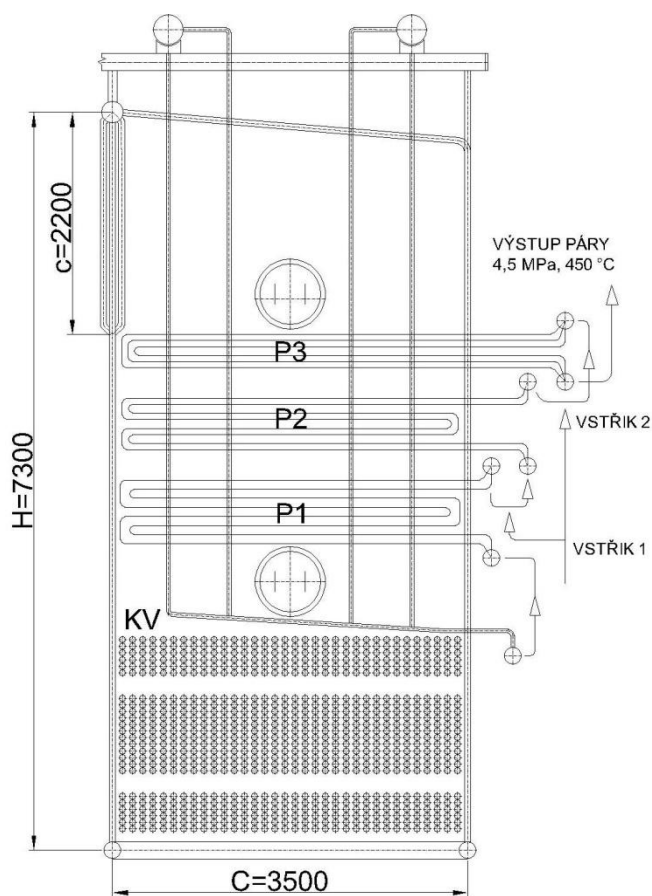
Teplosměnná plocha		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Výkon [kW]
Přehřívák P3	výstup	450,000	4,5	3324,049	2574,207
	vstup	375,254	4,7	3141,049	
Přehřívák P2	výstup	396,867	4,7	3194,362	3074,138
	vstup	313,832	4,9	2971,362	
Přehřívák P1	výstup	341,291	4,9	3048,499	3100,302
	vstup	270,577	5,1	2816,499	
Závěsné trubky	výstup	270,577	5,1	2816,499	890,633
	vstup	266,405	5,2	2749,852	
Výparník	výstup	266,405	5,2	2749,852	21821,009
	vstup	266,405	5,2	1166,882	
Ekonomizér	výstup	256,405	5,2	1116,954	7860,995
	vstup	125,000	5,5	528,705	

6.8 Návrh druhého tahu kotle

Poté, co odevzdají spaliny své teplo membránové stěně v prostoru spalovací komory, vstupují přes výparníkovou mříž do druhého tahu kotle.

Bezprostředně za výparníkovou mříží se nachází obratová komora, ve které dochází ke změně směru proudu spalin. Shora, ve směru proudu spalin, do ní vstupují závěsné trubky, které slouží uchycení trubek přehříváků umístěných ve druhém tahu. Za obratovou komorou jsou postupně umístěny přehříváky P3, P2 a P1. Všechny přehříváky jsou řešeny jako protiproudé, kromě přehříváku P3. Ten je řešený jako souprroudý, a to kvůli menšímu tepelnému namáhání materiálu. Mezi každou dvojicí přehříváků je za účelem regulace výstupní teploty páry umístěn vstřík napájecí vody. Pod přehříváky se ještě nachází konvekční výparník, který byl do návrhu zahrnut z důvodu nevycházející bilance výparníku.

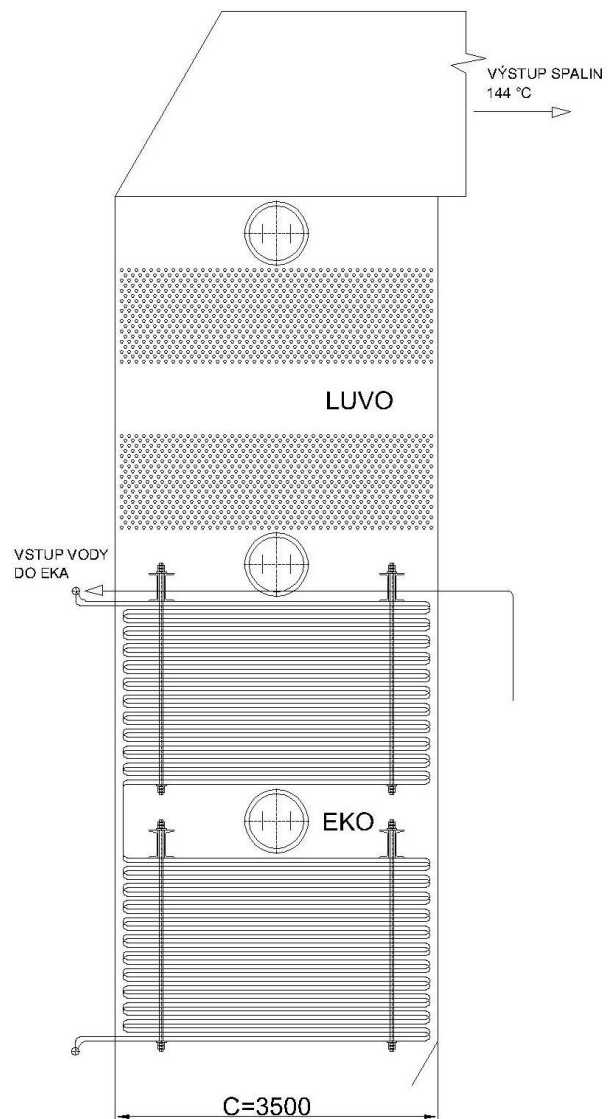
Celý prostor druhého tahu tvoří výparníkové trubky. Ty mají po stranách hloubky kotle rozteč nejprve 80 mm a ve zbytku tahu už je rozteč zvýšena na 100 mm, kvůli umístění vstupních a výstupních trubek jednotlivých výhřevných ploch. Rozměry druhého tahu kotle jsou B x C (3,06 x 3,5) m.



Obr. 5: Schéma druhého tahu kotle

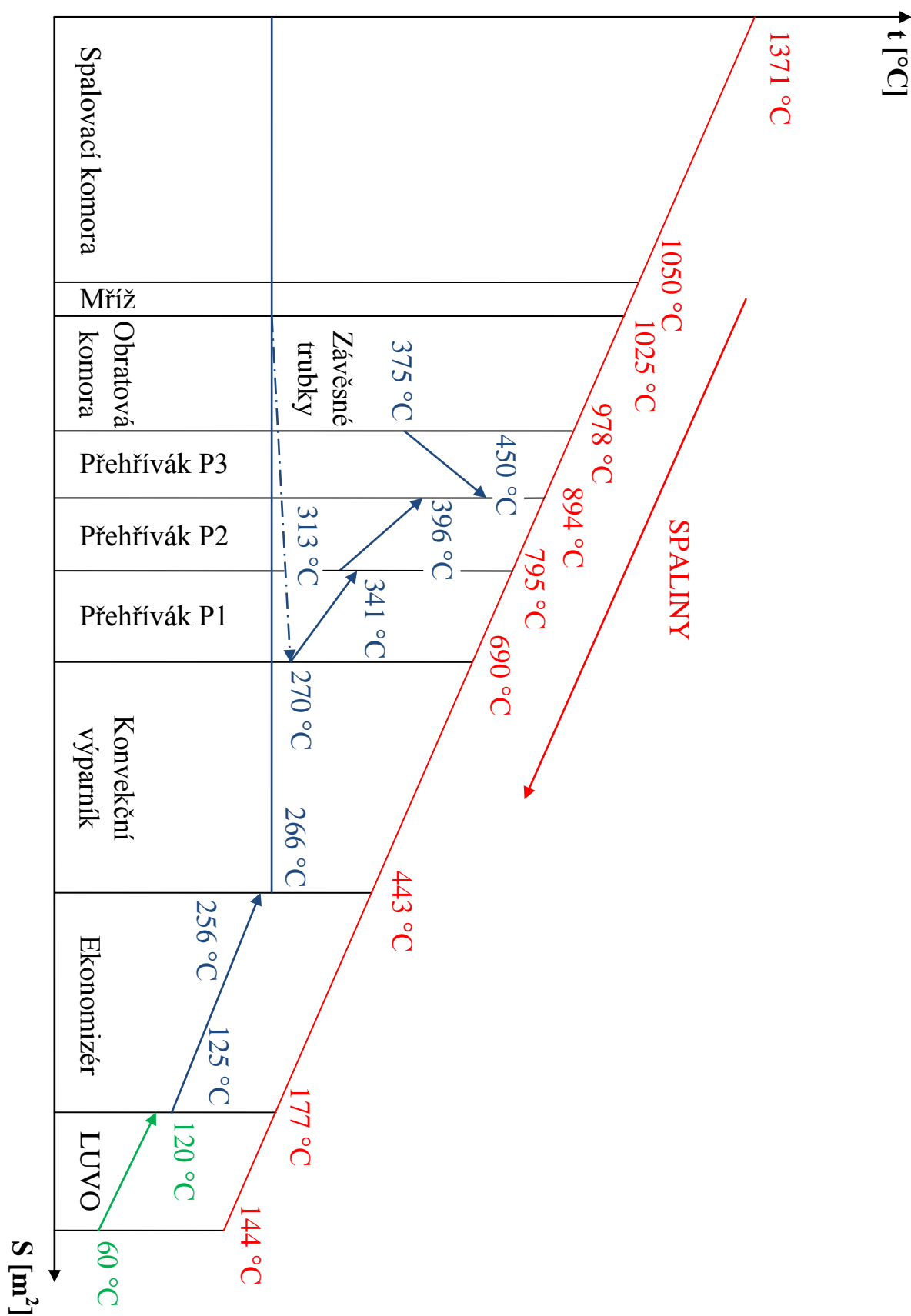
6.9 Návrh třetího tahu kotle

Třetí tah je tvořen stěnami, které jsou svařeny pouze z plechu. Ve třetím tahu se nachází nejprve ekonomizér a za ním je umístěn jako poslední teplosměnná plocha ohřívák vzduchu. Oba výměníky jsou dvoudílné, příčně obtékané svazky trubek uspořádané vystřídaně. Mezi jednotlivými díly jsou průřezy o velikosti 0,8 m, které slouží ke kontrole svazků trubek. Kromě toho jsou zde umístěny i parní ofukovače sloužící k čištění konvekčních ploch. Trubky ekonomizéru jsou zavěšeny na nechlazených závěsech. Rozměry třetího tahu kotle jsou B x C (3,06 x 3,5) m.



Obr. 6: Schéma třetího tahu

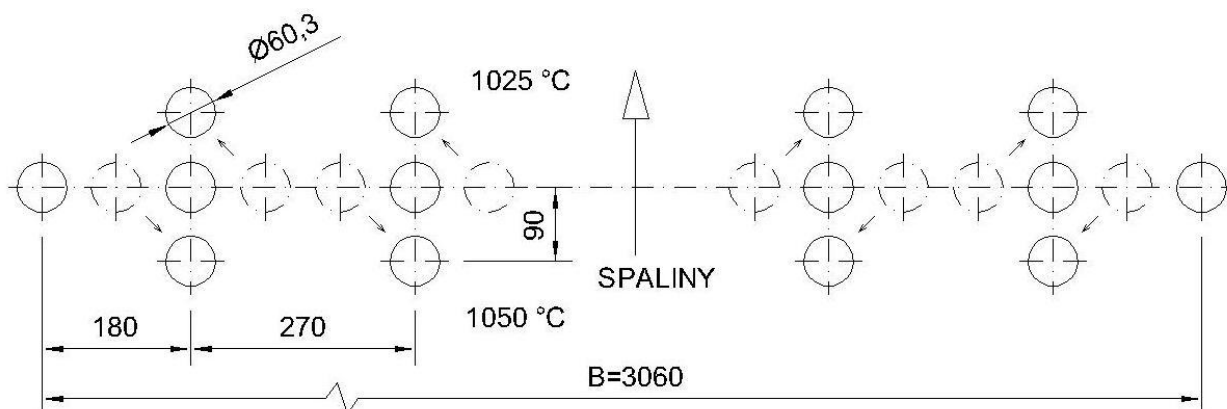
6.10 Pilový diagram



Obr. 7: Pilový diagram

7 VÝPARNÍKOVÁ MŘÍŽ

Výparníková mříž je teplosměnná plocha mezi prvním a druhým tahem kotle. Jedná se o rozvolněnou membránovou mříž, přes kterou procházejí spaliny příčným směrem do obrátové komory v druhém tahu kotle. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 9.



Obr. 8: Schéma výparníkové mříže

Tabulka 9: Charakteristika výparníkové mříže

Parametry výparníkové mříže			
Výška mříže	c	2200	[mm]
Šířka mříže	B	3060	[mm]
Průměr trubky	D	60,3	[mm]
Příčná rozteč	s_1	270	[mm]
Podélná rozteč	s_2	90	[mm]
Počet trubek v příčném směru	z_1	11	[–]
Počet trubek v podélném směru	z_2	3	[–]
Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	1050,6	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	3159,202	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	1025,6	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	3075,629	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	1038,1	[°C]
Tlak v ohništi přetlakového kotle	p	0,103	[MPa]
Parciální tlak tříatomových plynů	p_S	0,031	[MPa]
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	r_S	0,3	[–]
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	r_{H_2O}	0,073	[–]
Parametry parovodní směsi			
Teplota média na vstupu	t_{Pin}	266,405	[°C]
Teplota média na výstupu	t_{Pout}	266,405	[°C]

Průtočná plocha spalín

$$S_{SP} = c \cdot (B - z_1 \cdot D) = 2,2 \cdot (3,06 - 11 \cdot 0,0603) = 5,273 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

Rychlost spalín

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{5,273} \cdot \frac{273,15 + 1038,1}{273,15} \quad (7.2)$$

$$w_{SP} = 17,710 \text{ m/s}$$

7.1 Konvekce ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

$$\alpha_K = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33}$$

$$\alpha_K = 0,2 \cdot 0,935 \cdot 0,831 \cdot \frac{0,108}{0,0603} \cdot \left(\frac{17,71 \cdot 0,0603}{1,784 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,561^{0,33} \quad (7.3)$$

$$\alpha_K = 65,627 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 1) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 1) = 0,935 \quad (7.4)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 4,478 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,493}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (7.5)$$

$$C_s = 0,931$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{270}{60,3} = 4,478 \quad (7.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{90}{60,3} = 1,493 \quad (7.7)$$

Vlastnosti spalín

Vlastnosti spalín jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalín a vlhkost spalín.

Tabulka 10: Vlastnosti spalín

Pro $H_2O = 7,309 \%$ a $t_{SPstř} = 1038,1 \text{ } ^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,108	$[W/mK]$
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,784 \cdot 10^{-4}$	$[m^2/s]$
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,561	$[-]$

7.2 Sálání spalin

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,146 \cdot 1311,25^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{564,555}{1311,25}\right)^{3,6}}{1 - \frac{564,555}{1311,25}} \quad (7.8)$$

$$\alpha_S = 28,22 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 266,405 + 25 + 273,15 = 564,55 \text{ K} \quad (7.9)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, v případě výparníkové mříže se $t_m = t_{pin} = t_{pout} = 266,405 \text{ }^\circ\text{C}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě T_s

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,158} = 0,146 \quad (7.10)$$

Optická hustota spalin

$$kps = k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s = 3,747 \cdot 0,103 \cdot 0,408 = 0,158 \quad (7.11)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (7.12)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,073}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,408}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1311,25}{1000} \right) \cdot 0,3 = 3,747$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,27 \cdot 0,09}{0,0603^2} - 1 \right) \quad (7.13)$$

$$s = 0,408 \text{ m}$$

7.3 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 65,627 + 28,22 = 93,848 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.14)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro výparníkovou mříž platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_C = 0,85 \cdot 93,848 = 79,77 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.15)$$

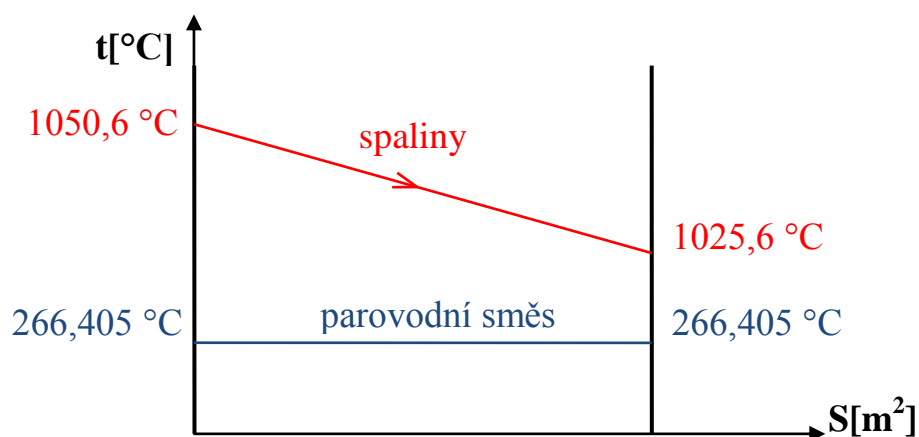
ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{784,195 - 759,195}{\ln \frac{784,195}{759,195}} = 771,627 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.16)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{pin} = 1050,6 - 266,405 = 784,195 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.17)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{pout} = 1025,6 - 266,405 = 759,195 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.18)$$



Obr. 9: Tepelné schéma výparníkové mříže

Teplosměnná plocha mříže

$$S_M = \pi \cdot D \cdot c \cdot (z_1 \cdot z_2 + 1) = \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,2 \cdot (11 \cdot 3 + 1) = 14,17 \text{ } m^2 \quad (7.19)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_M = S_M \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{14,17 \cdot 79,77 \cdot 771,627}{1000} = 872,205 \text{ } kW \quad (7.20)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_M}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 3159,202 - 872,205}{10,417} \quad (7.21)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 3075,47 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 1025,56 \text{ }^\circ\text{C}$.

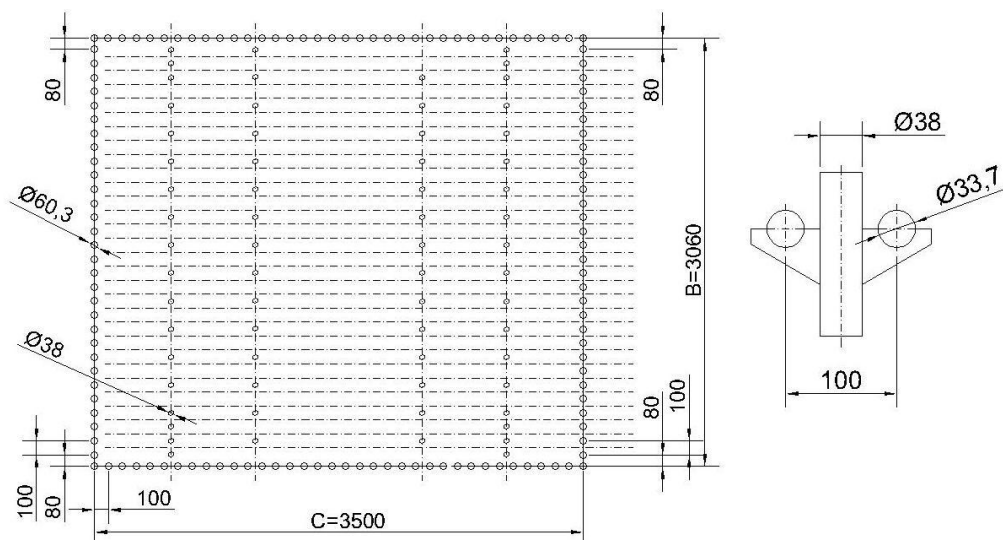
Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci výparníkové mříže

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |1025,6 - 1025,56| = 0,04 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.22)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty $1052,6 \text{ }^\circ\text{C}$ o $0,04 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

8 OBRATOVÁ KOMORA

Obratová komora je prostor za výparníkovou mříží v oblasti druhého tahu kotle, ve které dochází ke změně směru proudu spalin. Je tvořena membránovou stěnou výparníku a závěsnými trubkami vstupující do obratové komory ze shora ve směru proudu spalin. Závěsné trubky slouží k uchycení trubek přehříváku. K tomuto účelu se však využívají pouze krajní řady, zbylé řady trubek byly přidány tak, aby vycházela tepelná bilance v celé oblasti druhého tahu. Schéma uchycení trubek přehříváku je uvedeno v Obr. 10. Kvůli zvýšení odolnosti vůči tahovému napětí se volí tloušťka stěny závěsných trubek 5 mm. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 11. Rozměry spalinového kanálu jsou $B \times C = 3060 \times 3500$ mm.



Obr. 10: Schéma spalinového tahu a uchycení trubek přehříváku

8.1 Závěsné trubky

Tabulka 11: Charakteristika závěsných trubek

Parametry závěsných trubek			
Průměr trubky	D_{ZT}	38	[mm]
Tloušťka trubky	t_{ZT}	5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d_{ZT}	28	[mm]
Počet závěsných trubek	n_{ZT}	65	[-]
Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	1025,6	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	3075,629	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	978,4	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	2918,607	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	1002	[°C]
Tlak v ohništi přetlakového kotle	p	0,103	[MPa]
Parciální tlak tříatomových plynů	p_S	0,031	[MPa]
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	r_S	0,3	[-]
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	r_{H_2O}	0,073	[-]

Parametry páry			
Teplota páry na vstupu	t_{pin}	266,405	[°C]
Teplota páry na výstupu	t_{pout}	270,577	[°C]
Střední teplota páry	$t_{pstř}$	268,491	[°C]
Střední tlak páry	$p_{stř}$	5,15	[MPa]

Průtočná plocha spalin

$$S_{SP} = C \cdot B - n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} = 3,5 \cdot 3,06 - 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 10,636 \text{ m}^2 \quad (8.1)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{10,636} \cdot \frac{273,15 + 1002}{273,15} \quad (8.2)$$

$$w_{SP} = 8,538 \text{ m/s}$$

8.1.1 Konvekce ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{SP}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu_{SP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{SP}^{0,4} \quad (8.3)$$

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{0,105}{2,038} \cdot \left(\frac{8,538 \cdot 2,038}{1,708 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,565^{0,4} = 9,585 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ekvivalentní průměr spalinového kanálu

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 10,636}{20,88} = 2,038 \text{ m} \quad (8.4)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu

$$O = 2 \cdot (B + C) + n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} = 2 \cdot (3,06 + 3,5) + 65 \cdot \pi \cdot 0,038 \quad (8.5)$$

$$O = 20,88 \text{ m}$$

Vlastnosti spalin

Vlastnosti spalin jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalin a vlhkost spalin.

Tabulka 12: Vlastnosti spalin

Pro H ₂ O = 7,309 % a $t_{SPstř} = 1002 \text{ °C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,105	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,708 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,565	[-]

8.1.2 Sálání spalin

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

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

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,24 \cdot 1275,15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{566,641}{1275,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{566,641}{1275,15}} \quad (8.6)$$

$$\alpha_s = 43,492 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 268,491 + 25 + 273,15 = 566,641 K \quad (8.7)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě T_s

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,275} = 0,24 \quad (8.8)$$

Optická hustota spalin

$$kps = k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s = 2,125 \cdot 0,103 \cdot 1,251 = 0,275 \quad (8.9)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,073}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 1,251}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1275,15}{1000} \right) \cdot 0,3 \quad (8.10)$$

$$k_s \cdot r_s = 2,125$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = \frac{3,6 \cdot V_s}{F_{st}} = \frac{3,6 \cdot 23,4}{67,355} = 1,251 m \quad (8.11)$$

Objem sálavé vrstvy

$$V_s = B \cdot C \cdot h - n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} \cdot h = 3,06 \cdot 3,5 \cdot 2,2 - 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 2,2 \quad (8.12)$$

$$V_s = 23,4 m^3$$

Celkový povrch stěn sálové vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot (B + C) + 2 \cdot (B + h) + 2 \cdot (C + h) + n_{ZT} \cdot D_{ZT} \cdot h$$

$$F_{st} = 2 \cdot (3,5 + 3,06) + 2 \cdot (3,5 + 2,2) + 2 \cdot (3,06 + 2,2) + 65 \cdot 0,038 \cdot 2,2 \quad (8.13)$$

$$F_{st} = 67,355 \text{ m}^2$$

8.1.3 Konvekce ze strany páry**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (8.14)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0526}{0,028} \cdot \left(\frac{12,932 \cdot 0,028}{7,308 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,294^{0,4} = 1724,927 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{(M_p - M_{v2} - M_{v1}) \cdot \nu_p}{S_p} = \frac{(14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot 0,039}{0,04} \quad (8.15)$$

$$w_p = 12,932 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry

$$S_p = n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}^2}{4} = 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,04 \text{ m}^2 \quad (8.16)$$

Vlastnosti páry

Vlastnosti páry jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu páry a střední tlak páry.

Tabulka 13: Vlastnosti páry

Pro $p_{stř} = 5,15 \text{ MPa}$ a $t_{pstř} = 268,491 \text{ °C}$			
Měrný objem páry	ν_p	0,039	$[\text{m}^3/\text{kg}]$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0526	$\left[\frac{W}{\text{m} \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita	ν_p	$7,308 \cdot 10^{-7}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,294	$[-]$

8.1.4 Celkový součinitel přestupu tepla**Celkový součinitel přestupu tepla**

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 9,585 + 43,492 = 53,077 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K} \quad (8.17)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro závěsné trubky platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_C}{1 + \frac{\alpha_C}{\alpha_P}} = \frac{0,85 \cdot 53,077}{1 + \frac{53,077}{1724,927}} = 43,769 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.18)$$

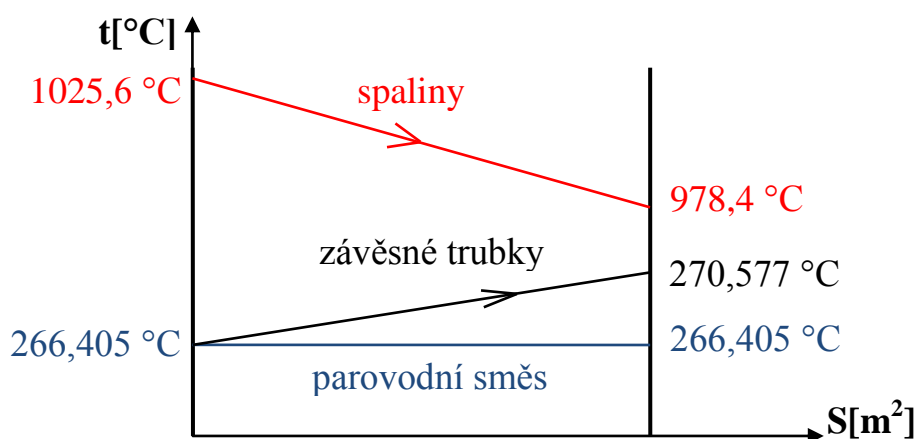
ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{759,195 - 707,823}{\ln \frac{759,195}{707,823}} = 733,209 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pin} = 1025,6 - 266,405 = 759,195 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.20)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pout} = 978,4 - 270,577 = 707,823 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.21)$$



Obr. 11: Tepelné schéma obratové komory

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot h = 65 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,2 = 17,071 \text{ } m^2 \quad (8.22)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT}^{OK} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{17,071 \cdot 43,769 \cdot 733,209}{1000} = 547,849 \text{ } kW \quad (8.23)$$

8.2 Membránová stěna

Tabulka 14: Charakteristika membránové stěny v oblasti obratové komory

Parametry parovodní směsi			
Teplota média na vstupu	t_{Pin}	266,405	[°C]
Teplota média na výstupu	t_{Pout}	266,405	[°C]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin je stejný jako pro závěsné trubky, tedy $\alpha_K = 9,585 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

8.2.1 Sálání spalin

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním spalin u membránové stěny je obdobný jako při výpočtu závěsných trubek. Liší se pouze v hodnotě absolutní teploty zaneseného povrchu plochy.

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,24 \cdot 1275,15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{564,555}{1275,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{564,555}{1275,15}} \quad (8.24)$$

$$\alpha_S = 43,397 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 266,405 + 25 + 273,15 = 564,555 \text{ K} \quad (8.25)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, v případě membránové stěny se $t_m = t_{pin} = t_{pout} = 266,405 \text{ °C}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ °C}$.

8.2.2 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 9,585 + 43,397 = 52,982 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.26)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro membránovou stěnu platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_C = 0,85 \cdot 52,982 = 43,035 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.27)$$

ψ je součinitel tepelné efektivnosti stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{759,195 - 711,995}{\ln \frac{759,195}{711,995}} = 735,342 \text{ °C} \quad (8.28)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{pin} = 1025,6 - 266,405 = 759,195 \text{ °C} \quad (8.29)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{pout} = 978,4 - 266,405 = 711,995 \text{ °C} \quad (8.30)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS} = (2 \cdot C \cdot h) + (B \cdot h) + (B \cdot C) \quad (8.31)$$

$$S_{MS} = (2 \cdot 3,5 \cdot 2,2) + (3,06 \cdot 2,2) + (3,06 \cdot 3,5) = 32,842 \text{ m}^2$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{OK} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{32,842 \cdot 43,035 \cdot 735,342}{1000} = 1087,592 \text{ kW} \quad (8.32)$$

8.3 Celková bilance obratové komory**Celkové teplo odebrané spalinám**

$$Q_C = Q_{ZT}^{OK} + Q_{MS}^{OK} = 547,849 + 1087,592 = 1635,441 \text{ kW} \quad (8.33)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_C}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 3075,629 - 1635,441}{10,417} \quad (8.34)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 2918,627 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 978,418 \text{ }^\circ\text{C}$.

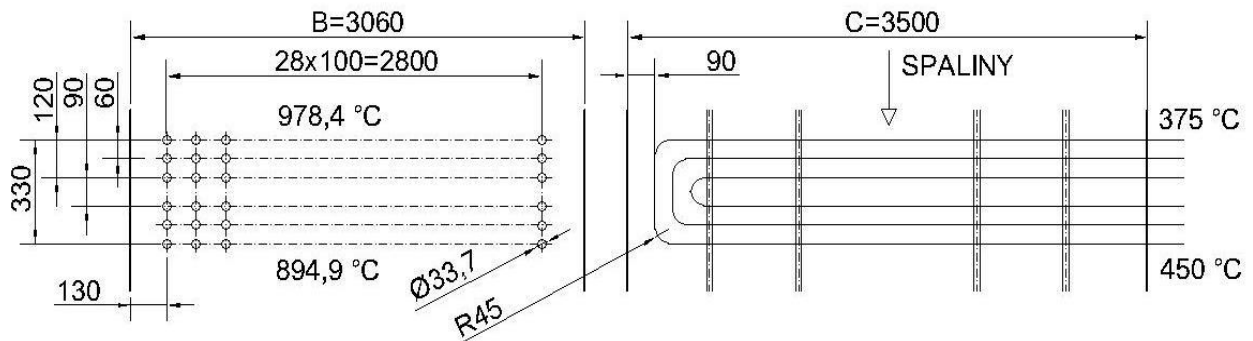
Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci obratové komory

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |978,4 - 978,418| = 0,018 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.35)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty $978,4 \text{ }^\circ\text{C}$ o $0,018 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

9 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU P3

Přehřívák P3 je souproudý, příčně obtékaný výměník tvořený 29 trojhady o průměru 33,7 mm a tloušťce stěny 4 mm. Je umístěn pod obratovou komorou spolu s membránovou stěnou a závěsnými trubkami, které jsou dalšími teplosměnnými plochami v této oblasti. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 15. Rozměry spalínového kanálu jsou $B \times C = 3060 \times 3500$ mm.



Obr. 12: Schéma přehříváku P3

9.1 Přehřívák P3

Tabulka 15: Charakteristika přehříváku P3

Parametry přehříváku P3			
Průměr trubky	D_{P3}	33,7	[mm]
Tloušťka trubky	t_{P3}	4	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d_{P3}	25,7	[mm]
Příčná rozteč	s_1	100	[mm]
Podélná rozteč	s_2	66	[mm]
Počet příčných řad	z_1	29	[–]
Počet podélných řad	z_2	6	[–]
Počet hadů	z_h	3	[–]
Efektivní délka trubek	l_e	3,35	[m]
Výška přehříváku	h_p	0,33	[m]
Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	978,4	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	2918,607	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	894,9	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	2643,45	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	936,65	[°C]
Tlak v ohništi přetlakového kotle	p	0,103	[MPa]
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,031	[MPa]
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	r_s	0,3	[–]
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	r_{H_2O}	0,073	[–]

Parametry páry			
Teplota páry na vstupu	t_{Pin}	375,254	[°C]
Teplota páry na výstupu	t_{Pout}	450	[°C]
Střední teplota páry	$t_{Pstř}$	412,627	[°C]
Střední tlak páry	$p_{stř}$	4,6	[MPa]

Podélná rozteč

$$s_2 = \frac{4 \cdot 60 + 90}{z_2 - 1} = \frac{4 \cdot 60 + 90}{6 - 1} = 66 \text{ mm} \quad (9.1)$$

Průtočná plocha spalín

$$S_{SP} = C \cdot B - n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} - z_1 \cdot D_{P3} \cdot l_e \quad (9.2)$$

$$S_{SP} = 3,5 \cdot 3,06 - 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 29 \cdot 0,0337 \cdot 3,35 = 7,362 \text{ m}^2$$

Rychlost spalín

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{7,362} \cdot \frac{273,15 + 936,65}{273,15} \quad (9.3)$$

$$w_{SP} = 11,702 \text{ m/s}$$

9.1.1 Konvekce ze strany spalín**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín**

$$\alpha_K = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{P3}} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D_{P3}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33} \quad (9.4)$$

$$\alpha_K = 0,2 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot \frac{0,1}{0,0337} \cdot \left(\frac{11,702 \cdot 0,0337}{1,572 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,572^{0,33}$$

$$\alpha_K = 75,562 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 1) = 0,91 + 0,0125 \cdot (6 - 1) = 0,96 \quad (9.5)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,967 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,958}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (9.6)$$

$$C_s = 1$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{P3}} = \frac{100}{33,7} = 2,967 \quad (9.7)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{P3}} = \frac{66}{33,7} = 1,958 \quad (9.8)$$

Vlastnosti spalin

Vlastnosti spalin jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalin a vlhkost spalin.

Tabulka 16: Vlastnosti spalin

Pro $H_2O = 7,309\%$ a $t_{SPstř} = 936,65\text{ }^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,1	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,572 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,572	[-]

9.1.2 Sálání spalin**Součinitel přestupu tepla sáláním spalin**

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

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,112 \cdot 1209,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{710,777}{1209,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{710,777}{1209,8}} \right) \cdot 1,364 \quad (9.9)$$

$$\alpha_s = 28,589 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 412,627 + 25 + 273,15 = 710,777 \text{ K} \quad (9.10)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25\text{ }^\circ\text{C}$.

Sálání volných prostor

$$k_o = 1 + P \cdot \left(\frac{T_o}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_p}\right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1275,15}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2,2}{0,33}\right)^{0,07} \quad (9.11)$$

$$k_o = 1,364$$

P je koeficient, který se volí dle spalovaného paliva. Pro plynná paliva platí $P = 0,3$.

T_o je střední teplota spalin ve volném prostoru (v obratové komoře).

l_o je hloubka volného prostoru (obratové komory).

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě T_s

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,118} = 0,112 \quad (9.12)$$

Optická hustota spalin

$$kps = k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s = 5,902 \cdot 0,103 \cdot 0,194 = 0,118 \quad (9.13)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (9.14)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,073}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,194}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1209,8}{1000} \right) \cdot 0,3 = 5,902$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D_{P3} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{P3}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,066}{0,0337^2} - 1 \right) \quad (9.15)$$

$$s = 0,194 \text{ m}$$

9.1.3 Konvekce ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{P3}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{P3}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (9.16)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0612}{0,0257} \cdot \left(\frac{20,19 \cdot 0,0257}{1,637 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,013^{0,4} = 1386,665 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{M_p \cdot \nu_p}{S_p} = \frac{14,067 \cdot 0,065}{0,045} = 20,19 \text{ m/s} \quad (9.17)$$

Průtočný průřez páry

$$S_p = z_h \cdot z_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_{P3}^2}{4} = 3 \cdot 29 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} = 0,045 \text{ m}^2 \quad (9.18)$$

Vlastnosti páry

Vlastnosti páry jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu páry a střední tlak páry.

Tabulka 17: Vlastnosti páry

Pro $p_{stř} = 4,6 \text{ MPa}$ a $t_{Pstř} = 412,627 \text{ °C}$			
Měrný objem páry	ν_p	0,065	$[m^3/kg]$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0612	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita	ν_p	$1,637 \cdot 10^{-6}$	$[m^2/s]$
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,013	$[-]$

9.1.4 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 0,95 \cdot 76,562 + 28,589 = 101,322 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.19)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro přehřívák platí $\omega = 0,95$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 101,322}{1 + \frac{101,322}{1386,665}} = 80,259 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.20)$$

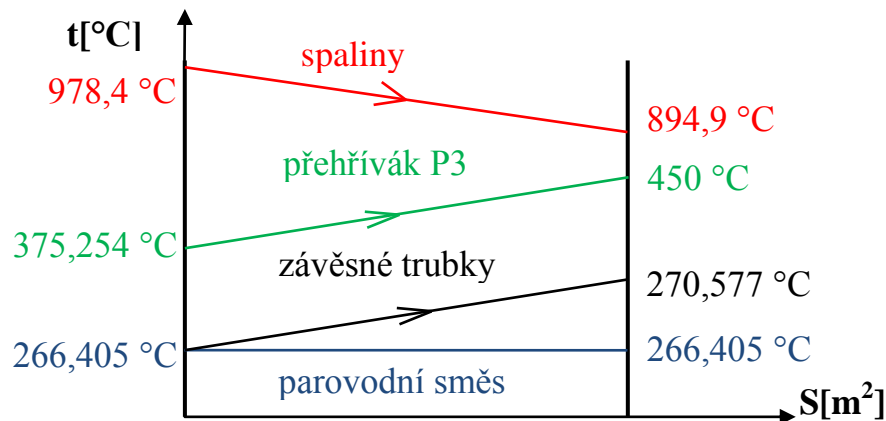
ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{603,146 - 444,9}{\ln \frac{603,146}{444,9}} = 520,016 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.21)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pin} = 978,4 - 375,254 = 603,146 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.22)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pout} = 894,9 - 450 = 444,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.23)$$



Obr. 13: Tepelné schéma oblasti přehříváku P3

Teplosměnná plocha přehříváku

$$S_{P3} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D_{P3} \cdot l_e = 29 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0,0337 \cdot 3,35 = 61,713 \text{ } m^2 \quad (9.24)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{P3}^S = S_{P3} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{61,713 \cdot 80,259 \cdot 520,016}{1000} = 2575,651 \text{ } kW \quad (9.25)$$

Bilanční odchylka

$$\Delta Q = \frac{Q_{P3}^S - Q_{P3}}{Q_{P3}^S} \cdot 100 = \frac{2575,651 - 2574,207}{2575,651} \cdot 100 = 0,056 \text{ } \% \quad (9.26)$$

9.2 Závěsné trubky

Tabulka 18: Charakteristika závěsných trubek v oblasti P3

Parametry závěsných trubek			
Průměr trubky	D_{ZT}	38	[mm]
Tloušťka trubky	t_{ZT}	5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d_{ZT}	28	[mm]
Počet závěsných trubek	n_{ZT}	65	[–]
Výška závěsných trubek	h_{ZT}	0,63	[m]
Parametry páry			
Teplota páry na vstupu	t_{Pin}	266,405	[°C]
Teplota páry na výstupu	t_{Pout}	270,577	[°C]
Střední teplota páry	$t_{Pstř}$	268,491	[°C]
Střední tlak páry	$p_{stř}$	5,15	[MPa]

9.2.1 Konvekce ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{SP}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu_{SP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{SP}^{0,4} \quad (9.27)$$

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{0,1}{0,136} \cdot \left(\frac{11,702 \cdot 0,136}{1,572 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,572^{0,4} = 21,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ekvivalentní průměr spalínového kanálu

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 7,362}{217,134} = 0,136 \text{ m} \quad (9.28)$$

Obvod průřezu spalínového kanálu

$$O = 2 \cdot (B + C) + n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} + 2 \cdot (D_{P3} + l_e) \cdot z_1$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 3,5) + 65 \cdot \pi \cdot 0,035 + 2 \cdot (0,0337 + 3,35) \cdot 29 \quad (9.29)$$

$$O = 217,134 \text{ m}$$

Vlastnosti spalín

Vlastnosti spalín jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalín a vlhkost spalín.

Tabulka 19: Vlastnosti spalín

Pro $H_2O = 7,309 \%$ a $t_{SPstř} = 936,65 \text{ °C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,1	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,572 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,572	[–]

9.2.2 Sálání spalín

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním spalín u závěsných trubek je obdobný jako při výpočtu přehříváku. Liší se pouze v hodnotě absolutní teploty zaneseného povrchu plochy.

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_Z}{T_S}}$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,112 \cdot 1209,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{566,641}{1209,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{566,641}{1209,8}} \quad (9.30)$$

$$\alpha_S = 17,829 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_S je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_Z = t_m + \Delta t + 273,15 = 268,491 + 25 + 273,15 = 566,641 \text{ K} \quad (9.31)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

9.2.3 Konvekce ze strany páry**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**

$$\alpha_P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_P}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_P \cdot d_{ZT}}{\nu_P}\right)^{0,8} \cdot Pr_P^{0,4}$$

$$\alpha_P = 0,023 \cdot \frac{0,0526}{0,028} \cdot \left(\frac{12,932 \cdot 0,028}{7,308 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,294^{0,4} = 1724,927 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.32)$$

Rychlost páry

$$w_P = \frac{(M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot \nu_P}{S_P} = \frac{(14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot 0,039}{0,04} \quad (9.33)$$

$$w_P = 12,932 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry

$$S_P = n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}^2}{4} = 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,04 \text{ m}^2 \quad (9.34)$$

Vlastnosti páry

Vlastnosti páry jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu páry a střední tlak páry.

Tabulka 20: Vlastnosti páry

Pro $p_{stř} = 5,15 \text{ MPa}$ a $t_{Pstř} = 268,491 \text{ °C}$			
Měrný objem páry	v_p	0,039	$[\text{m}^3/\text{kg}]$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0526	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$
Kinematická viskozita	ν_p	$7,308 \cdot 10^{-7}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,294	$[-]$

9.2.4 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 21,6 + 17,829 = 39,429 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (9.35)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro závěsné trubky platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_C}{1 + \frac{\alpha_C}{\alpha_P}} = \frac{0,85 \cdot 39,429}{1 + \frac{39,429}{1724,927}} = 32,766 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (9.36)$$

ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Sřední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{711,995 - 624,323}{\ln \frac{711,995}{624,323}} = 667,199 \text{ °C} \quad (9.37)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pin} = 978,4 - 266,405 = 711,995 \text{ °C} \quad (9.38)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pout} = 894,9 - 270,577 = 624,323 \text{ °C} \quad (9.39)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot h_{ZT} = 65 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 0,63 = 4,889 \text{ m}^2 \quad (9.40)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT}^{P3} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{4,889 \cdot 32,766 \cdot 667,199}{1000} = 106,872 \text{ kW} \quad (9.41)$$

9.3 Membránová stěna

Tabulka 21: Charakteristika membránové stěny v oblasti P3

Parametry membránové stěny			
Teplota média na vstupu	t_{Pin}	266,405	$[\text{°C}]$
Teplota média na výstupu	t_{Pout}	266,405	$[\text{°C}]$
Výška membránové stěny	h_{MS}	0,63	$[\text{m}]$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin je stejný jako pro závěsné trubky, tedy $\alpha_K = 21,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

9.3.1 Sálání spalin

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním spalin u membránové stěny je obdobný jako při výpočtu přehříváku. Liší se pouze v hodnotě absolutní teploty zaneseného povrchu plochy.

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

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

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,112 \cdot 1209,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{564,555}{1209,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{564,555}{1209,8}} \quad (9.42)$$

$$\alpha_s = 17,788 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 266,405 + 25 + 273,15 = 564,555 \text{ K} \quad (9.43)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, v případě membránové stěny se $t_m = t_{pin} = t_{pout} = 266,405 \text{ }^\circ\text{C}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

9.3.2 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_s = 1 \cdot 21,6 + 17,788 = 39,388 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.44)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro membránovou stěnu platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 39,388 = 33,48 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.45)$$

ψ je součinitel tepelné efektivnosti stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{711,995 - 628,495}{\ln \frac{711,995}{628,495}} = 669,377 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.46)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{pin} = 978,4 - 266,405 = 711,995 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.47)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{pout} = 894,9 - 266,405 = 628,495 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.48)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS} = 2 \cdot h_{MS} \cdot (B + C) = 2 \cdot 0,63 \cdot (3,06 + 3,5) = 8,266 \text{ m}^2 \quad (9.49)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{P3} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{in} = \frac{8,266 \cdot 33,48 \cdot 669,377}{1000} = 185,236 \text{ kW} \quad (9.50)$$

9.4 Celková bilance oblasti přehříváku P3**Celkové teplo odebrané spalinám**

$$Q_C = Q_{P3}^S + Q_{ZT}^{P3} + Q_{MS}^{P3} = 2575,651 + 106,872 + 185,236 = 2867,758 \text{ kW} \quad (9.51)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_C}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 2918,607 - 2867,758}{10,417} \quad (9.52)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 2643,302 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 894,873 \text{ }^\circ\text{C}$.

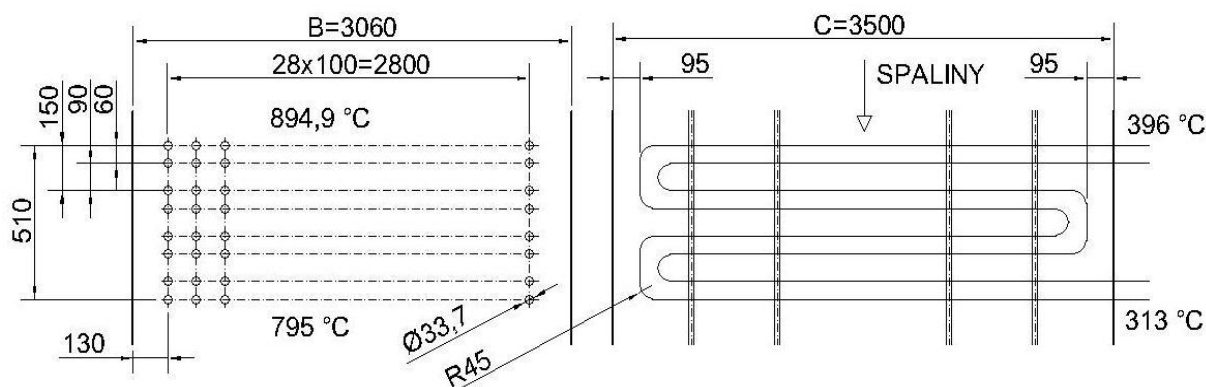
Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci oblasti přehříváku P3

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |894,9 - 894,873| = 0,027 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.53)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty $894,9 \text{ }^\circ\text{C}$ o $0,027 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

10 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU P2

Přehřívák P2 je protiproudý, příčně obtékaný výměník tvořený 29 dvojhady o průměru 33,7 mm a tloušťce stěny 4 mm. Je umístěn pod přehřívákem P3 spolu s membránovou stěnou a závěsnými trubkami, které jsou dalšími teplosměnnými plochami v této oblasti. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 22. Rozměry spalínového kanálu jsou $B \times C = 3060 \times 3500$ mm.



Obr. 14: Schéma přehříváku P2

10.1 Přehřívák P2

Tabulka 22: Charakteristika přehříváku P2

Parametry přehříváku P2			
Průměr trubky	D_{P2}	33,7	[mm]
Tloušťka trubky	t_{P2}	4	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d_{P2}	25,7	[mm]
Příčná rozteč	s_1	100	[mm]
Podélná rozteč	s_2	72,86	[mm]
Počet příčných řad	z_1	29	[–]
Počet podélných řad	z_2	8	[–]
Počet hadů	z_h	2	[–]
Efektivní délka trubek	l_e	3,31	[m]
Výška přehříváku	h_p	0,51	[m]
Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	894,9	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	2643,45	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	795	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	2319,13	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	844,95	[°C]
Tlak v ohništi přetlakového kotle	p	0,103	[MPa]
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,031	[MPa]
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	r_s	0,3	[–]
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	r_{H_2O}	0,073	[–]

Parametry páry			
Teplota páry na vstupu	t_{Pin}	313,832	[°C]
Teplota páry na výstupu	t_{Pout}	396,867	[°C]
Střední teplota páry	$t_{Pstř}$	355,349	[°C]
Střední tlak páry	$p_{stř}$	4,8	[MPa]

Podélná rozteč

$$s_2 = \frac{4 \cdot 60 + 3 \cdot 90}{z_2 - 1} = \frac{4 \cdot 60 + 3 \cdot 90}{8 - 1} = 72,86 \text{ mm} \quad (10.1)$$

Průtočná plocha spalin

$$S_{SP} = C \cdot B - n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} - z_1 \cdot D_{P2} \cdot l_e \quad (10.2)$$

$$S_{SP} = 3,5 \cdot 3,06 - 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 29 \cdot 0,0337 \cdot 3,31 = 7,401 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{7,401} \cdot \frac{273,15 + 844,95}{273,15} \quad (10.3)$$

$$w_{SP} = 10,758 \text{ m/s}$$

10.1.1 Konvekce ze strany spalin**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin**

$$\alpha_K = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{P2}} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D_{P2}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33} \quad (10.4)$$

$$\alpha_K = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 1 \cdot \frac{0,092}{0,0337} \cdot \left(\frac{10,758 \cdot 0,0337}{1,389 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,582^{0,33}$$

$$\alpha_K = 75,131 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 1) = 0,91 + 0,0125 \cdot (8 - 1) = 0,985 \quad (10.5)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,967 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,671}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (10.6)$$

$$C_s = 1$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{P2}} = \frac{100}{33,7} = 2,967 \quad (10.7)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{P2}} = \frac{90}{33,7} = 2,671 \quad (10.8)$$

Vlastnosti spalin

Vlastnosti spalin jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalin a vlhkost spalin.

Tabulka 23: Vlastnosti spalin

Pro $H_2O = 7,309\%$ a $t_{SPstř} = 844,95\text{ }^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,092	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,389 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,582	[-]

10.1.2 Sálání spalin**Součinitel přestupu tepla sáláním spalin**

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

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,124 \cdot 1118,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{653,499}{1118,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{653,499}{1118,1}} \right) \cdot 1,301 \quad (10.9)$$

$$\alpha_s = 23,862 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 355,349 + 25 + 273,15 = 653,499 \text{ K} \quad (10.10)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25\text{ }^\circ\text{C}$.

Sálání volných prostor

$$k_o = 1 + P \cdot \left(\frac{T_o}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_p}\right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1168,05}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,3}{0,51}\right)^{0,07} \quad (10.11)$$

$$k_o = 1,301$$

P je koeficient, který se volí dle spalovaného paliva. Pro plynná paliva platí $P = 0,3$.

T_o je střední teplota spalin ve volném prostoru (v oblasti P3).

l_o je hloubka volného prostoru (mezi P3 a P2).

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě T_s

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,133} = 0,124 \quad (10.12)$$

Optická hustota spalin

$$kps = k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s = 5,909 \cdot 0,103 \cdot 0,217 = 0,133 \quad (10.13)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (10.14)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,073}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,217}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1118,1}{1000} \right) \cdot 0,3 = 5,909$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D_{P2} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{P2}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,073}{0,0337^2} - 1 \right) \quad (10.15)$$

$$s = 0,217 \text{ m}$$

10.1.3 Konvekce ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{P2}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{P2}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (10.16)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0563}{0,0257} \cdot \left(\frac{25,23 \cdot 0,0257}{1,255 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,102^{0,4} = 1947,584 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{(M_p - M_{v2}) \cdot v_p}{S_p} = \frac{(14,067 - 0,281) \cdot 0,055}{0,03} = 25,23 \text{ m/s} \quad (10.17)$$

Průtočný průřez páry

$$S_p = z_h \cdot z_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} = 2 \cdot 29 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} = 0,03 \text{ m}^2 \quad (10.18)$$

Vlastnosti páry

Vlastnosti páry jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu páry a střední tlak páry.

Tabulka 24: Vlastnosti páry

Pro $p_{stř} = 4,8 \text{ MPa}$ a $t_{Pstř} = 355,349 \text{ °C}$			
Měrný objem páry	v_p	0,055	$[m^3/kg]$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0563	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita	ν_p	$1,255 \cdot 10^{-6}$	$[m^2/s]$
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,102	$[-]$

10.1.4 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 0,95 \cdot 75,151 + 23,862 = 95,256 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.19)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro přehřívák platí $\omega = 0,95$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 95,256}{1 + \frac{95,256}{1947,584}} = 77,192 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.20)$$

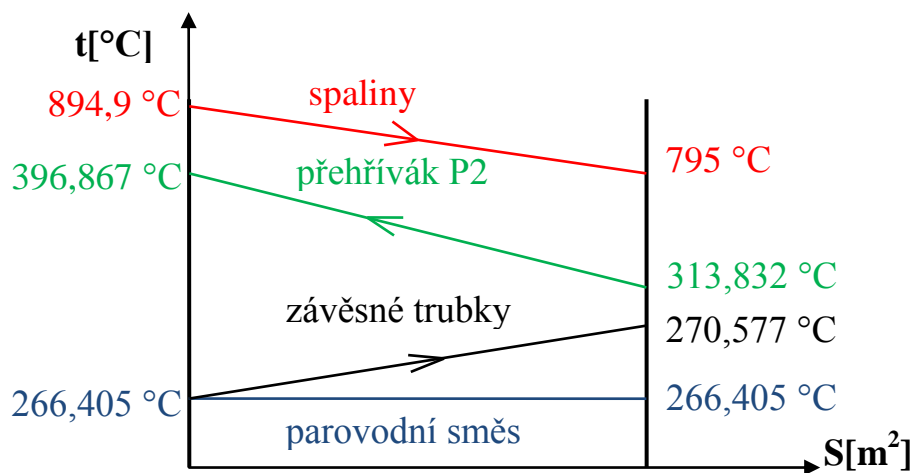
ψ je součinitel tepelné efektivnosti stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{498,033 - 481,168}{\ln \frac{498,033}{481,168}} = 489,552 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.21)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pout} = 894,9 - 396,867 = 498,033 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.22)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pin} = 795 - 313,832 = 481,168 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.23)$$



Obr. 15: Tepelné schéma oblasti přehříváku P2

Teplosměnná plocha přehříváku

$$S_{P2} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D_{P2} \cdot l_e = 29 \cdot 8 \cdot \pi \cdot 0,0337 \cdot 3,31 = 81,301 \text{ } m^2 \quad (10.24)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{P2}^S = S_{P2} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{81,301 \cdot 77,192 \cdot 489,552}{1000} = 3072,319 \text{ } kW \quad (10.25)$$

Bilanční odchylka

$$\Delta Q = \frac{Q_{P2}^S - Q_{P2}}{Q_{P2}^S} \cdot 100 = \frac{3074,138 - 3072,319}{3074,138} \cdot 100 = -0,059 \% \quad (10.26)$$

10.2 Závěsné trubky

Tabulka 25: Charakteristika závěsných trubek v oblasti P2

Parametry závěsných trubek			
Průměr trubky	D_{ZT}	38	[mm]
Tloušťka trubky	t_{ZT}	5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d_{ZT}	28	[mm]
Počet závěsných trubek	n_{ZT}	65	[-]
Výška závěsných trubek	h_{ZT}	0,81	[m]
Parametry páry			
Teplota páry na vstupu	t_{pin}	266,405	[°C]
Teplota páry na výstupu	t_{pout}	270,577	[°C]
Střední teplota páry	$t_{pstř}$	268,491	[°C]
Střední tlak páry	$p_{pstř}$	5,15	[MPa]

10.2.1 Konvekce ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{SP}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu_{SP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{SP}^{0,4} \quad (10.27)$$

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{0,092}{0,138} \cdot \left(\frac{10,578 \cdot 0,138}{1,389 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,582^{0,4} = 20,681 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ekvivalentní průměr spalínového kanálu

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 7,401}{214,814} = 0,138 \text{ m} \quad (10.28)$$

Obvod průřezu spalínového kanálu

$$O = 2 \cdot (B + C) + n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} + 2 \cdot (D_{P2} + l_e) \cdot z_1 \quad (10.29)$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 3,5) + 65 \cdot \pi \cdot 0,035 + 2 \cdot (0,0337 + 3,31) \cdot 29$$

$$O = 214,814 \text{ m}$$

Vlastnosti spalín

Vlastnosti spalín jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalín a vlhkost spalín.

Tabulka 26: Vlastnosti spalín

Pro $H_2O = 7,309 \%$ a $t_{SPstř} = 844,95 \text{ °C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,1	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,572 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,572	[-]

10.2.2 Sálání spalin

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním spalin u závěsných trubek je obdobný jako při výpočtu přehříváku. Liší se pouze v hodnotě absolutní teploty zaneseného povrchu plochy.

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

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

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,124 \cdot 1118,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{566,641}{1118,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{566,641}{1118,1}} \quad (10.30)$$

$$\alpha_s = 16,508 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 268,491 + 25 + 273,15 = 566,641 \text{ K} \quad (10.31)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

10.2.3 Konvekce ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zT}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zT}}{\nu_p}\right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0526}{0,028} \cdot \left(\frac{12,932 \cdot 0,028}{7,308 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,294^{0,4} = 1724,927 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.32)$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{(M_p - M_{v2} - M_{v1}) \cdot v_p}{S_p} = \frac{(14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot 0,039}{0,04} \quad (10.33)$$

$$w_p = 12,932 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry

$$S_p = n_{zT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zT}^2}{4} = 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,04 \text{ m}^2 \quad (10.34)$$

Vlastnosti páry

Vlastnosti páry jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu páry a střední tlak páry.

Tabulka 27: Vlastnosti páry

Pro $p_{stř} = 5,15 \text{ MPa}$ a $t_{Pstř} = 268,491 \text{ °C}$			
Měrný objem páry	v_p	0,039	$[\text{m}^3/\text{kg}]$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0526	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$
Kinematická viskozita	ν_p	$7,308 \cdot 10^{-7}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,294	$[-]$

10.2.4 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 20,681 + 16,508 = 37,189 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (10.35)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro závěsné trubky platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_C}{1 + \frac{\alpha_C}{\alpha_P}} = \frac{0,85 \cdot 37,189}{1 + \frac{37,189}{1724,927}} = 30,943 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (10.36)$$

ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{628,495 - 524,423}{\ln \frac{628,495}{524,423}} = 574,89 \text{ °C} \quad (10.37)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pin} = 894,9 - 266,405 = 628,495 \text{ °C} \quad (10.38)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pout} = 795 - 270,577 = 524,423 \text{ °C} \quad (10.39)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot h_{ZT} = 65 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 0,81 = 6,285 \text{ m}^2 \quad (10.40)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT}^{P2} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{6,285 \cdot 30,943 \cdot 574,89}{1000} = 111,811 \text{ kW} \quad (10.41)$$

10.3 Membránová stěna

Tabulka 28: Charakteristika membránové stěny v oblasti P2

Parametry membránové stěny			
Teplota média na vstupu	t_{Pin}	266,405	$[\text{°C}]$
Teplota média na výstupu	t_{Pout}	266,405	$[\text{°C}]$
Výška membránové stěny	h_{MS}	0,81	$[\text{m}]$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin je stejný jako pro závěsné trubky, tedy $\alpha_K = 20,681 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

10.3.1 Sálání spalin

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním spalin u membránové stěny je obdobný jako při výpočtu přehříváku. Liší se pouze v hodnotě absolutní teploty zaneseného povrchu plochy.

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,124 \cdot 1118,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{564,555}{1118,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{564,555}{1118,1}} \quad (10.42)$$

$$\alpha_S = 16,466 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 266,405 + 25 + 273,15 = 564,555 \text{ K} \quad (10.43)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, v případě membránové stěny se $t_m = t_{pin} = t_{pout} = 266,405 \text{ }^\circ\text{C}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

10.3.2 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 20,681 + 16,466 = 37,147 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.44)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro membránovou stěnu platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_C = 0,85 \cdot 37,147 = 31,575 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.45)$$

ψ je součinitel tepelné efektivnosti stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{628,495 - 528,595}{\ln \frac{628,495}{528,595}} = 577,104 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.46)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{pin} = 994,9 - 266,405 = 628,495 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.47)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{pout} = 795 - 266,405 = 528,595 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.48)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS} = 2 \cdot h_{MS} \cdot (B + C) = 2 \cdot 0,81 \cdot (3,06 + 3,5) = 10,627 \text{ m}^2 \quad (10.49)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{P2} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{in} = \frac{10,627 \cdot 31,575 \cdot 577,104}{1000} = 193,65 \text{ kW} \quad (10.50)$$

10.4 Celková bilance oblasti přehříváku P2**Celkové teplo odebrané spalinám**

$$Q_C = Q_{P2}^S + Q_{ZT}^{P2} + Q_{MS}^{P2} = 3072,319 + 111,811 + 193,65 = 3377,78 \text{ kW} \quad (10.51)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_C}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 2643,45 - 3377,78}{10,417} \quad (10.52)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 2319,183 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 795,035 \text{ }^\circ\text{C}$.

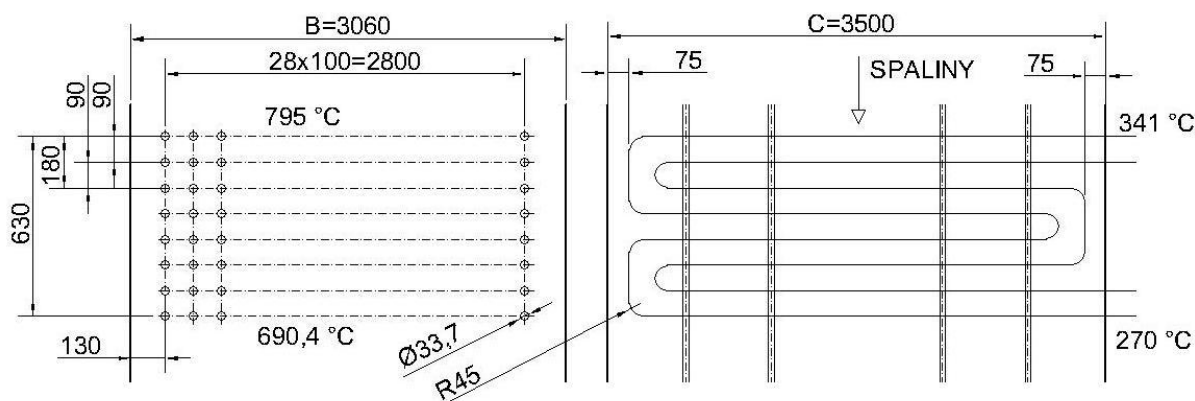
Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci oblasti přehříváku P2

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |795 - 795,035| = 0,035 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.53)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty $795 \text{ }^\circ\text{C}$ o $0,035 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

11 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU P1

Přehřívák P1 je protiproudý, příčně obtékaný výměník tvořený 29 dvojhady o průměru 33,7 mm a tloušťce stěny 4 mm. Je umístěn pod přehřívákem P2 spolu s membránovou stěnou a závěsnými trubkami, které jsou dalšími teplosměnnými plochami v této oblasti. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 29. Rozměry spalínového kanálu jsou $B \times C = 3060 \times 3500$ mm.



Obr. 16: Schéma přehříváku P1

11.1 Přehřívák P1

Tabulka 29: Charakteristika přehříváku P1

Parametry přehříváku P1			
Průměr trubky	D_{P1}	33,7	[mm]
Tloušťka trubky	t_{P1}	4	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d_{P1}	25,7	[mm]
Příčná rozteč	s_1	100	[mm]
Podélná rozteč	s_2	90	[mm]
Počet příčných řad	z_1	29	[–]
Počet podélných řad	z_2	8	[–]
Počet hadů	z_h	2	[–]
Efektivní délka trubek	l_e	3,35	[m]
Výška přehříváku	h_p	0,63	[m]
Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	795	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	2319,13	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	690,4	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	1985,955	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	742,7	[°C]
Tlak v ohništi přetlakového kotle	p	0,103	[MPa]
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,031	[MPa]
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	r_s	0,3	[–]
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	r_{H_2O}	0,073	[–]

Parametry páry			
Teplota páry na vstupu	t_{Pin}	270,577	[°C]
Teplota páry na výstupu	t_{Pout}	341,291	[°C]
Střední teplota páry	$t_{Pstř}$	305,934	[°C]
Střední tlak páry	$p_{stř}$	5	[MPa]

Průtočná plocha spalin

$$S_{SP} = C \cdot B - n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} - z_1 \cdot D_{P1} \cdot l_e \quad (11.1)$$

$$S_{SP} = 3,5 \cdot 3,06 - 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 29 \cdot 0,0337 \cdot 3,35 = 7,362 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{7,362} \cdot \frac{273,15 + 742,7}{273,15} \quad (11.2)$$

$$w_{SP} = 9,826 \text{ m/s}$$

11.1.1 Konvekce ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_K = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{P2}} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D_{P2}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33} \quad (11.3)$$

$$\alpha_K = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 1,264 \cdot \frac{0,084}{0,0337} \cdot \left(\frac{9,826 \cdot 0,0337}{1,194 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,594^{0,33}$$

$$\alpha_K = 90,052 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 1) = 0,91 + 0,0125 \cdot (8 - 1) = 0,985 \quad (11.4)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,967 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,671}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (11.5)$$

$$C_s = 1,264$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{P1}} = \frac{100}{33,7} = 2,967 \quad (11.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{P1}} = \frac{90}{33,7} = 2,671 \quad (11.7)$$

Vlastnosti spalin

Vlastnosti spalin jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalin a vlhkost spalin.

Tabulka 30: Vlastnosti spalin

Pro $H_2O = 7,309\%$ a $t_{SPstř} = 742,7\text{ °C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,084	$[W/mK]$
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,194 \cdot 10^{-4}$	$[m^2/s]$
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,594	$[-]$

11.1.2 Sálání spalin**Součinitel přestupu tepla sáláním spalin**

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

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot 1015,85^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{604,084}{1015,85}\right)^{3,6}}{1 - \frac{604,084}{1015,85}} \right) \cdot 1,29 \quad (11.8)$$

$$\alpha_s = 21,219 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 305,934 + 25 + 273,15 = 604,084 \text{ K} \quad (11.9)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25\text{ °C}$.

Sálání volného prostoru

$$k_o = 1 + P \cdot \left(\frac{T_o}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_p}\right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1068,15}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,3}{0,63}\right)^{0,07} \quad (11.10)$$

$$k_o = 1,29$$

P je koeficient, který se volí dle spalovaného paliva. Pro plynná paliva platí $P = 0,3$.

T_o je střední teplota spalin ve volném prostoru (v oblasti P2).

l_o je hloubka volného prostoru (mezi P2 a P1).

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě T_s

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,159} = 0,147 \quad (11.11)$$

Optická hustota spalin

$$kps = k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s = 5,565 \cdot 0,103 \cdot 0,276 = 0,159 \quad (11.12)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (11.13)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,073}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,276}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1015,85}{1000} \right) \cdot 0,3 = 5,565$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D_{P1} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{P1}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,0337^2} - 1 \right) \quad (11.14)$$

$$s = 0,276 \text{ m}$$

11.1.3 Konvekce ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{p1}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{p1}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (11.15)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0535}{0,0257} \cdot \left(\frac{20,518 \cdot 0,0257}{9,509 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,203^{0,4} = 2029,835 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{(M_p - M_{v2} - M_{v1}) \cdot \nu_p}{S_p} = \frac{(14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot 0,046}{0,03} \quad (11.16)$$

$$w_p = 20,518 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry

$$S_p = z_h \cdot z_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4} = 2 \cdot 29 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} = 0,03 \text{ m}^2 \quad (11.17)$$

Vlastnosti páry

Vlastnosti páry jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu páry a střední tlak páry.

Tabulka 31: Vlastnosti páry

Pro $p_{ZTstř} = 5 \text{ MPa}$ a $t_{Pstř} = 305,934 \text{ } ^\circ\text{C}$			
Měrný objem páry	ν_p	0,046	$[\text{m}^3/\text{kg}]$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0535	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita	ν_p	$9,509 \cdot 10^{-7}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,203	$[-]$

11.1.4 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 0,95 \cdot 90,052 + 21,219 = 106,769 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (11.18)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro přehřívák platí $\omega = 0,95$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 106,769}{1 + \frac{106,769}{2029,835}} = 86,218 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (11.19)$$

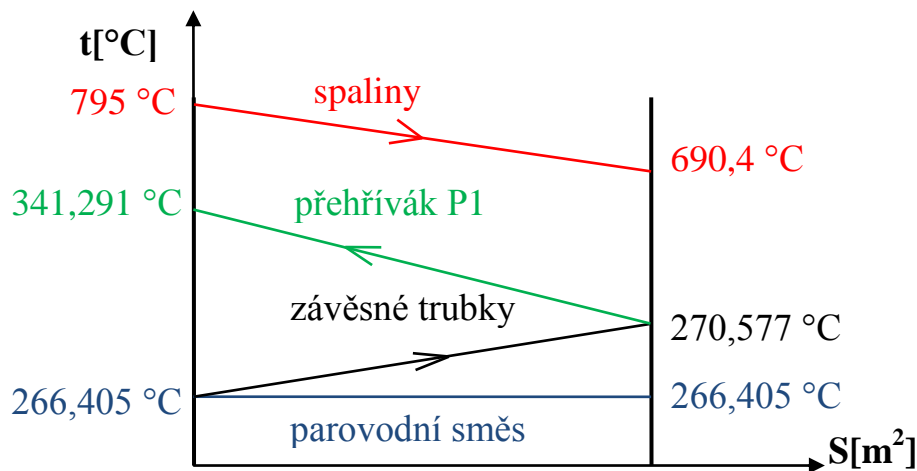
ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{453,706 - 419,823}{\ln \frac{453,706}{419,823}} = 436,547 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.20)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pout} = 795 - 341,291 = 453,706 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.21)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pin} = 690,4 - 270,577 = 419,823 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.22)$$



Obr. 17: Tepelné schéma oblasti přehříváku P1

Teplosměnná plocha přehříváku

$$S_{P1} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D_{P1} \cdot l_e = 29 \cdot 8 \cdot \pi \cdot 0,0337 \cdot 3,35 = 82,283 \text{ } m^2 \quad (11.23)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{P1}^S = S_{P1} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{82,283 \cdot 86,218 \cdot 436,547}{1000} = 3097,009 \text{ } kW \quad (11.24)$$

Bilanční odchylka

$$\Delta Q = \frac{Q_{P1}^S - Q_{P1}}{Q_{P1}^S} \cdot 100 = \frac{3097,009 - 3100,302}{3097,009} \cdot 100 = -0,106 \text{ } \% \quad (11.25)$$

11.2 Závěsné trubky

Tabulka 32: Charakteristika závěsných trubek v oblasti P1

Parametry závěsných trubek			
Průměr trubky	D_{ZT}	38	[mm]
Tloušťka trubky	t_{ZT}	5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d_{ZT}	28	[mm]
Počet závěsných trubek	n_{ZT}	65	[–]
Výška závěsných trubek	h_{ZT}	1,15	[m]
Parametry páry			
Teplota páry na vstupu	t_{Pin}	266,405	[°C]
Teplota páry na výstupu	t_{Pout}	270,577	[°C]
Střední teplota páry	$t_{Pstř}$	268,491	[°C]
Střední tlak páry	$p_{stř}$	5,15	[MPa]

11.2.1 Konvekce ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{SP}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu_{SP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{SP}^{0,4} \quad (11.26)$$

$$\alpha_K = 0,023 \cdot \frac{0,084}{0,136} \cdot \left(\frac{9,826 \cdot 0,136}{1,194 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,594^{0,4} = 19,933 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ekvivalentní průměr spalínového kanálu

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 7,362}{217,134} = 0,136 \text{ m} \quad (11.27)$$

Obvod průřezu spalínového kanálu

$$O = 2 \cdot (B + C) + n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} + 2 \cdot (D_{P1} + l_e) \cdot z_1$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 3,5) + 65 \cdot \pi \cdot 0,035 + 2 \cdot (0,0337 + 3,35) \cdot 29 \quad (11.28)$$

$$O = 217,134 \text{ m}$$

Vlastnosti spalín

Vlastnosti spalín jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalín a vlhkost spalín.

Tabulka 33: Vlastnosti spalín

Pro $H_2O = 7,309 \%$ a $t_{SPstř} = 742,7 \text{ °C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,1	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$1,572 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,572	[–]

11.2.2 Sálání spalín

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním spalín u závěsných trubek je obdobný jako při výpočtu přehříváku. Liší se pouze v hodnotě absolutní teploty zaneseného povrchu plochy.

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_Z}{T_S}}$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot 1015,85^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{566,641}{1015,85}\right)^{3,6}}{1 - \frac{566,641}{1015,85}} \quad (11.29)$$

$$\alpha_S = 15,648 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_S je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_Z = t_m + \Delta t + 273,15 = 268,491 + 25 + 273,15 = 566,641 \text{ K} \quad (11.30)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ °C}$.

11.2.3 Konvekce ze strany páry**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**

$$\alpha_P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_P}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_P \cdot d_{ZT}}{\nu_P}\right)^{0,8} \cdot Pr_P^{0,4}$$

$$\alpha_P = 0,023 \cdot \frac{0,0526}{0,028} \cdot \left(\frac{12,932 \cdot 0,028}{7,308 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,294^{0,4} = 1724,927 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (11.31)$$

Rychlost páry

$$w_P = \frac{(M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot v_P}{S_P} = \frac{(14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot 0,039}{0,04} \quad (11.32)$$

$$w_P = 12,932 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry

$$S_P = n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}^2}{4} = 65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,04 \text{ m}^2 \quad (11.33)$$

Vlastnosti páry

Vlastnosti páry jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu páry a střední tlak páry.

Tabulka 34: Vlastnosti páry

Pro $p_{stř} = 5,15 \text{ MPa}$ a $t_{Pstř} = 268,491 \text{ °C}$			
Měrný objem páry	v_p	0,039	$[\text{m}^3/\text{kg}]$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0526	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$
Kinematická viskozita	ν_p	$7,308 \cdot 10^{-7}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,294	$[-]$

11.2.4 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 19,933 + 15,648 = 35,581 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (11.34)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro závěsné trubky platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_C}{1 + \frac{\alpha_C}{\alpha_P}} = \frac{0,85 \cdot 35,581}{1 + \frac{35,581}{1724,927}} = 29,632 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (11.35)$$

ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{528,595 - 419,823}{\ln \frac{528,595}{419,823}} = 472,122 \text{ °C} \quad (11.36)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pin} = 795 - 266,405 = 528,595 \text{ °C} \quad (11.37)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pout} = 690,4 - 270,577 = 419,823 \text{ °C} \quad (11.38)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot h_{ZT} = 65 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 1,15 = 8,924 \text{ m}^2 \quad (11.39)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT}^{P1} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{8,924 \cdot 29,632 \cdot 472,122}{1000} = 124,843 \text{ kW} \quad (11.40)$$

11.3 Membránová stěna

Tabulka 35: Charakteristika membránové stěny v oblasti P1

Parametry membránové stěny			
Teplota média na vstupu	t_{Pin}	266,405	$[\text{°C}]$
Teplota média na výstupu	t_{Pout}	266,405	$[\text{°C}]$
Výška membránové stěny	h_{MS}	1,33	$[\text{m}]$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin je stejný jako pro závěsné trubky, tedy $\alpha_K = 19,933 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

11.3.1 Sálání spalin

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním spalin u membránové stěny je obdobný jako při výpočtu přehříváku. Liší se pouze v hodnotě absolutní teploty zaneseného povrchu plochy.

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot 1015,85^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{564,555}{1015,85}\right)^{3,6}}{1 - \frac{564,555}{1015,85}} \quad (11.41)$$

$$\alpha_S = 15,604 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 266,405 + 25 + 273,15 = 564,555 \text{ K} \quad (11.42)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, v případě membránové stěny se $t_m = t_{pin} = t_{pout} = 266,405 \text{ °C}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ °C}$.

11.3.2 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 1 \cdot 19,933 + 15,604 = 35,537 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (11.43)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro membránovou stěnu platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_C = 0,85 \cdot 35,537 = 30,206 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (11.44)$$

ψ je součinitel tepelné efektivnosti stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{528,595 - 423,995}{\ln \frac{528,595}{423,995}} = 474,374 \text{ °C} \quad (11.45)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{pin} = 795 - 266,405 = 528,595 \text{ °C} \quad (11.46)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{pout} = 690,4 - 266,405 = 423,995 \text{ °C} \quad (11.47)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS} = 2 \cdot h_{MS} \cdot (B + C) = 2 \cdot 1,33 \cdot (3,06 + 3,5) = 17,45 \text{ m}^2 \quad (11.48)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{P1} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{in} = \frac{17,45 \cdot 30,206 \cdot 474,374}{1000} = 250,038 \text{ kW} \quad (11.49)$$

11.4 Celková bilance oblasti přehříváku P1**Celkové teplo odebrané spalinám**

$$Q_C = Q_{P1}^S + Q_{ZT}^{P1} + Q_{MS}^{P1} = 3097,009 + 124,843 + 250,038 = 3471,89 \text{ kW} \quad (11.50)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_C}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 2319,13 - 3471,89}{10,417} \quad (11.51)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 1985,829 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 690,368 \text{ }^\circ\text{C}$.

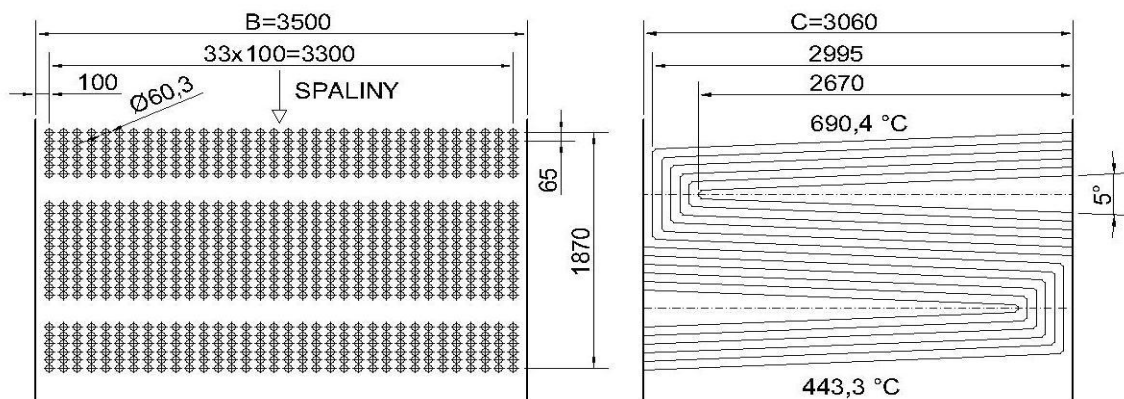
Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci oblasti přehříváku P1

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |690,4 - 690,368| = 0,032 \text{ }^\circ\text{C} \quad (11.52)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty $690,4 \text{ }^\circ\text{C}$ o $0,032 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

12 OBLAST KONVEKČNÍHO VÝPARNÍKU

Konvekční výparník je teplosměnná plocha tvořená 12 jednosmyčkami, kde jsou jednotlivé trubky o průměru 60,3 mm skloněny o úhel 5 ° z důvodu zaručení přirozené cirkulace. V membránové stěně je umístěna regulační clona, která se stará o přívod parovodní směsi do trubek konvekčního výparníku. Tato clona při zvýšení tlaku v bubnu zamezí přívodu parovodní směsi do výparníku a voda tak dále pokračuje membránovou stěnou. Smyčky výparníku jsou umístěny po obou stranách kvůli lepšímu využití prostoru pod přehřívákem P1. Výparník je na vstupu přivařen k membránové stěně a z druhé strany je uchycen háčky. Schéma výparníku je uvedeno na Obr. 18. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 36. Rozměry spalínového kanálu jsou $B \times C = 3060 \times 3500$ mm.



Obr. 18: Schéma konvekčního výparníku

12.1 Konvekční výparník

Tabulka 36: Charakteristika konvekčního výparníku

Parametry konvekčního výparníku			
Průměr trubky	D	60,3	[mm]
Příčná rozteč	s_1	100	[mm]
Podélná rozteč	s_2	65	[mm]
Počet příčných řad	z_1	34	[–]
Počet podélných řad	z_2	24	[–]
Efektivní délka trubek	l_e	2,833	[m]
Výška prostoru	h_V	2,33	[m]
Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	690,4	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	1985,955	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	443,3	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	1229,349	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	566,85	[°C]
Tlak v ohništi přetlakového kotle	p	0,103	[MPa]
Parciální tlak tříatomových plynů	p_S	0,031	[MPa]
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	r_S	0,3	[–]
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	r_{H_2O}	0,073	[–]

Parametry parovodní směsi			
Teplota média na vstupu	t_{Pin}	266,405	[°C]
Teplota média na výstupu	t_{Pout}	266,405	[°C]

Efektivní délka trubek

$$l_e = \frac{(B - s_2) + \left(B - \frac{z_2}{4} \cdot s_2\right)}{2} = \frac{(3,06 - 0,065) + \left(3,06 - \frac{24}{4} \cdot 0,065\right)}{2} \quad (12.1)$$

$$l_e = 2,833 \text{ m}$$

Průtočná plocha spalin

$$S_{SP} = C \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_e \quad (12.2)$$

$$S_{SP} = 3,5 \cdot 3,06 - 34 \cdot 0,0603 \cdot 2,833 = 4,903 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{4,903} \cdot \frac{273,15 + 566,85}{273,15} \quad (12.3)$$

$$w_{SP} = 12,201 \text{ m/s}$$

12.1.1 Konvekce ze strany spalin**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin**

$$\alpha_K = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D}{\nu_{SP}}\right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33} \quad (12.4)$$

$$\alpha_K = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,941 \cdot \frac{0,069}{0,0603} \cdot \left(\frac{9,826 \cdot 0,0603}{8,829 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \cdot 0,615^{0,33}$$

$$\alpha_K = 64,940 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

C_z je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru, při $z_2 > 10$ platí, že $C_z = 1$.

Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 1,658 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,078}{2}\right)^3\right]^2} \quad (12.5)$$

$$C_s = 0,941$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{100}{60,3} = 1,658 \quad (12.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{65}{60,3} = 1,078 \quad (12.7)$$

Vlastnosti spalin

Vlastnosti spalin jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalin a vlhkost spalin.

Tabulka 37: Vlastnosti spalin

Pro $H_2O = 7,309\%$ a $t_{SPstř} = 566,85\text{ }^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,069	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$8,829 \cdot 10^{-5}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,615	[–]

12.1.2 Sálání spalin**Součinitel přestupu tepla sáláním spalin**

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,119 \cdot 840^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{564,555}{840}\right)^{3,6}}{1 - \frac{564,555}{840}} \quad (12.8)$$

$$\alpha_S = 8,378 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 266,405 + 25 + 273,15 = 564,555 \text{ K} \quad (12.9)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, v případě konvekčního výparníku se $t_m = t_{pin} = t_{pout} = 266,405\text{ }^\circ\text{C}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25\text{ }^\circ\text{C}$.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě T_s

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,126} = 0,119 \quad (12.10)$$

Optická hustota spalin

$$kps = k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s = 8,675 \cdot 0,103 \cdot 0,141 = 0,126 \quad (12.11)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (12.12)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,073}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,141}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{840}{1000} \right) \cdot 0,3 = 8,675$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{3,6 \cdot V_S}{F_{st}} = \frac{3,6 \cdot 18,354}{468,422} = 0,141 \text{ m} \quad (12.13)$$

Objem sálové vrstvy

$$V_S = B \cdot C \cdot h_V - z_1 \cdot z_2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l_e \quad (12.14)$$

$$V_S = 3,06 \cdot 3,5 \cdot 2,33 - 34 \cdot 24 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0603^2}{4} \cdot 2,833 = 18,354 \text{ m}^3$$

Celkový povrch stěn sálové vrstvy

$$F_{st} = (2 \cdot B \cdot h_V) + (2 \cdot C \cdot h_V) + z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e$$

$$F_{st} = (2 \cdot 3,06 \cdot 2,33) + (2 \cdot 3,5 \cdot 2,33) + 34 \cdot 24 \cdot \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,833 \quad (12.15)$$

$$F_{st} = 468,422 \text{ m}^2$$

12.1.3 Celkový součinitel přestupu tepla**Celkový součinitel přestupu tepla**

$$\alpha_C = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_S = 0,95 \cdot 64,940 + 8,378 = 70,071 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (12.16)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro konvekční výparník platí $\omega = 0,95$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_C = 0,85 \cdot 70,071 = 56,561 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (12.17)$$

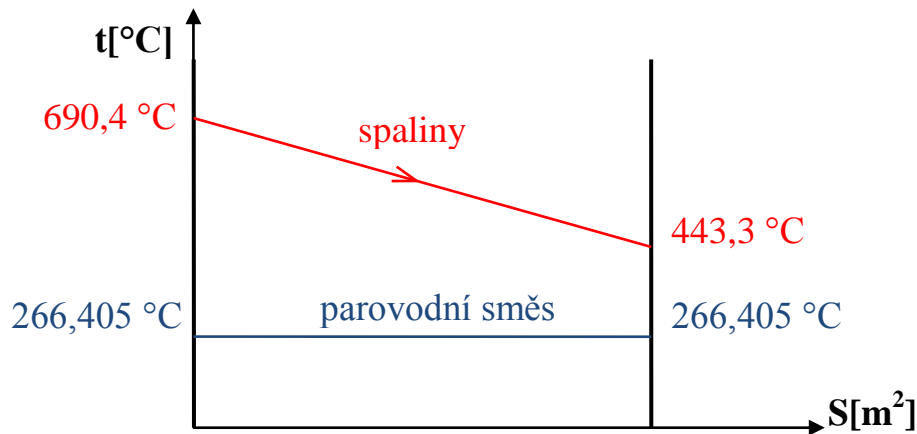
ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{423,995 - 176,895}{\ln \frac{423,995}{176,895}} = 282,669 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.18)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Pout} = 690,4 - 266,405 = 423,995 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.19)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Pin} = 443,3 - 266,405 = 176,895 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.20)$$



Obr. 19: Tepelné schéma oblasti konvekčního výparníku

Teplosměnná plocha konvekčního výparníku

$$S_{KV} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 34 \cdot 24 \cdot \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,833 = 437,852 \text{ m}^2 \quad (12.21)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{KV}^S = S_{KV} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{82,283 \cdot 56,561 \cdot 282,669}{1000} = 7371,651 \text{ kW} \quad (12.22)$$

12.1.4 Tepelná bilance konvekčního výparníku

Tabulka 38: Tepelné výkony jednotlivých částí výparníku

Tepelný výkon	Symbol	Hodnota
Tepelný výkon výparníku ze strany média	Q_V	21821,01 kW
Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou v ohništi	Q_O	11331,223 kW
Tepelný výkon přijatý výparníkovou mříží	Q_M	872,205 kW
Suma tepelných výkonů přijatých membránovou stěnou v jednotlivých částech 2. tahu kotle	$\sum Q_{MS}$	2231,184 kW

Suma tepelných výkonů přijatých membránovou stěnou v jednotlivých částech 2. tahu kotle

$$\begin{aligned} \sum Q_{MS} &= Q_{MS}^{OK} + Q_{MS}^{P3} + Q_{MS}^{P2} + Q_{MS}^{P1} + Q_{MS}^{KV} \\ \sum Q_{MS} &= 1087,592 + 185,236 + 193,65 + 250,038 + 514,668 \\ \sum Q_{MS} &= 2231,184 \text{ kW} \end{aligned} \quad (12.23)$$

Tepelný výkon přenesený ze strany média v konvekčním výparníku

$$\begin{aligned} Q_{KV} &= Q_V - Q_O - Q_M - \sum Q_{MS} \\ Q_{KV} &= 21821,01 - 11331,223 - 872,205 - 2231,184 = 7386,398 \text{ kW} \end{aligned} \quad (12.24)$$

Bilanční odchylka

$$\Delta Q = \frac{Q_{KV}^S - Q_{KV}}{Q_{KV}^S} \cdot 100 = \frac{7371,651 - 7386,398}{7371,651} \cdot 100 = -0,2 \% \quad (12.25)$$

12.2 Membránová stěnaTepelný výkon přijatý na 1 m²

$$q_{KV} = \frac{Q_{KV}^S}{S_{KV}} = \frac{7371,651}{437,852} = 16,836 \text{ kW/m}^2 \quad (12.26)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS} = (2 \cdot B \cdot h_V) + (2 \cdot C \cdot h_V) = (2 \cdot 3,06 \cdot 2,33) + (2 \cdot 3,5 \cdot 2,33) \quad (12.27)$$

$$S_{MS} = 30,57 \text{ m}^2$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{KV} = q_{KV} \cdot S_{MS} = 16,836 \cdot 30,57 = 514,668 \text{ kW} \quad (12.28)$$

12.3 Celková bilance oblasti konvekčního výparníku

Celkové teplo odebrané spalinám

$$Q_C = Q_{KV}^S + Q_{MS}^{KV} = 7371,651 + 514,668 = 7886,319 \text{ kW} \quad (12.29)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_C}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 1985,955 - 7886,319}{10,417} \quad (12.30)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 1228,869 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 443,107 \text{ }^\circ\text{C}$.

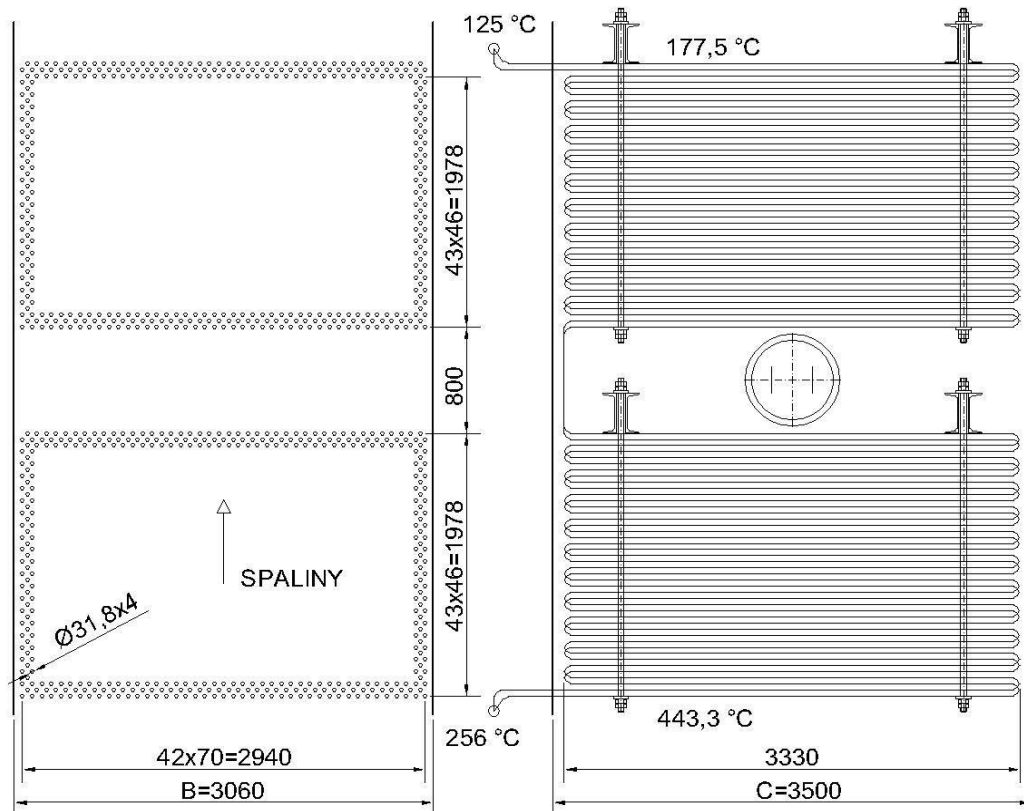
Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci oblasti konvekčního výparníku

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |443,3 - 443,107| = 0,193 \text{ }^\circ\text{C} \quad (12.31)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty 443,3 °C o 0,193 °C. Tento výsledek je dostatečně přesný.

13 EKONOMIZÉR

Ekonomizér je umístěn jako první teplosměnná plocha v oblasti třetího tahu. Dochází v něm k ohřevu vody na teplotu $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ pod bod varu. Jedná se o dvoudílný, příčně obtékaný svazek trubek uspořádaný vystřídane. Je tvořen hladkými trubkami o průměru $31,8\text{ mm}$ a tloušťce stěny 4 mm . Mezi jednotlivými díly je mezera o velikosti $0,8\text{ m}$. Při výpočtu uvažují ekonomizér jako jeden celek. Součinitel přestupu tepla při proudění vody v trubkách se pro svoji vysokou hodnotu zanedbává. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 39. Rozměry spalínového kanálu jsou $B \times C = 3060 \times 3500\text{ mm}$.



Obr. 20: Schéma ekonomizéru

Tabulka 39: Charakteristika ekonomizéru

Parametry ekonomizéru			
Průměr trubky	D	31,8	[mm]
Tloušťka trubky	t	4	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	23,8	[mm]
Příčná rozteč	s_1	70	[mm]
Podélná rozteč	s_2	46	[mm]
Počet příčných řad	z_1	43	[–]
Počet podélných řad	z_2	44	[–]
Celkový počet trubek	z	1870	[–]
Počet dílů ekonomizéru	z_E	2	[–]
Efektivní délka trubek	l_e	3,33	[m]
Výška dílu ekonomizéru	h_E	1,978	[m]

Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	443,3	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	1229,349	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	177,5	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	471,289	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	310,4	[°C]
Tlak v ohništi přetlakového kotle	p	0,103	[MPa]
Parciální tlak tříatomových plynů	p_S	0,031	[MPa]
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	r_S	0,3	[–]
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	r_{H_2O}	0,073	[–]
Parametry média			
Teplota média na vstupu	t_{Min}	125	[°C]
Teplota média na výstupu	t_{Mout}	256,405	[°C]
Střední teplota média	$t_{Mstř}$	190,703	[°C]
Střední tlak média	$p_{stř}$	5,35	[MPa]
Měrný objem	v_V	0,0011	[m ³ /kg]

Průtočný průřez vody

$$S_V = \frac{[z_1 + (z_1 - 1)] \cdot \pi \cdot d^2}{4} = \frac{[43 + (43 - 1)] \cdot \pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,038 \text{ m}^2 \quad (13.1)$$

Rychlost vody v trubkách

$$w_V = \frac{(M_P - M_{v2} - M_{v1}) \cdot v_V}{S_V} = \frac{(14,067 - 0,281 - 0,422) \cdot 0,0011}{0,038} \quad (13.2)$$

$$w_V = 0,402 \text{ m/s}$$

Tato rychlost vody vyhovuje při provozu kotle na jeho jmenovitých parametrech.

Průtočná plocha spalin

$$S_{SP} = C \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_e \quad (13.3)$$

$$S_{SP} = 3,5 \cdot 3,06 - 43 \cdot 0,0318 \cdot 3,33 = 6,157 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{6,157} \cdot \frac{273,15 + 310,4}{273,15} \quad (13.4)$$

$$w_{SP} = 6,75 \text{ m/s}$$

13.1 Konvekce ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_K = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D}{\nu_{SP}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{SP}^{0,33} \quad (13.5)$$

$$\alpha_K = 1 \cdot 0,333 \cdot \frac{0,048}{0,0318} \cdot \left(\frac{6,75 \cdot 0,0318}{4,836 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,648^{0,33}$$

$$\alpha_K = 67,106 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

C_z je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru, při $z_2 > 10$ platí, že $C_z = 1$.

Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,469^{0,1} = 0,333 \quad (13.6)$$

Parametr φ_σ

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma - 1} = \frac{2,201 - 1}{1,818 - 1} = 2,967 \quad (13.7)$$

Poměrná uhlopříčná rozteč

$$\sigma = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,201^2 + 1,447^2} = 1,818 \quad (13.8)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{70}{31,8} = 2,201 \quad (13.9)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{46}{33,7} = 1,447 \quad (13.10)$$

Vlastnosti spalin

Vlastnosti spalin jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalin a vlhkost spalin.

Tabulka 40: Vlastnosti spalin

Pro $H_2O = 7,309\%$ a $t_{SPstř} = 310,4\text{ }^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,048	$[W/mK]$
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$4,836 \cdot 10^{-5}$	$[m^2/s]$
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,648	$[-]$

13.2 Sálání spalin

Součinitel přestupu tepla sáláním spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (13.11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,108 \cdot 583,55^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{488,853}{583,55}\right)^{3,6}}{1 - \frac{488,853}{583,55}}$$

$$\alpha_s = 3,185 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

T_s je střední teplota spalin v kelvinech.

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se volí $a_{st} = 0,8$.

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_m + \Delta t + 273,15 = 190,703 + 25 + 273,15 = 488,853 \text{ K} \quad (13.12)$$

t_m je střední teplota pracovního média v trubkách, $t_m = t_{Pstř}$.

Δt je zvýšení teploty, pro spalování plynů se u všech výhřevných ploch volí $\Delta t = 25 \text{ °C}$.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě T_s

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,114} = 0,108 \quad (13.13)$$

Optická hustota spalin

$$kps = k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s = 12,601 \cdot 0,103 \cdot 0,087 = 0,114 \quad (13.14)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (13.15)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,073}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,087}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{583,55}{1000} \right) \cdot 0,3 = 12,601$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,07 \cdot 0,046}{0,0318^2} - 1 \right) \quad (13.16)$$

$$s = 0,087 \text{ m}$$

13.3 Celkový součinitel přestupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_s = 1 \cdot 67,106 + 3,185 = 70,291 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (13.17)$$

ω je součinitel omývání plochy, pro ekonomizér platí $\omega = 1$.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 70,291 = 59,748 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (13.18)$$

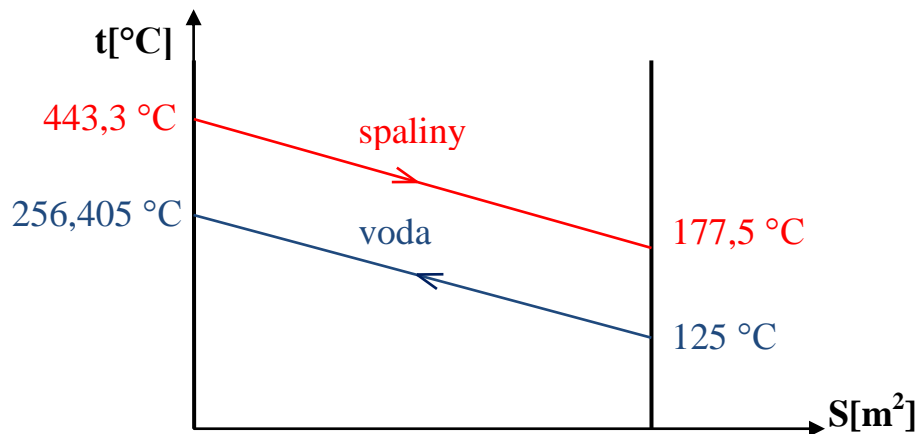
ψ je součinitel tepelné efektivity stěn, při spalování plynů pro všechny typy ploch včetně žebrovaných je $\psi = 0,85$.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{186,895 - 52,5}{\ln \frac{186,895}{52,5}} = 105,845 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Mout} = 443,3 - 256,405 = 186,895 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.20)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Min} = 177,5 - 125 = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.21)$$



Obr. 21: Tepelné schéma ekonomizéru

Teplosměnná plocha ekonomizéru

$$S_E = z_E \cdot z \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 2 \cdot 1870 \cdot \pi \cdot 0,0318 \cdot 3,33 = 1244,208 \text{ } m^2 \quad (13.22)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_E^S = S_E \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{1244,208 \cdot 59,748 \cdot 105,845}{1000} = 7868,357 \text{ } kW \quad (13.23)$$

Bilanční odchylka

$$\Delta Q = \frac{Q_E^S - Q_E}{Q_E^S} \cdot 100 = \frac{7868,357 - 7860,995}{7868,357} \cdot 100 = 0,094 \text{ } \% \quad (13.24)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_E}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 1229,349 - 7868,357}{10,417} \quad (13.25)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 473,987 \text{ } kJ/Nm^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 177,52 \text{ } ^\circ\text{C}$.

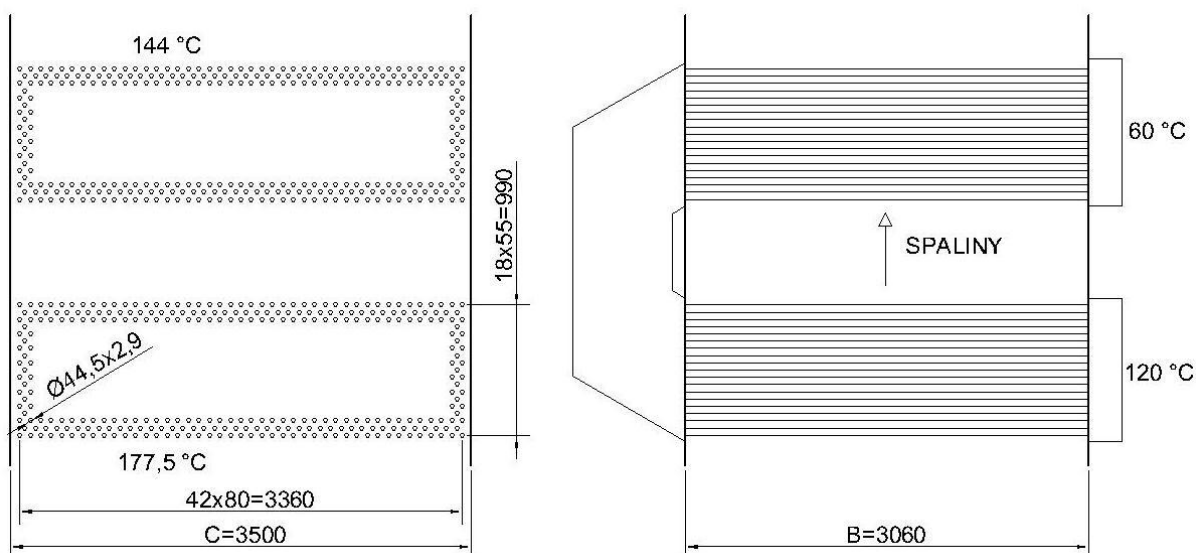
Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci ekonomizéru

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |177,5 - 177,52| = 0,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.26)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty $177,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ o $0,02 \text{ } ^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

14 OHŘÍVÁK VZDUCHU

Ohřívák vzduchu je poslední teplosměnnou plochou před odvodem spalin do komína. Jedná se o dvoudílný, příčně obtékaný svazek trubek uspořádaný vystřídane. Je tvořen hladkými trubkami o průměru 44,5 mm a tloušťce stěny 2,9 mm, kterými proudí vzduch předehřátý odběrovou parou z turbíny. Mezi jednotlivými díly je mezera o velikosti 0,8 m. Teplotní spád je počítán jako křížové proudění. Tepelný výpočet byl proveden dle parametrů uvedených v Tabulka 41. Rozměry spalínového kanálu jsou $B \times C = 3060 \times 3500$ mm.



Obr. 22: Schéma ohříváku vzduchu

Tabulka 41: Charakteristika ohříváku vzduchu

Parametry ohříváku vzduchu			
Průměr trubky	D	44,5	[mm]
Tloušťka trubky	t	2,9	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	38,7	[mm]
Příčná rozteč	s_1	80	[mm]
Podélná rozteč	s_2	55	[mm]
Počet příčných řad	z_1	43	[–]
Počet podélných řad	z_2	19	[–]
Počet dílů ohříváku	n	2	[–]
Celkový počet trubek	z	808	[–]
Efektivní délka trubek	l_e	3,06	[m]
Výška dílu ohříváku vzduchu	h_0	0,99	[m]
Parametry spalin			
Teplota spalin na vstupu	t_{SPin}	177,5	[°C]
Entalpie spalin na vstupu	I_{SPin}	471,289	[kJ/Nm ³]
Teplota spalin na výstupu	t_{SPout}	144	[°C]
Entalpie spalin na výstupu	I_{SPout}	380,192	[kJ/Nm ³]
Střední teplota spalin	$t_{SPstř}$	160,75	[°C]

Parametry vzduchu			
Teplota vzduchu na vstupu	t_{vin}	60	[°C]
Teplota vzduchu na výstupu	t_{vout}	120	[°C]
Střední teplota vzduchu	$t_{Vstř}$	90	[°C]

Průtočná plocha spalin

$$S_{SP} = C \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_e \quad (14.1)$$

$$S_{SP} = 3,5 \cdot 3,06 - 43 \cdot 0,0445 \cdot 3,06 = 4,855 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pal}}{S_{SP}} \cdot \frac{273,15 + t_{SPstř}}{273,15} = \frac{1,867 \cdot 10,417}{4,855} \cdot \frac{273,15 + 160,75}{273,15} \quad (14.2)$$

$$w_{SP} = 6,365 \text{ m/s}$$

Průtok spalovacího vzduchu

$$V_{VZ} = M_{pal} \cdot O_{VZmin}^V \cdot \alpha \cdot \frac{273,15 + t_{Vstř}}{273,15} \quad (14.3)$$

$$V_{VZ} = 10,417 \cdot 0,883 \cdot 1,15 \cdot \frac{273,15 + 90}{273,15} = 14,066 \text{ m}^3/\text{s}$$

Průtočný průřez vzduchu

$$S_{VZ} = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 808 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0387^2}{4} = 0,95 \text{ m}^2 \quad (14.4)$$

Rychlost vzduchu

$$w_{VZ} = \frac{V_{VZ}}{S_{VZ}} = \frac{14,066}{0,95} = 14,799 \text{ m/s} \quad (14.5)$$

14.1 Konvekce ze strany spalin**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin**

$$\alpha_K = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D}{\nu_{SP}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{SP}^{0,33} \quad (14.6)$$

$$\alpha_K = 1 \cdot 0,354 \cdot \frac{0,035}{0,0445} \cdot \left(\frac{6,365 \cdot 0,0445}{2,803 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,669^{0,33}$$

$$\alpha_K = 62,544 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

C_z je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru, při $z_2 > 10$ platí, že $C_z = 1$.

Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,275 \cdot 1,51^{0,5} = 0,354 \quad (14.7)$$

Parametr φ_σ

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma - 1} = \frac{1,798 - 1}{1,528 - 1} = 1,51 \quad (14.8)$$

Poměrná uhlopříčná rozteč

$$\sigma = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 1,798^2 + 1,236^2} = 1,528 \quad (14.9)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{80}{44,5} = 1,798 \quad (14.10)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{55}{44,5} = 1,236 \quad (14.11)$$

Vlastnosti spalin

Vlastnosti spalin jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu spalin a vlhkost spalin.

Tabulka 42: Vlastnosti spalin

Pro $\text{H}_2\text{O} = 7,309\%$ a $t_{SPstř} = 160,75\text{ }^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{SP}	0,035	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{SP}	$2,803 \cdot 10^{-5}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{SP}	0,669	[–]

14.2 Konvekce ze strany vzduchu
Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu

$$\alpha_V = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{VZ}}{d} \cdot \left(\frac{w_{VZ} \cdot d}{\nu_{VZ}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{VZ}^{0,4} \quad (14.12)$$

$$\alpha_V = 0,023 \cdot \frac{0,031}{0,0387} \cdot \left(\frac{14,799 \cdot 0,0387}{2,203 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,705^{0,4} = 55,117 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Vlastnosti vzduchu

Vlastnosti vzduchu jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou střední teplotu vzduchu.

Tabulka 43: Vlastnosti vzduchu

Pro $t_{Vstř} = 90\text{ }^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{VZ}	0,031	[W/mK]
Kinematická viskozita	ν_{VZ}	$2,203 \cdot 10^{-5}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_{VZ}	0,705	[–]

14.3 Celkový součinitel přestupu tepla

Součinitel prostupu tepla

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_K \cdot \alpha_V}{\alpha_K + \alpha_V} = 0,75 \cdot \frac{62,544 \cdot 55,117}{62,544 + 55,117} = 21,974 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (14.13)$$

ξ je součinitel využití ohříváku vzduchu, u trubkových ohříváků s mezitrubkovicí se volí $\xi = 0,75$.

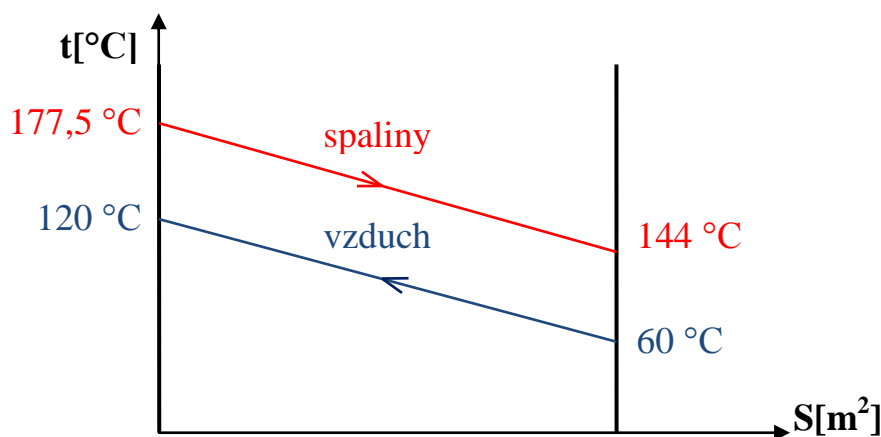
Střední teplotní logaritmický spád

Při výpočtu uvažují křížové proudění.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \cdot \delta = \frac{57,5 - 84}{\ln \frac{57,5}{84}} \cdot 0,92 = 64,322 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.14)$$

$$\Delta t_1 = t_{SPin} - t_{Vout} = 177,5 - 120 = 57,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.15)$$

$$\Delta t_2 = t_{SPout} - t_{Vin} = 144 - 60 = 84 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.16)$$



Obr. 23: Tepelné schéma ohříváku vzduchu

Určení součinitele δ

Součinitel pro výměníky tepla s křížovým prouděním se určí z nomogramu na základě parametrů S a R. Přibližně odpovídá hodnotě $\delta = 0,92$.

$$S = \frac{\tau_m}{t_{SPin} - t_{Vin}} = \frac{33,5}{177,5 - 60} = 0,285 \quad (14.17)$$

$$R = \frac{\tau_v}{\tau_m} = \frac{60}{35} = 1,791 \quad (14.18)$$

Kde τ_m a τ_v jsou rozdíly teplot ohřívacího a ohřivaného média.

$$\tau_m = t_{SPin} - t_{SPout} = 177,5 - 144 = 33,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.19)$$

$$\tau_v = t_{Vout} - t_{Vin} = 120 - 60 = 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.20)$$

Teplosměnná plocha ohříváku vzduchu

$$S_{OVZ} = z \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 808 \cdot \pi \cdot 0,0445 \cdot 3,06 = 691,31 \text{ m}^2 \quad (14.21)$$

Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{OVZ} = S_{OVZ} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = \frac{691,31 \cdot 21,974 \cdot 64,322}{1000} = 977,086 \text{ kW} \quad (14.22)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$I_{SPout}^{skut} = \frac{M_{pal} \cdot I_{SPin} - Q_{OVZ}}{M_{pal}} = \frac{10,417 \cdot 471,289 - 977,086}{10,417} \quad (14.23)$$

$$I_{SPout}^{skut} = 377,489 \text{ kJ/Nm}^3$$

Této entalpii odpovídá skutečná teplota spalin $t_{SPout}^{skut} = 143,047 \text{ }^\circ\text{C}$.

Porovnání návrhové a skutečné teploty spalin na konci ohříváku vzduchu

$$\Delta t = |t_{SPout} - t_{SPout}^{skut}| = |144 - 143,047| = 0,953 \text{ }^\circ\text{C} \quad (14.24)$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty $144 \text{ }^\circ\text{C}$ o $0,953 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

15 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE

V následující tabulce je uveden souhrn tepelných výkonů ve všech výhřevných plochách, včetně hodnot bilančních odchylek mezi výkonem ze strany média a výkonem odebraným spalinám. Hodnota jednotlivých odchylek nesmí být větší než 0,5 %.

Tabulka 44: Souhrn tepelných výkonů v jednotlivých teplosměnných plochách

Teplosměnná plocha		Výkon ze strany média [kW]	Výkon odebraný spalinám [kW]	Odchylka bilance [%]
Přehřívák P3		2574,207	2575,651	0,056
Přehřívák P2		3074,138	3072,319	-0,059
Přehřívák P1		3100,302	3097,009	-0,106
Závěsné trubky		890,633	891,375	0,083
Ekonomizér		7860,995	7968,357	0,094
Výparník	Spalovací komora	21821,009	11331,223	-0,068
	Výparníková mříž		872,205	
	Membránová stěna		2231,184	
	Konvekční výparník		7371,651	
	Celková bilance výparníku		21806,262	
Celková bilance kotle		39321,284	39310,973	-0,026

Celková tepelná bilance oproti uvolněnému teplu

$$\Delta Q_C = \frac{M_{pal} \cdot Q_P^P \cdot \eta_K - \sum Q_{odebrané}}{M_{pal} \cdot Q_P^P \cdot \eta_K} \cdot 100 \quad (15.1)$$

$$\Delta Q_C = \frac{10,417 \cdot 4131,578 \cdot 0,914 - 39310,973}{10,417 \cdot 4131,578 \cdot 0,914} \cdot 100 = 0,026 \%$$

Odchylka tepelné bilance by neměla překračovat hodnotu 0,5 % dle [1]. V mém případě je odchylka 0,026 %, což je dostatečně přesný výsledek.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout kotel na spoluspalování vysokopecního plynu a koksárenského plynu včetně dimenzování výhřevných ploch pro výstupní přehřátou páru o teplotě $t = 450\text{ }^{\circ}\text{C}$, tlaku $p = 4,5\text{ MPa}$ a teplotu napájecí vody $t = 125\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Parní kotel je navržen jako třítahový, kde směs plynů je spalována ve dvou hořácích, které jsou umístěny ve dně spalovací komory s horním odvodem spalin. Spalovací komora je vypočítána podle vztahů doporučených výrobcem hořáků. Výparníkové trubky tvoří membránové stěny spalovací komory, mají průměr 60,3 mm a rozteč mezi trubkami je 90 mm. Rozměry spalovací komory jsou $A \times B \times H$ (5,31 x 3,06 x 7,3) m.

Membránové stěny tvoří i druhý tah kotle, kde výparníkové trubky mají po stranách hloubky kotle rozteč nejprve 80 mm a ve zbytku tahu už je rozteč zvýšena na 100 mm, a to kvůli umístění vstupních a výstupních trubek jednotlivých výhřevných ploch. Mezi jednotlivými tahy je umístěna membránová mříž, tvořená rozvolněnými trubkami, jejíž výška je $h = 2,2$ m. Za výparníkovou mříží se nachází obratová komora, ve které dochází ke změně směru proudu spalin. Shora do ní ve směru proudu spalin vstupují závěsné trubky, ty slouží uchycení trubek přehříváků umístěných ve druhém tahu. Rozměry druhého tahu kotle jsou $B \times C$ (3,06 x 3,5) m.

Pod obratovou komorou jsou postupně umístěny přehříváky P3, P2 a P1. Všechny přehříváky jsou řešeny jako protiproudé, kromě přehříváku P3. Ten je řešený jako souproudý, aby se materiál tepelně příliš nenamáhal. Mezi přehříváky P3 a P2 je zaveden vstřík napájecí vody, který slouží k regulaci teploty přehřáté páry. Taktéž tomu je i mezi přehřívákem P2 a P1. Množství vstříku bylo zvoleno 5 % z celkového množství přehřáté páry. Trubky všech přehříváků mají průměr 33,7 mm, což umožnilo zmenšení prostoru mezi nimi na 0,3 m. Ofukovače jsou umístěny pouze nad přehřívákem P3 a pod přehřívákem P1 a jejich velikost činí 0,7 m. Toto řešení bylo voleno záměrně, aby bylo možné pod přehříváky vhodně umístit konvekční výparník.

Konvekční výparník je poslední teplosměnná plocha druhého tahu. Je tvořen 12 jednosmyčkami, kde jsou jednotlivé trubky o průměru 60,3 mm skloněny o úhel 5° , což zaručuje přirozenou cirkulaci parovodní směsi. Výparník byl do návrhu zahrnut z důvodu nevycházející bilance výparníku. Ze stejného důvodu byl upraven i nedohřev, a to na hodnotu $\Delta t_v = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Třetí tah je tvořen stěnami, které jsou svařeny pouze z plechu. Ve třetím tahu se nachází nejprve ekonomizér a za ním je umístěn, jako poslední teplosměnná plocha, ohřívák vzduchu. Oba výměníky jsou dvoudílné, příčně obtékané svazky trubek uspořádané vystřídane. Mezi jednotlivými díly jsou průlezy o velikosti 0,8 m, které slouží ke kontrole svazků trubek. Kromě toho jsou zde umístěny i parní ofukovače, sloužící k čištění konvekčních ploch. Trubky ekonomizéru jsou zavěšeny na nechlazených závěsech. Rozměry třetího tahu kotle jsou $B \times C$ (3,06 x 3,5) m.

Složení výsledné směsi paliva a její výhřevnost byla stanovena na základě dodávaného množství spalovaných plynů. Díky vysokému množství vysokopecního plynu, který je tvořen převážně z inertních složek N_2 a CO_2 , má výsledná směs nízkou výhřevnost, a to $Q_i^r = 4091,117\text{ kJ/Nm}^3$. Proto také vychází nízká teplota spalin na výstupu ze spalovací komory.

Spalovaná směs plynů obsahuje kromě inertních složek i nepatrné množství sirovodíku ($\text{H}_2\text{S} = 0,028\text{ }%$), který ovlivňuje vyšší hodnotu teploty rosného bodu. K určení teploty rosného bodu se v takovéto situaci používají poloempirické vztahy. Ve své diplomové práci

jsem k výpočtu použil vztahy vycházející z podkladů firmy PBS. Teplota rosného bodu vyšla $t_R = 122,29 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pomocí teploty rosného bodu a bilance ohříváku vzduchu byla spočítána teplota spalin za poslední teplosměnnou plochou. Aby nedošlo k podkročení teploty rosného bodu, bylo nutné přehřát ohříváný vzduch odběrovou parou z turbíny, a to z teploty $30 \text{ }^\circ\text{C}$ na $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Výsledná teplota spalin za kotlem činí $t_k = 144 \text{ }^\circ\text{C}$. Při této teplotě je ohřívák na hraně kondenzace rosného bodu.

Teplota spalin za kotlem byla důležitou hodnotou pro získání výsledné tepelné účinnosti a velikosti parního výkonu kotle. U kotlů spalujících plynná paliva se neuvažuje ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích ani ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků. Součtem ostatních ztrát kotle byla získána tepelná účinnost kotle tzv. nepřímou metodou. Účinnost navrhovaného kotle dosahuje hodnoty $\eta_K = 91,366 \text{ } \%$.

Pro výpočet výkonu kotle bylo nutné si nejprve zvolit tlak napájecí vody. Po uvážení tlakových ztrát v jednotlivých teplosměnných plochách jsem zvolil $p_{nv} = 5,5 \text{ MPa}$. Dále jsem pomocí parních tabulek zjistil entalpii napájecí vody a entalpii přehřáté páry. Po dosazení všech hodnot do vztahu pro tepelnou účinnost přímou metodou vychází parní výkon kotle $M_p = 14,067 \text{ kg/s} = 50,640 \text{ t/hod}$.

Po určení parního výkonu bylo možné přistoupit k návrhu teplosměnných ploch a následně i k jejich detailnímu výpočtu. Na konci každé kapitoly je uvedeno porovnání mezi navrhovanou a skutečnou teplotou na výstupu z dané oblasti. Teploty jsou voleny tak, aby se rozdíl teplot nelišil o více než $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Poslední kapitola této práce se věnuje kontrole bilance mezi teplem ze strany média a teplem přijatým spalinami. Velikost bilančních odchylek u výhřevných ploch není větší než $0,5 \text{ } \%$, to samé platí i pro porovnání celkové tepelné bilance oproti uvolněnému teplu v ohništi.

Navrhovaná koncepce kotle tedy splňuje všechny podmínky a lze ji považovat za vyhovující.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, F. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1992, 200 s.. ISBN 80-214-0426-4
- [2] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s.. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [3] BALÁŠ, M. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013, 119 s.. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [4] HOLMGREN, M. *X Steam vision 2.6*. Excel Steam Tables.
- [5] *Podklady firmy PBS*.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK

A, B, H	$[m]$	Rozměry spalovací komory
a_{ns}	$[-]$	Stupeň černosti nesvítivé části plamene
a_o	$[-]$	Stupeň černosti ohniště
a_{pl}	$[-]$	Stupeň černosti plamene
a_{st}	$[-]$	Stupeň černosti povrchu stěn
a_{sv}	$[-]$	Stupeň černosti svítivé části plamene
Bo	$[-]$	Boltzmannovo číslo
c	$[m]$	Výška mříže
C	$[m]$	Šířka spalínového kanálu
C^r	$[\%]$	Celkové množství uhlíku
C^r/H^r	$[-]$	Poměr obsahu uhlíku a vodíku pro původní vzorek
C_s	$[-]$	Korekční součinitel na počet řad svazku v příčném směru
c_{SP}	$\left[\frac{kJ}{Nm^3 \cdot K} \right]$	Měrné teplo spalín
C_z	$[-]$	Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru
d_e	$[m]$	Ekvivalentní průměr
D_H	$[m]$	Průměr hořáků
D_{xx}	$[m]$	Vnější průměr trubky
d_{xx}	$[m]$	Vnitřní průměr trubky
F_{st}	$[m^2]$	Celkový povrch stěn
$F_{ús}$	$[m^2]$	Účinná sálavá plocha
f_V	$[-]$	Součinitel
h_{xx}	$[m]$	Výška oblasti
i_{nv}	$[kJ/kg]$	Entalpie napájecí vody
I_o	$[kJ/Nm^3]$	Entalpie spalín na konci ohniště
i_p	$[kJ/Nm^3]$	Fyzické teplo paliva
i_{pp}	$[kJ/kg]$	Entalpie přehřáté páry
I_{SPin}	$[kJ/Nm^3]$	Entalpie spalín na vstupu oblasti
I_{SPmin}^t	$[kJ/Nm^3]$	Entalpie minimálního objemu spalín při různých teplotách
I_{SPout}	$[kJ/Nm^3]$	Entalpie spalín na výstupu oblasti
I_{SPout}^{skut}	$[kJ/Nm^3]$	Skutečná entalpie odcházejících spalín
$i_{SP}^{t,\alpha}$	$[kJ/Nm^3]$	Entalpie spalín při spalování s přebytkem vzduchu při různých teplotách
I_u	$[kJ/Nm^3]$	Užitečné teplo uvolněné v ohništi
I_{VZmin}^t	$[kJ/Nm^3]$	Entalpie minimálního objemu vzduchu při různých teplotách
i_{xxin}	$[kJ/kg]$	Entalpie na vstupu v jednotlivých výhřevných plochách
i_{xxout}	$[kJ/kg]$	Entalpie na výstupu v jednotlivých výhřevných plochách

i_{xx}^t	$[kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie složek spalín při různých teplotách
K	$[-]$	Konstanta
k	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	Součinitel prostupu tepla
k_o	$[-]$	Sálání volných prostor
k_s	$\left[\frac{1}{m \cdot MPa}\right]$	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
k_{sz}	$[-]$	Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí
l_e	$[m]$	Efektivní délka trubek
l_o	$[m]$	Hloubka volného prostoru
l_p	$[m]$	Minimální délka plamene
M	$[-]$	Součinitel
m	$[-]$	Součinitel zaplnění ohniště
$mgCO$	$[mg/Nm^3]$	Emisní limit CO
M_{KP}	$[Nm^3/h]$	Množství koksárenského plynu
M_p	$[kg/s]$	Parní výkon kotle
M_{pal}	$[Nm^3/s]$	Množství paliva
M_{v1}, M_{v2}	$[kg/s]$	Množství vstříku
M_{VP}	$[Nm^3/h]$	Množství vysokopecního plynu
n	$[-]$	Počet dílů ohříváku vzduchu
n_H	$[-]$	Počet hořáků
n_{ZT}	$[-]$	Počet závěsných trubek
O	$[m]$	Obvod průřezu spalínového kanálu
O_{2ref}	$[\%]$	Obsah kyslíku pro referenční stav spalín
O_{Ar}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem Ar ve spalínách
O_{Armin}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální objem Ar ve spalínách
OB	$[-]$	Objemový podíl síry ve spalínách
O_{CO_2}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem CO ₂ ve spalínách
O_{CO_2min}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální objem CO ₂ ve spalínách
O_{H_2O}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem H ₂ O ve spalínách
O_{H_2Omin}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální objem H ₂ O ve spalínách
$O_{H_2O}^V$	$[Nm^3/Nm^3]$	Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu
O_{N_2}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem N ₂ ve spalínách
O_{N_2min}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální objem N ₂ ve spalínách
O_{O_2}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem O ₂ ve spalínách
O_{O_2min}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální množství kyslíku
O_{SO_2}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem SO ₂ ve spalínách
O_{SO_2min}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální objem SO ₂ ve spalínách
O_{SP}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem vlhkých spalín

$\overline{O_{SP} \cdot c}$	$\left[\frac{kJ}{Nm^3 \cdot ^\circ C} \right]$	Střední tepelná jímavost spalin v ohništi
O_{SPmin}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální objem vlhkých spalin
O_{SSmin}	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální objem suchých spalin
O_{VZ}	$[Nm^3/Nm^3]$	Skutečný objem vlhkého vzduchu
O_{VZmin}^S	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální množství suchého vzduchu
O_{VZmin}^V	$[Nm^3/Nm^3]$	Minimální množství vlhkého vzduchu
p	$[MPa]$	Tlak v ohništi přetlakového kotle
P	$[-]$	Koeficient
p''	$[Pa]$	Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti
P_H	$[kW]$	Výkon hořáků
p_n	$[Pa]$	Atmosférický tlak
p_{nv}	$[MPa]$	Tlak napájecí vody
P_P	$[MW]$	Maximální tepelný výkon přivedený do kotle
p_{pp}	$[MPa]$	Tlak přehřáté páry
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
Pr_{SP}	$[-]$	Prandtlovo číslo spalin
Pr_{VZ}	$[-]$	Prandtlovo číslo vzduchu
p_s	$[MPa]$	Celkový parciální tlak tříatomových plynů
P_{SO}	$[kW]$	Tepelný výkon ztracený sáláním a vedením
$p_{stř}$	$[MPa]$	Střední tlak páry
P_V	$[kW]$	Tepelný výkon kotle
p_{xxin}	$[MPa]$	Tlak na vstupu v jednotlivých výhřevných plochách
p_{xxout}	$[MPa]$	Tlak na výstupu v jednotlivých výhřevných plochách
Q_C	$[kW]$	Celková tepelná bilance
Q_i^r	$[kJ/Nm^3]$	Výhřevnost paliva
Q_O	$[kW]$	Teplo přijaté membránovou stěnou v ohništi
Q_P^P	$[kJ/Nm^3]$	Celkové teplo přivedené do kotle
Q_{Pr}	$[kJ/Nm^3]$	Teplo přivedené do kotle při parním rozprašování mazutů
Q_S	$[kJ/Nm^3]$	Množství tepla odevzdané v ohništi
q_V	$[kW/m^3]$	Objemové zatížení ohniště
Q_{VZ}	$[kJ/Nm^3]$	Teplo spalovacího vzduchu
Q_{VZV}	$[kJ/Nm^3]$	Teplo pro předehřátí vzduchu odběrovou parou
Q_{xx}	$[kW]$	Výkon výhřevné plochy ze strany média
q_{xx}	$[kW/m^2]$	Tepelný výkon přijatý na $1 m^2$
Q_{xx}^S	$[kW]$	Tepelný výkon odebraný spalinám
Q_{xx}^{yy}	$[kW]$	Tepelný výkon odebraný spalinám teplosměnnou plochou v dané oblasti
R_{H_2O}	$[-]$	Objemový podíl H_2O ve spalinách zohledňující procento

		oxidace SO ₂ na SO ₃
r_{H_2O}	[-]	Objemový podíl H ₂ O ve spalinách
r_{RO_2}, r_s	[-]	Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách
s	[m]	Účinná tloušťka sálové vrstvy
S, R	[-]	Parametry pro výpočet ohříváku vzduchu
s_1	[m]	Příčná rozteč
s_2	[m]	Podélná rozteč
S_P	[m ²]	Průtočný průřez páry
S_{SP}	[m ²]	Průtočná plocha spalin
S_V	[m ²]	Průtočný průřez vody
S_{VZ}	[m ²]	Průtočný průřez vzduchu
S_{xx}	[m ²]	Teploměnná plocha
t	[mm]	Tloušťka trubky
t_a	[°C]	Teoretická teplota nechlazeného plamene
t_k	[°C]	Výstupní teplota spalin
t_{ko}	[°C]	Teplota okolního vzduchu
t_m	[°C]	Střední teplota média
t_{Min}	[°C]	Teplota média na vstupu
t_{Mout}	[°C]	Teplota média na výstupu
$t_{Mstř}$	[°C]	Střední teplota média
t_{nv}	[°C]	Teplota napájecí vody
T_o	[K]	Střední teplota spalin ve volném prostoru
t_o, t_{ok}	[°C]	Teplota spalin na konci ohniště
t_{Pin}	[°C]	Teplota páry nebo parovodní směsi na vstupu
t_{Pout}	[°C]	Teplota páry nebo parovodní směsi na výstupu
t_{pp}	[°C]	Teplota přehřáté páry
t_R	[°C]	Teplota rosného bodu
T_s	[K]	Střední teplota spalin v kelvinech
t_{SPin}	[°C]	Teplota spalin na vstupu oblasti
t_{SPout}	[°C]	Teplota spalin na výstupu oblasti
t_{SPout}^{skut}	[°C]	Skutečná teplota odcházejících spalin
$t_{SPstř}$	[°C]	Střední teplota spalin v dané oblasti
t_{Vin}	[°C]	Teplota vzduchu na vstupu
t_{Vout}	[°C]	Teplota vzduchu na výstupu
$t_{Vstř}$	[°C]	Střední teplota vzduchu
t_{xxin}	[°C]	Teplota na vstupu v jednotlivých výhřevných plochách
t_{xxout}	[°C]	Teplota na výstupu v jednotlivých výhřevných plochách

T_z	[K]	Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy
V_S	[m ³]	Objem sálové vrstvy
V_{VZ}	[m ³ /s]	Průtok spalovacího vzduchu
w_P	[m/s]	Rychlost páry
w_{SP}	[m/s]	Rychlost spalin
w_V	[m/s]	Rychlost vody v trubkách
w_{VZ}	[m/s]	Rychlost vzduchu
x	[–]	Suchost mokré páry
x_{pl}	[–]	Poloha maximální teploty plamene
z	[–]	Celkový počet trubek
z_1	[–]	Počet trubek v příčném směru
z_2	[–]	Počet trubek v podélném směru
Z_{CO}	[%]	Ztráta hořlavinou ve spalinách
z_E	[–]	Počet dílů ekonomizéru
z_h	[–]	Počet hadů
z_K	[%]	Komínová ztráta
z_{SO}	[%]	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
α, α_k	[–]	Součinitel přebytku vzduchu
α_C	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Celkový součinitel přestupu tepla
α_K	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin
α_P	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry
α_S	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Součinitel přestupu tepla sáláním spalin
α_V	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu
β_{OVZ}	[–]	Součinitel přebytku vzduchu na vstupu do ohříváku vzduchu
δ	[–]	Součinitel pro výpočet ohříváku vzduchu
Δi_{xx}	[kJ/kg]	Entalpický spád v jednotlivých výhřevných plochách
Δp_{xx}	[MPa]	Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách
ΔQ	[%]	Bilanční odchylka
Δt	[°C]	Rozdíl teplot
$\Delta t_1, \Delta t_2$	[°C]	Rozdíl teplot
Δt_{ln}	[°C]	Střední teplotní logaritmický spád
Δt_V	[°C]	Nedohřev
ζ	[–]	Součinitel zanesení stěn
η_K	[%]	Tepelná účinnost kotle
λ_P	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Součinitel tepelné vodivosti páry

λ_{SP}	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Součinitel tepelné vodivosti spalin
λ_{VZ}	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Součinitel tepelné vodivosti vzduchu
v_M	$[m^3/kg]$	Měrný objem média
v_P	$[m^3/kg]$	Měrný objem páry
ξ	$[-]$	Součinitel využití ohříváku vzduchu
σ	$[-]$	Poměrná uhlopříčná rozteč
σ_1	$[-]$	Poměrná příčná rozteč
σ_2	$[-]$	Poměrná podélná rozteč
$\sum Q_{odebrané}$	$[kW]$	Celkový výkon odebraný spalinám
$\sum Q_{xx}$	$[kW]$	Suma tepelných výkonů
τ_m, τ_v	$[^{\circ}C]$	Rozdíly teplot ohřívacího a ohřívaného média.
ν_P	$[m^2/s]$	Kinematická viskozita páry
ν_{SP}	$[m^2/s]$	Kinematická viskozita spalin
ν_{VZ}	$[m^2/s]$	Kinematická viskozita vzduchu
φ	$[-]$	Součinitel uchování tepla
ϕ	$[%]$	Relativní vlhkost
φ_{σ}	$[-]$	Parametr
χ	$[-]$	Úhlový součinitel osálení trubkové stěny
ψ	$[-]$	Součinitel tepelné efektivity stěn
$\bar{\psi}$	$[-]$	Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn
ω	$[-]$	Součinitel omývání plochy
ω_{H_2O}	$[%]$	Podíl H ₂ O ve spalinách
ω_{SO_2}	$[%]$	Podíl SO ₂ ve spalinách
ω_{SO_3}	$[%]$	Procento oxidace SO ₂ na SO ₃

Seznam horních a dolních indexů

E	Ekonomizér
KV	Konvekční výparník
M	Mříž
MS	Membránová stěna
OK	Obratová komora
OVZ	Ohřívák vzduchu
$P1, P2, P3$	Přehříváky
V	Výparník
ZT	Závěsné trubky

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Složení a výhřevnosti některých plynných paliv [3].....	18
Tabulka 2: Parametry spalovaných plynů	19
Tabulka 3: Parametry výsledné směsi plynů	19
Tabulka 4: Měrná entalpie složek spalin v závislosti na teplotě	23
Tabulka 5: Entalpie spalin a vzduchu v závislosti na teplotě	24
Tabulka 6: Tepelné ztráty kotle	27
Tabulka 7: Tlakové ztráty teplosměnných ploch.....	33
Tabulka 8: Přehled parametrů média v jednotlivých výhřevných plochách	37
Tabulka 9: Charakteristika výparníkové mříže	41
Tabulka 10: Vlastnosti spalin	42
Tabulka 11: Charakteristika závěsných trubek.....	46
Tabulka 12: Vlastnosti spalin	47
Tabulka 13: Vlastnosti páry.....	49
Tabulka 14: Charakteristika membránové stěny v oblasti obrátové komory	50
Tabulka 15: Charakteristika přehříváku P3	53
Tabulka 16: Vlastnosti spalin	55
Tabulka 17: Vlastnosti páry.....	56
Tabulka 18: Charakteristika závěsných trubek v oblasti P3.....	58
Tabulka 19: Vlastnosti spalin	58
Tabulka 20: Vlastnosti páry.....	60
Tabulka 21: Charakteristika membránové stěny v oblasti P3	60
Tabulka 22: Charakteristika přehříváku P2	63
Tabulka 23: Vlastnosti spalin	65
Tabulka 24: Vlastnosti páry.....	66
Tabulka 25: Charakteristika závěsných trubek v oblasti P2.....	68
Tabulka 26: Vlastnosti spalin	68
Tabulka 27: Vlastnosti páry.....	70
Tabulka 28: Charakteristika membránové stěny v oblasti P2	70
Tabulka 29: Charakteristika přehříváku P1	73
Tabulka 30: Vlastnosti spalin	75
Tabulka 31: Vlastnosti páry.....	76
Tabulka 32: Charakteristika závěsných trubek v oblasti P1	78
Tabulka 33: Vlastnosti spalin	78
Tabulka 34: Vlastnosti páry.....	80
Tabulka 35: Charakteristika membránové stěny v oblasti P1	80
Tabulka 36: Charakteristika konvekčního výparníku.....	83
Tabulka 37: Vlastnosti spalin	85
Tabulka 38: Tepelné výkony jednotlivých částí výparníku.....	87
Tabulka 39: Charakteristika ekonomizéru.....	89
Tabulka 40: Vlastnosti spalin	91
Tabulka 41: Charakteristika ohříváku vzduchu.....	94
Tabulka 42: Vlastnosti spalin	96
Tabulka 43: Vlastnosti vzduchu	96
Tabulka 44: Souhrn tepelných výkonů v jednotlivých teplosměnných plochách	99

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: I-t diagram spalin pro různé přebytky vzduchu	24
Obr. 2: Schéma spalovací komory	29
Obr. 3: Vstřík napájecí vody za přehřívákem P2	34
Obr. 4: Vstřík napájecí vody za přehřívákem P1	35
Obr. 5: Schéma druhého tahu kotle.....	38
Obr. 6: Schéma třetího tahu	39
Obr. 7: Pilový diagram.....	40
Obr. 8: Schéma výparníkové mříže.....	41
Obr. 9: Tepelné schéma výparníkové mříže	44
Obr. 10: Schéma spalinového tahu a uchycení trubek přehříváku.....	46
Obr. 11: Tepelné schéma obrátové komory	50
Obr. 12: Schéma přehříváku P3	53
Obr. 13: Tepelné schéma oblasti přehříváku P3	57
Obr. 14: Schéma přehříváku P2	63
Obr. 15: Tepelné schéma oblasti přehříváku P2	67
Obr. 16: Schéma přehříváku P1	73
Obr. 17: Tepelné schéma oblasti přehříváku P1	77
Obr. 18: Schéma konvekčního výparníku.....	83
Obr. 19: Tepelné schéma oblasti konvekčního výparníku	87
Obr. 20: Schéma ekonomizéru.....	89
Obr. 21: Tepelné schéma ekonomizéru.....	93
Obr. 22: Schéma ohříváku vzduchu	94
Obr. 23: Tepelné schéma ohříváku vzduchu.....	97

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Výkresová dokumentace kotle ve formátu A2