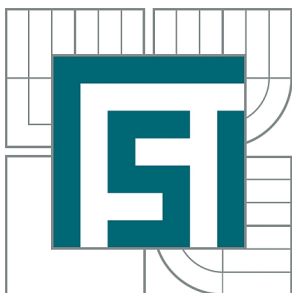


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH PARNÍHO KOTLE NA SPALOVÁNÍ ZEMNÍHO PLYNU, PARAMETRY PÁRY 170 T/H, 6,7 MPA, 485°C

STEAM BOILER FOR NATURAL GAS, STEAM PARAMETRES 170 T/H, 6,7 MPA, 485°C

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ DAUBNER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Daubner

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

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

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

Návrh parního kotle na spalování zemního plynu, parametry páry 170 t/h, 6,7 MPa, 485°C

v anglickém jazyce:

Steam boiler for natural gas, steam parameters 170 t/h, 6,7 MPa, 485°C

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

tepelný výpočet teplosměnných ploch,řazení jednotlivých ploch po proudu spalin, výpočet proved'te s ohledem na produkci emisí především NOx.

Cíle diplomové práce:

Navrhnout parní kotel na spalování zemního plynu,dimenzovat teplosměnné plochy a navrhnout řazení ploch.

Seznam odborné literatury:

Budaj,F.: Parní kotle,podklady pro tepelný výpočet,skriptum VUT Brno,
Dlouhý,T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků,skriptum ČVUT Praha
Černý, Janeba, Teysler: Parní kotle, SNTL Praha

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 19.5.2014

L.S.

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

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

Zadání pro diplomovou práci

V rámci využití průmyslových zdrojů pro výrobu elektrické energie navrhnete:

„Plynový kotel na spalování místního zemního plynu Groningen“ Parametry kotle 170 t/h, 6,7 MPa, 485 °C

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování zemního plynu, který bude respektovat požadavek na vysokou účinnost kotle. Kotel je moderní konstrukce, která umožní provoz s vysokým tepelným zatížením. Stanovte teplotu stěny trubky na výstupu páry z prvního svazku přehříváku za obratovou komorou v proudu spalin. Kotel řešte jako přetlakový s dodatkovým tahem se společnou stěnou se spalovací komorou, konvekčním výparníkem a výhřevnými plochami ohříváku vody (EKO) a přehříváky páry s regulací teploty páry dvěma vstříky napájecí vodou.

Vyčíslete dosaženou účinnost kotle.

Práci doplňte o diagram průběhu teploty pracovního média a spalin.

Teplota napájecí vody je 120 °C.

Palivem jsou:

Zemní plyn:

výhřevnost	Q_i^f	33 480	kJ/m_N^3
obsah vodíku	H_2	0,0	%
obsah dusíku	N_2	10,8	%
obsah oxidu uhlíku	CO_2	1,1	%
obsah sirovodíku	H_2S	0,0	%
obsah uhlovodíků:			
	CH_4	83,5	%
	C_2H_6	3,6	%
	C_3H_8	0,7	%
	C_4H_{10}	0,2	%
	C_5H_{12}	0,1	%

Teplota vzduchu okolí	25 °C
Teplota vzduchu před hořáky	90 °C
Teplota odchozích spalin za kotlem	cca 87 °C

Zadal: Ing. Mirko Hudeček, CSc.

Konzultant: Ing. Milan Ryšavý

Recenzent: Ing. Mirko Hudeček, CSc

V Brně 10. 1. 2014



Abstrakt

Témou diplomovej práce je tepelný návrh parného kotla na zemný plyn. Prvá časť sa zaoberá a popisuje technické parametre kotla. Hlavná časť práce je venovaná tepelnému návrhu výhrevných plôch.

Abstract

The topic of master thesis is the thermal calculation and proportion design of gas-fired steam boiler. The first part describe technical characteristics and parameters of the boiler. The main part of this thesis is the thermal calculation of the boiler.

Kľúčové slová

parný kotol, zemný plyn, vysoká účinnosť

Key words

steam boiler, natural gas, high efficiency



Bibliografická citácia

DAUBNER, T. *Návrh parního kotle na spalování zemního plynu, parametry páry 170 t/h, 6,7 MPa, 485°C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 93 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som diplomovú prácu vypracoval samostatne, za použitia uvedenej literatúry, odborných konzultácií a podľa pokynov vedúceho diplomovej práce.

V Brne dňa 30.5.2014

.....
Podpis

Pod'akovanie

Rád by som poďakoval Ing. Mirkovi Hudečkovi CSc. za spoluprácu, jeho cenné rady a čas venovaný odborným konzultáciám. Ďalej by som sa rád poďakoval vedúcemu diplomovej práce doc. Ing. Zdeňkovi Skálovi za vedenie diplomovej práce.



Obsah

1	Úvod.....	12
2	Stechiometrické výpočty.....	12
2.1	Minimálne objemy vzduchu a spalín.....	12
2.2	Entalpie vzduchu a produktov spaľovania.....	14
2.3	Výpočet rosného bodu spalín.....	17
3	Tepelná bilancia kotla.....	18
3.1	Teplo privedené do kotla.....	18
3.2	Straty kotla.....	18
3.3	Výkon na strane média.....	19
4	Výpočet spaľovacej komory.....	20
4.1	Parametre spaľovacej komory.....	20
4.2	Súčiniteľ M.....	21
4.3	Boltzmannovo číslo.....	21
4.4	Stupeň čiernosti ohniska.....	22
5	Návrh teplosmenných plôch.....	24
5.1	Návrh teplosmenných plôch na strane média.....	24
5.2	Predbežný návrh 2. ťahu kotla.....	26
6	Mreža.....	27
6.1	Mreža - konvekcia spalín.....	28
6.2	Mreža - sálanie spalín.....	29
6.3	Mreža - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	30
7	Obratová komora.....	31
7.1	Obratová komora - závesné trubky - konvekcia spalín.....	32
7.2	Obratová komora - závesné trubky – sálanie spalín.....	32
7.3	Obratová komora - závesné trubky - konvekcia para.....	34
7.4	Obratová komora - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	34
8	Prehrievač P2.....	36
8.1	Prehrievač P2 - konvekcia spalín.....	37
8.2	Prehrievač P2 - sálanie spalín.....	38



8.3	Prehrievač P2 - konvekcia pary	39
8.4	Prehrievač P2 - celkový súčiniteľ prestupu tepla	40
8.5	P2 - závesné trubky - konvekcia pary	41
8.6	P2 - závesné trubky - konvekcia spalín	42
8.7	P2 - závesné trubky - sálanie spalín	42
8.8	P2 - závesné trubky - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	43
8.9	P2 - membránová stena - sálanie spalín	44
8.10	P2 - membránová stena - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	44
8.11	P2 - Celková bilancia	45
9	Prehrievač P3	46
9.1	Prehrievač P3 - konvekcia spalín	47
9.2	Prehrievač P3 - sálanie spalín.....	48
9.3	Prehrievač P3 - konvekcia pary.....	50
9.4	Prehrievač P3 - celkový súčiniteľ prestupu tepla	50
9.5	P3 - závesné trubky - konvekcia pary	52
9.6	P3 - závesné trubky - konvekcia spalín.....	52
9.7	P3 - závesné trubky - sálanie spalín	53
9.8	P3 - závesné trubky - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	53
9.9	P3 - membránová stena - sálanie spalín	54
9.10	P3 - membránová stena - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	54
9.11	P3 - Celková bilancia	55
10	Prehrievač P1	56
10.1	Prehrievač P1 - konvekcia spalín	57
10.2	Prehrievač P1 - sálanie spalín.....	58
10.3	Prehrievač P1 - konvekcia pary.....	60
10.4	Prehrievač P1 - celkový súčiniteľ prestupu tepla	60
10.5	P1 - závesné trubky - konvekcia pary	61
10.6	P1 - závesné trubky - konvekcia spalín.....	62
10.7	P1 - závesné trubky - sálanie spalín	62
10.8	P1 - závesné trubky - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	63



10.9	P1 - membránová stena - sálanie spalín.....	64
10.10	P1 - membránová stena - celkový súčiniteľ prestupu tepla.....	64
10.11	P1 - Celková bilancia	65
11	Priestor pod prehrievačom P1.....	66
11.1	Priestor pod P1 - závesné trubky - konvekcia spalín	66
11.2	Priestor pod P1 - závesné trubky - sálanie spalín	67
11.3	Priestor pod P1 - závesné trubky - konvekcia para.....	68
11.4	Priestor pod P1 – bilancia	69
12	Konvenčný výparník	71
12.1	Konvenčný výparník - konvekcia spalín	72
12.2	Konvenčný výparník - redukovaný súčiniteľ prestupu tepla.....	72
12.3	Konvenčný výparník - bilancia.....	73
13	Ekonomizér.....	75
13.1	Ekonomizér - konvekcia spalín.....	76
13.2	Ekonomizér - redukovaný súčiniteľ prestupu tepla	77
13.3	Ekonomizér bilancia	77
14	Ohrievač vzduchu	79
14.1	OVZ - konvekcia spalín.....	80
14.2	OVZ - konvekcia vzduch	81
14.3	OVZ – celková bilancia	82
15	Celková Bilancia	84
16	Záver.....	87
17	Použité zdroje	88
18	Zoznamy	89
18.1	Zoznam príloh.....	89
18.2	Zoznam použitých veličín, skratiek a symbolov.....	89
18.3	Zoznam obrázkov	91
18.4	Zoznam tabuliek	92

1 Úvod

Diplomová práca sa zaoberá návrhom a tepelným výpočtom parného kotla. Jedná sa o trojt'ahový parný kotol spaľujúci zemný plyn. Parametre pary na výstupe sú 170 t/h 6,7 MPa 485°C. Plyn je spaľovaný v 2 horákoch, ktoré sú umiestnené nad sebou. Kotol je riešený ako pretlakový, takže ani v jednej časti neprisáva falošný vzduch. Medzi spaľovacou komorou a 2. ťahom je umiestnená rozvoľnená mreža. Výparník je tvorený membránovými stenami v spaľovacej komore a v 2 ťahu kotla a konvenčným výparníkom. Výstupná teplota je regulovaná 2 vstrekmí napájacej vody. Vo výpočtoch je postupované podľa skrípt Budaja (Budaj.F, Parní kotle). Celková koncepcia kotla je volená na základe podkladov firmy Bilfinger.

2 Stechiometrické výpočty

Tabuľka 2.1 Zloženie zemného plynu

Zloženie	objemové %
N_2	10,8
CO_2	1,1
CH_2	83,5
C_2H_2	3,6
C_3H_8	0,7
C_4H_{10}	0,2
C_5H_{12}	0,1

2.1 Minimálne objemy vzduchu a spalín

Minimálny objem kyslíku potrebný pre dokonalé spálenie 1 Nm³ suchého plynu

$$O_{O_2} = 0,5 \cdot O_{H_2} + 0,5 \cdot O_{CO} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot O_{C_mH_n} - O_{O_2} \quad (2.1)$$

$$O_{O_2} = 0 + 0 + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{83,5}{100} + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot \frac{3,6}{100} + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \frac{0,7}{100} + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot \frac{0,2}{100} + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \cdot \frac{0,1}{100}$$

$$O_{O_2} = 1,852 \frac{Nm^3}{Nm^3}$$

Minimálny objem suchého vzduchu potrebný pre dokonalé spálenie 1 Nm³ plynu

$$O_{VZmin}^S = \frac{O_{O_2}}{0,21} = \frac{1,852}{0,21} = 8,819 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.2)$$

Minimálny objem vlhkého vzduchu pre dokonalé spálenie 1 Nm³ plynu

$$O_{VZmin} = \chi \cdot O_{VZmin}^S = 1,02 \cdot 8,819 = 8,993 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.3)$$

Pri podiele vodnej pary pripadajúcej na 1 m³ suchého vzduchu

$$\chi = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{60}{100} \cdot \frac{3166}{98100 - \frac{60}{100} \cdot 3166} = 1,02 \quad (2.4)$$

Vlastnosti pre tlak 981 bar a teplotu 25 °C

Tlak sýtej pary: $p'' = 3166 \text{ Pa}$

Hustota vzduchu: $\rho = 1,147 \text{ kg/m}^3$

Objem vodnej pary vo vlhkom vzduchu

$$O_{H_2O}^V = O_{VZmin} - O_{VZmin}^S = (\chi - 1) \cdot O_{VZmin}^S = (1,02 - 1) \cdot 8,819 = 0,174 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \quad (2.5)$$

Objemy zložiek suchých spalín vzniknutých pri spaľovaní plynu s prebytkom vzduchu $\alpha=1$

Objem oxidu uhličitého

$$O_{CO_2} = O_{CO_2} + 0,994 \cdot \left(O_{CO} + \sum (m \cdot O_{CmHn}) \right) + 0,0003 \cdot O_{VZmin}^S \quad (2.6)$$

$$O_{CO_2} = \frac{1,1}{100} + 0,994 \cdot \left(0 + 1 \cdot \frac{83,5}{100} + 2 \cdot \frac{3,6}{100} + 3 \cdot \frac{0,7}{100} + 4 \cdot \frac{0,2}{100} + 5 \cdot \frac{0,1}{100} \right) + 0,0003 \cdot 8,819$$

$$O_{CO_2} = 0,949 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$$

Objem dusíku

$$O_{N_2} = O_{N_2} + 0,7805 \cdot O_{VZmin}^S = \frac{10,8}{100} + 0,7805 \cdot 8,819 = 6,9913 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \quad (2.7)$$

Objem argónu

$$O_{Ar} = O_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{VZmin}^S = 0 + 0,0092 \cdot 8,819 = 0,0811 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \quad (2.8)$$

Výsledný objem suchých spalín, ktoré vzniknú pri dokonalom spálení bez prebytku vzduchu

$$O_{SPmin}^S = O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,949 + 6,9913 + 0,0811 = 8,0214 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \quad (2.9)$$

Objem vodnej pary v spalínach pre stechiometrické spaľovanie plynu

$$O_{H_2O}^S = O_{H_2O} + O_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot O_{CmHn} + O_{H_2O}^V \quad (2.10)$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{4}{2} \cdot \frac{83,5}{100} + \frac{6}{2} \cdot \frac{3,6}{100} + \frac{8}{2} \cdot \frac{0,7}{100} + \frac{10}{2} \cdot \frac{0,2}{100} + \frac{12}{2} \cdot \frac{0,1}{100} + 0,174 = 1,996 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$$

Stechiometrické množstvo vlhkosti z paliva



$$O_{H_2O}^{SP} = O_{H_2O}^S - O_{H_2O}^V = 1,996 - 0,174 = 1,822 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.11)$$

Minimálny objem vlhkých spalín

$$O_{SPmin} = O_{SPmin}^S + O_{H_2O}^S = 8,0214 + 1,996 = 10,017 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.12)$$

Hustota stechiometrických spalín

$$\rho_{SVmin} = \frac{\sum O_i \cdot \rho_i}{O_{SPmin}} = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar} + O_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{SPmin}} \quad (2.13)$$

$$\rho_{SVmin} = \frac{0,9464 \cdot 1,9768 + 6,9912 \cdot 1,2505 + 0,0811 \cdot 1,7839 + 1,998 \cdot 0,8058}{10,017}$$

$$= 1,235 \frac{kg}{Nm^3}$$

Hustota spalín s prebytkom vzduchu $\alpha = 1,05$

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SPmin} \cdot \rho_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} \cdot \rho_{VZ}}{O_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}} \quad (2.14)$$

$$\rho_{SV} = \frac{10,019 \cdot 1,235 + (1,05 - 1) \cdot 8,995 \cdot 1,147}{10,019 + (1,05 - 1) \cdot 8,995} = 1,231 \frac{kg}{Nm^3}$$

Takto spočítaná hustota platí pre normálny stav vzduchu a spalín, pre iné podmienky je nutné hustotu prepočítať.

2.2 Entalpie vzduchu a produktov spaľovania

Entalpia vzduchu:

$$I_{VZ} = O_{VZ}^S \cdot (c_p \cdot T)_{vz} = \frac{KJ}{Nm^3} \quad (2.22)$$

Merné teplo vlhkého vzduchu sa určí ako:

$$c_p = c_s + 0,016 \cdot d \cdot c_{H_2O} = \frac{kJ}{Nm^3 \cdot K} \quad (2.23)$$

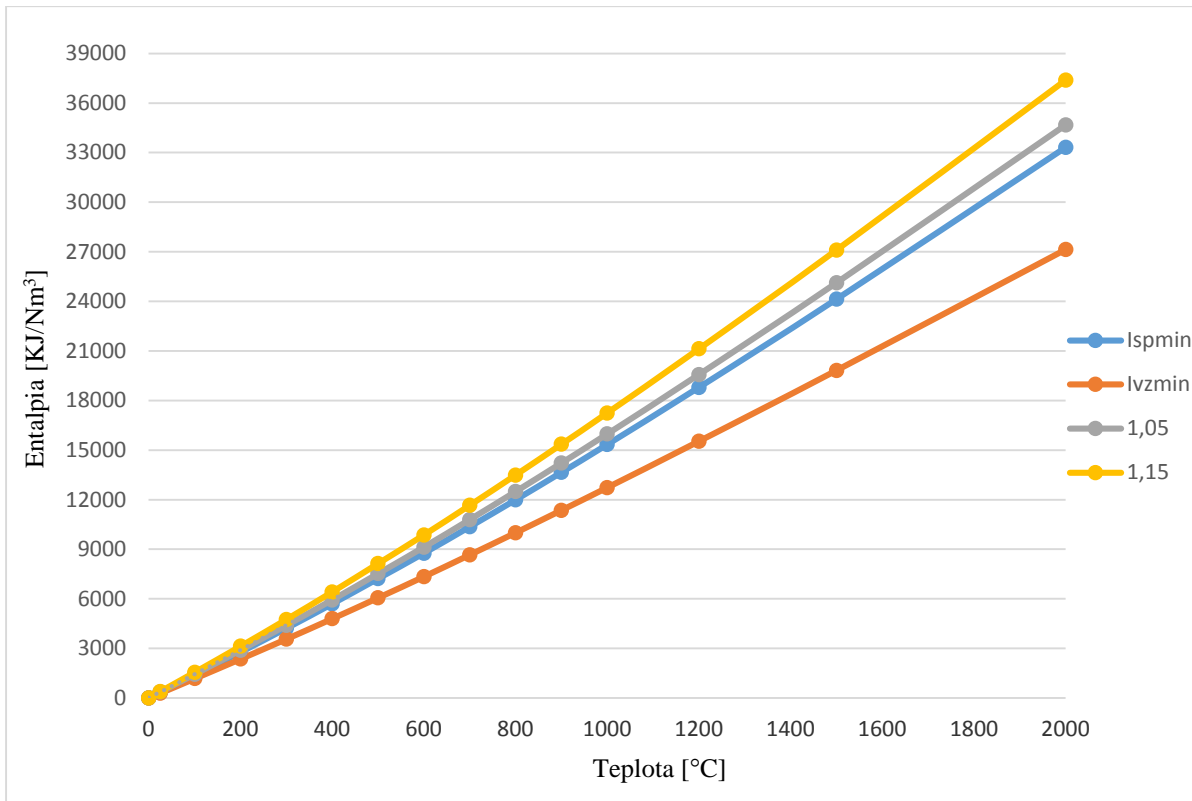
$$d = (\chi - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 1000 = (1,02 - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 1000 = 12,28 \frac{g}{m^3} \quad (2.24)$$

Tabuľka 2.2 Entalpie zložiek spalín a merné teplo

T [°C]	Entalpie zložiek spalín [kJ/m ³]				Merné teplo [kJ/m ³ .K]		
	CO ₂	N ₂	H ₂ O	Ar	c _s	CH ₂ O	c _p
0	0	0	0	0	1,297	1,494	1,326
25	42	33	39	23	1,298	1,499	1,327
100	170	130	150,6	93	1,300	1,505	1,330
200	357	260	304	186	1,307	1,522	1,337
300	559	392	463	278	1,317	1,542	1,347
400	772	527	626	372	1,329	1,565	1,360
500	994	666	795	465	1,343	1,590	1,374
600	1225	804	969	557	1,356	1,615	1,388
700	1462	948	1149	650	1,371	1,641	1,403
800	1705	1094	1334	743	1,384	1,688	1,417
900	1952	1242	1526	834	1,398	1,696	1,431
1000	2204	1392	1723	928	1,410	1,723	1,444
1200	2716	1698	2132	1114	1,433	1,784	1,468
1500	3504	2166	2779	1390	1,462	1,853	1,498
2000	4844	2965	3926	1855	1,500	1,963	1,539

 Tabuľka 2.3 Entalpie vzduchu a spalín pri rôznych hodnotách prebytku vzduchu α

T [°C]	Entalpia [kJ/Nm ³]		$I_{SP} = I_{spmin} + (\alpha - 1) \cdot I_{vzmin}$			
	I _{spmin}	I _{vzmin}	1,05	1,1	1,15	1,2
0	0	0	0	0	0	0
25	350	293	365	380	394	409
100	1378	1173	1437	1496	1554	1613
200	2778	2358	2896	3014	3132	3250
300	4218	3565	4396	4574	4753	4931
400	5697	4797	5937	6176	6416	6656
500	7224	6060	7527	7830	8133	8436
600	8763	7343	9130	9497	9864	10232
700	10361	8663	10795	11228	11661	12094
800	11990	9998	12490	12989	13489	13989
900	13649	11361	14217	14785	15353	15921
1000	15338	12733	15975	16611	17248	17885
1200	18795	15536	19572	20348	21125	21902
1500	24128	19822	25120	26111	27102	28093
2000	33313	27137	34670	36027	37384	38741



Obr. 2.1 I-T diagram spalín a vzduchu

Objemy zložiek spalín pri spaľovaní s prebytkom vzduchu $\alpha = 1,05$

Objem vodnej pary

$$O_{H_2O}^{\alpha} = O_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O} = 1,996 + (1,05 - 1) \cdot 0,174 = 2,0049 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.25)$$

Objem kyslíku

$$O_{O_2} = (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,21 = (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,21 = 0,0926 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.26)$$

Objem dusíku

$$O_{N_2}^{\alpha} = O_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,7805 = 6,9913 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,7805 \quad (2.27)$$

$$O_{N_2}^{\alpha} = 7,3354 \frac{Nm^3}{Nm^3}$$

Objem oxidu uhličitého

$$O_{CO_2}^{\alpha} = O_{CO_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,0003 = 0,949 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,0003 \quad (2.28)$$

$$O_{CO_2}^{\alpha} = 0,9491 \frac{Nm^3}{Nm^3}$$

Objem Argonu

$$O_{Ar}^{\alpha} = O_{Ar} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \cdot 0,0092 = 0,081 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,0092 \quad (2.29)$$

$$O_{Ar}^{\alpha} = 0,0852 \frac{Nm^3}{Nm^3}$$

Celkový objem suchých spalín

$$\sum O_x^{\alpha} = 8,4624 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.20)$$

Celkový objem vlhkých spalín

$$O_{sp}^{\alpha} = \sum O_x^{\alpha} + O_{H_2O}^{\alpha} = 8,4624 + 2,0049 = 10,467 \frac{Nm^3}{Nm^3} \quad (2.21)$$

2.3 Výpočet rosného bodu spalín

Rosný bod spalín je z veľkej časti závislý na obsahu síry v palive. Určenie teploty rosného bodu je pomerne zložitá úloha, väčšinou sa určuje podľa poloempirických výpočtových vzťahov napr. (2.3.1). V mojom prípade je teplota závislá len na parciálnom tlaku vodnej pary, pretože spaliny neobsahujú síru.

Rosný bod spalín - poloempirický vzorec

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{x_i \cdot A_r}} \quad (2.3.1)$$

Parciálny tlak vodnej pary

$$pp = \frac{x \cdot p}{\frac{r_v}{r_p} + x} = \frac{0,138 \cdot 98100}{\frac{277,1}{462} + 0,138} = 18349 \text{ Pa} \quad (2.3.2)$$

Stredná zdanlivá mólová hmotnosť suchých spalín

$$M = \sum_i M_i \cdot x_i = 2 \cdot 14 \cdot 0,7008 + (12 + 2 \cdot 16) \cdot 0,0909 + 2 \cdot 16 \cdot 0,083 + 39,9 \cdot 0,0143 \quad (2.3.3)$$

$$M \cong 30 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$$

Merná plynová konštanta suchých spalín

$$r_v = \frac{R_m}{M} = \frac{8314}{30} = 277,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.3.4)$$

R_m je molárna plynová konštanta, $R_m = 8314 \text{ kJ}$

r_p je merná plynová konštanta vodnej pary, $r_p = 462 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Merná vlhkosť

$$x = \frac{M_{H_2O} \cdot x_{H_2O}}{M} = \frac{18 \cdot 0,19}{30} = 0,118 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{ss}^{-1} \quad (2.3.5)$$

x_i je objemové zastúpenie vodnej pary v spalínach, $x_i = 0,19$

Tomuto parciálnemu tlaku zodpovedá teplota sýtej pary približne $57,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$

3 Tepelná bilancia kotla

3.1 Teplo privedené do kotla

Celkové teplo privedené do kotla na 1 Nm³ plynu

$$Q_p^p = Q_r^i + i_{pv} + Q_{vzv} = 33480 + 0 + 0 = 33480 \text{ KJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (3.1.1)$$

i_{pv} je fyzické teplo paliva v mojom prípade ho zanedbávam

Q_{vzv} je teplo privedené cudzím zdrojom napr.: vzduch ohriaty odberovou parou z turbíny v mojom prípade $Q_{vzv} = 0$

3.2 Straty kotla

Tabuľka 3.1 Straty kotla

Strata	Symbol	Hodnota
Komínová strata	Z_k	2,66 %
Strata chemickým nedopalom	Z_{CO}	0,03 %
Strata zdieľaním tepla do okolia	Z_{SO}	0,53 %
Nespočítateľné straty	Z_n	0,03 %
Súčet strát	$\sum Z_i$	3,253 %

Strata citeľným teplom spalín (komínová strata)

$$Z_k = \frac{O_{sp} \cdot c_{sp} \cdot (\vartheta_k - t_{vz})}{Q_p^p} = \frac{10,467 \cdot 1,37 \cdot (87 - 25)}{33480} = 0,0266 \quad (3.2.1)$$

O_{sp} je množstvo spalín za kotlom

$$O_{sp} = O_{spmin} + (\alpha_k - 1) \cdot O_{vzmin} \quad (3.2.2)$$

$$O_{sp} = 10,017 + (1,05 - 1) \cdot 8,995 = 10,467 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$$

c_{sp} je merné teplo spalín za kotlom

$$c_{sp} = \frac{I_{sp}}{O_{sp} \cdot \vartheta_k} = \frac{1251}{10,467 \cdot 87} = 1,37 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3 \cdot \text{K}} \quad (3.2.3)$$

Strata chemickým nedopalom

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SPmin}^S}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_p^p} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 8,0214}{(21 - 3) \cdot 34480} = 0,0003 \quad (3.2.4)$$

mgCO je emisný limit oxidu uhoľnatého [mg/Nm³]

O_2 je obsah kyslíku v referenčnom stave



Strata sálaním a vedením tepla do okolia

Strata sálaním je odčítaná z grafu [Budaj 63]

$$Z_{SO} = 0,0053$$

Nespočítateľné straty

Volená na základe skúseností a odporúčanie vedúceho diplomovej práce

$$Z_n = 0,0003$$

Celková účinnosť kotla

$$\eta_k = (1 - z_k - z_{CO} - z_s - z_n) \cdot 100 \quad (3.2.5)$$

$$\eta_k = (1 - 0,0266 - 0,0003 - 0,0053 - 0,0003) \cdot 100 = 96,747 \%$$

3.3 Výkon na strane média

Teplo odvedené pracovným médiom

Entalpia prehriatej pary (6,7 MPa, 485 °C) = 3378,5 kJ/kg

Entalpia napájacej vody (7,6 MPa, 120 °C) = 509 kJ/kg

Tok pary

$$M_p = 170 \text{ t/h} = 47,222 \text{ kg/s} \quad (3.3.1)$$

Tepelný výkon na strane média

$$Q_v = M_p \cdot (i_p - i_{NV}) = 47,222 \cdot (3378,5 - 509) = 135,503 \text{ MW} \quad (3.3.2)$$

Tepelný príkon paliva

$$P = \frac{Q_v}{\eta} = \frac{135,503}{0,9675} = 140,059 \text{ MW} \quad (3.3.3)$$

Výhrevnosť paliva

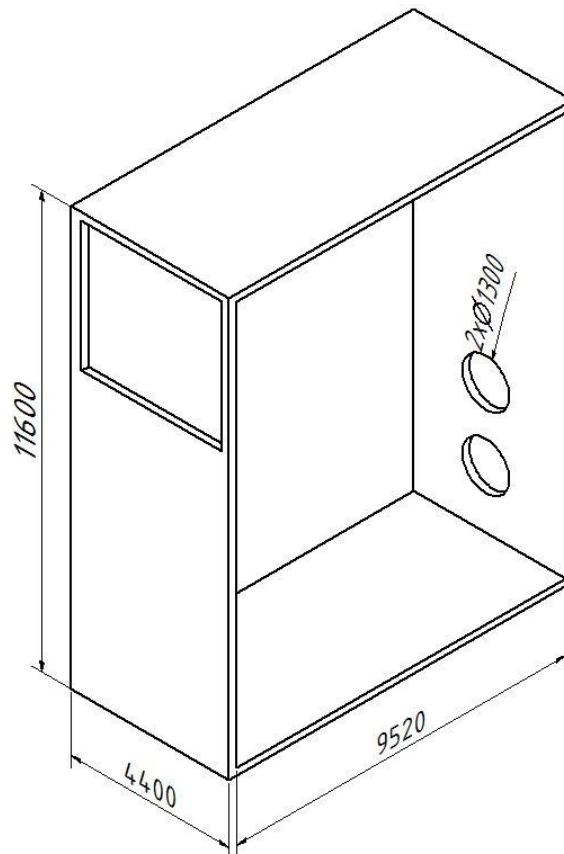
Zadaná: 33,480 MJ/Nm³

Množstvo paliva privedeného do kotla

$$M_{pv} = \frac{Q_v}{\eta \cdot Q_p^p} = \frac{135,503}{0,9675 \cdot 33480} = 4,1834 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3.3)$$

4 Výpočet spaľovacej komory

Cieľom výpočtu spaľovacej komory je určiť strednú teplotu spalín na výstupe zo spaľovacej komory. Z užitočného tepla uvoľneného v ohnisku Q_u sa určí adiabatická teplota a odhadne sa teplota spalín na výstupe zo spaľovacej komory. Určí sa Boltzmannovo číslo, súčiniteľ M a stupeň čiernosti ohniska a_0 . Koncová teplota je funkciou týchto veličín. Následne som teplotu na konci ohniska iteroval kým sa počiatočná hodnota nelíšila o 1°C . Budaj určuje, že postačuje ak je tento rozdiel $\pm 50^\circ\text{C}$.



Obr. 4.1 Zjednodušená schéma spaľovacej komory

4.1 Parametre spaľovacej komory

Plocha horákov

$$S_H = n_H \cdot \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,3^2}{4} = 2,65 \text{ m}^2 \quad (4.1.1)$$

n_H je počet horákov, D_H je priemer horákov

$$n_H = 2$$

$$D_H = 1,3 \text{ m}$$

Celkový povrch stien ohniska podľa priloženého výkresu

$$F_{st} = 408,8 \text{ m}^2 \quad (4.1.2)$$



Účinná sálavá plocha stien ohniska

$$F_{\dot{u}s} = F_{st} \cdot \chi - S_H = 408,8 \cdot 1 - 2,65 = 406,1 \text{ m}^2 \quad (4.1.3)$$

Kde: χ je uhlový súčiniteľ povrchu stien ohniska

$$\chi = 1$$

aktívny objem ohniska

$$V = 11,6 \cdot 9,52 \cdot 4,4 = 486 \text{ m}^3 \quad (4.1.4)$$

4.2 Súčiniteľ M

Súčiniteľ M pre spaľovanie plynu a mazutu

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{pl} = 0,54 - 0,2 \cdot 0,5 = 0,44 \quad (4.2.1)$$

$$x_{pl} = x_h + \Delta x = 0,4 + 0,1 = 0,5$$

Korekciu plameňa $\Delta x = 0,2$

Stredná hodnota výšky plameňa

$$x_h = \frac{h_h}{h_0} = \frac{3850}{9725} = 0,4 \quad (4.2.2)$$

4.3 Boltzmannovo číslo

Stredná hodnota súčiniteľa tepelnej efektívnosti stien

$$\bar{\psi} = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,65 = 0,65 \quad (4.3.1)$$

Kde x je uhlový súčiniteľ steny $x = 1$

ξ je súčiniteľ zanesenia stien ohniska podľa [Budaj 80] $\xi = 0,65$

súčiniteľ uchovania tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} = 1 - \frac{0,53}{96,75 + 0,53} = 0,995 \quad (4.3.2)$$

Užitočné teplo uvoľnené v ohnisku

$$Q_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO}}{100} + Q_{VZ} - Q_{VZV} \quad (4.3.3)$$

$$Q_u = 33480 \cdot \frac{100 - 0,03}{100} + 1108 = 34578 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$$

Entalpia minimálneho množstva horúceho vzduchu

$$Q_{VZ} = \alpha \cdot I_{VZ} = 1,05 \cdot 1055 = 1108 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (4.3.4)$$

Entalpii Q_u odpovedá teoretická adiabatická teplota $t_a = 1995 \text{ }^\circ\text{C}$

Odhadujem teplotu na konci ohniska z toho určím $t_0 = 1259 \text{ }^\circ\text{C}$

Stredné celkové merné teplo spalín

$$Q_o = f(t_o) = 20663 \frac{kJ}{Nm^3}$$

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{Q_u - Q_o}{t_a - t_o} = \frac{34578 - 20663}{1995 - 1259} = 18,9 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (4.3.5)$$

Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,995 \cdot 4,183 \cdot 18,9}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,65 \cdot 408,8 \cdot 2268,3^3} = 0,445 \quad (4.3.6)$$

$$T_a = t_a + 273,15 = 2268,3 \text{ K}$$

4.4 Stupeň čiernosti ohniska

Súčiniteľ zoslabnutia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi

$$k_{ns} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \quad (4.4.1)$$

$$k_{ns} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{0,0293 \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) = 3,77 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Kde objemová časť trojatómových plynov v spalínach

$$r_{sp} = r_{RO_2} \cdot r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{2,0049 + 0,9491}{10,467} = 0,282 \quad (4.4.2)$$

Ich celkový parciálny tlak

$$p_{sp} = r_{sp} \cdot p = 0,282 \cdot 0,10373 = 0,0293 \text{ MPa}$$

T_o je absolútna teplota spalín na výstupe z ohniska $T_o = 1259 + 273,15 = 1532,15 \text{ K}$

s je efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{ST}} = 3,6 \cdot \frac{486}{408,8} = 4,28 \quad (4.4.3)$$

Stupeň čiernosti nesvietivej časti plameňa

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_{ns} \cdot r_{sp} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-3,77 \cdot 0,282 \cdot 0,10373 \cdot 4,28} = 0,378$$

Pre plynné palivá:

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum \frac{m}{n} \cdot C_m \cdot H_n \quad (4.4.4)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 83,5 + \frac{2}{5} \cdot 3,6 + \frac{3}{8} \cdot 0,7 + \frac{4}{10} \cdot 0,2 + \frac{5}{12} \cdot 0,1 \right) = 2,695$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania časticami sadzí

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - \alpha_o) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_o}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^r}{H^r} \quad (4.4.5)$$

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,05) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1532}{1000} - 0,5\right) \cdot 2,695 = 1,499 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Kde $\frac{C^r}{H^r}$ je podiel uhlíku a vodíku v pôvodnom vzorku paliva

Súčiniteľ zoslabenia svietivej časti plameňa

$$k_{sv} = k_{ns} + k_c = 3,77 + 1,499 = 5,27 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (4.4.6)$$

Stupeň čiernosti svietivej časti plameňa

$$a_{sv} = 1 - e^{-k_{sv} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,27 \cdot 0,282 \cdot 0,103273 \cdot 4,28} = 0,68$$

Stupeň čiernosti ohniska a_0 vyjadruje sálavé vlastnosti plameňa a stien ohniska. Pre plynové ohnisko sa určí podľa vzťahu [Budaj 7-21]

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,407}{0,407 + (1 - 0,407) \cdot 0,65} = 0,514 \quad (4.4.7)$$

Kde:

a_{pl} je efektívny stupeň čiernosti plameňa

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,68 + (1 - 0,1) \cdot 0,378 = 0,407$$

m je súčiniteľ charakterizujúci podiel objemu ohniska zaplneného svetivou časťou plameňa $m = 0,1$ [Budaj 81]

Kontrola:

$$t_{ok} = \frac{t_0 + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (4.4.8)$$

$$t_{ok} = \frac{1995 + 273,15}{1 + 0,44 \cdot \left(\frac{0,513}{0,445}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1259,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bilančná odchýlka

$$\Delta t = t_{odhad} - t_{ok} = 1259 - 1259,01 = -0,01 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.4.9)$$

Odchýlka splňuje tolerančný rozsah $\pm 50^\circ\text{C}$

Množstvo tepla odovzdaného v ohnisku

$$Q_s = \varphi \cdot (Q_u - Q_0) = 0,995 \cdot (34578 - 20663) = 13839 \frac{kJ}{Nm^3} \quad (4.4.10)$$

Stredné tepelné zaťaženie stien ohniska

$$\bar{q} = \frac{Q_s \cdot M_{pv}}{F_{ús}} = \frac{13839 \cdot 4,183}{406,1} = 142,6 \frac{kW}{m^2} \quad (4.4.11)$$

5 Návrh teplosmenných plôch

5.1 Návrh teplosmenných plôch na strane média

Rozdelenie teplôt je na základe podkladov firmy Bilfinger. Tlakové straty v jednotlivých častiach sú volené približne 0,2 MPa. Prehrievač P2 je radený hneď za obratovou komorou, nasleduje prehrievač P3 a P1.

Tabuľka 5.1 Návrh rozdelenia výhrevných plôch

Médium	tlak [bar]	teplota [°C]	Entalpia H $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	Rozdiel ΔH
výstup za P3	67	485	3378,5	
pred P3	69	430	3238,7	139,8
za P2	69	445	3277,1	
pred P2	71	308	2866,7	410,4
za P1	71	359	3040,8	
pred P1	72,5	302	2836,2	204,6
za VYP	73	289	2770,3	65,9
pred VYP	75	289	1284,3	1755,4
za EKO	75	235	1014,9	
pred EKO	76	120	509,0	505,9

Následne sú dopočítané jednotlivé vstreky pre zvolené teploty a tlaky na strane média. Vstrek V1 je používaný ako hlavný regulačný vstrek teda slúži k rozšíreniu rozsahu výkonu kotla - dosiahnutiu čo najmenšieho minimálneho výkonu. Vstrek V2 slúži hlavne na doladenie teploty vystupujúcej pary. Na vstrek sa použije napájacia voda 76 bar 120 °C.

Výpočet vstreku V2

$$M_p \cdot i_{p3} = M_{p2} \cdot i_{p2} + M_{v2} \cdot i_v \quad (5.1)$$

$$M_{p2} = M_p - M_{v2} \quad (5.2)$$

$$M_{v2} = \frac{M_p \cdot (i_{p3} + i_{p2})}{(i_v + i_{p2})} = \frac{47,22 \cdot (3238,7 - 3277,1)}{(509 - 3277)} = 0,656 \text{ kg/s} \quad (5.3)$$

$$M_{p2} = M_p - M_{v2} = 47,22 - 0,656 = 46,566 \text{ kg/s} \quad (5.1)$$

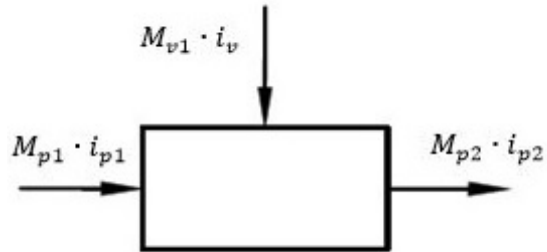
Výpočet vstreku V1

$$M_{p2} \cdot i_{p2} = M_{p1} \cdot i_{p1} + M_{v1} \cdot i_v \quad (5.4)$$

$$M_{p1} = M_{p2} - M_{v1} \quad (5.5)$$

$$M_{v2} = \frac{M_{p2} \cdot (i_{p2} + i_{p1})}{(i_v + i_{p1})} = \frac{46,566 \cdot (2866,7 - 3040,8)}{(509 - 3040,8)} = 3,202 \text{ kg/s} \quad (5.6)$$

$$M_{p1} = M_{p2} - M_{v1} = 46,566 - 3,202 = 43,364 \text{ kg/s} \quad (5.7)$$



Obr. 5.1 Schéma vstreku V1

Na základe zvolených hodnôt v Tabuľke 5.1 majú jednotlivé časti výkon na strane média, ktorý je uvedený v Tabuľke 5.2.

Tabuľka 5.2 Výkon na strane média

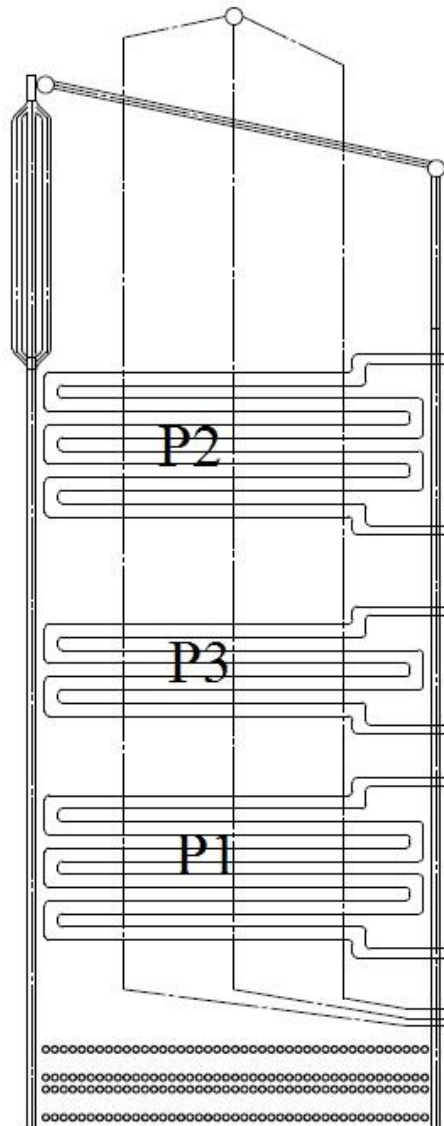
Časť	Výkon [KW]
Prehrievač P3	6603
Prehrievač P2	19110
Prehrievač P1	8873
Závesné trubky	2857
Výparník	76121
Ekonomizér	21939
$\sum q$	135505

5.2 Predbežný návrh 2. ťahu kotla

Spaliny po odovzdaní tepla membránovej stene v spaľovacej komore prechádzajú postupne cez mrežu a obratovú komoru do 2. ťahu kotla. Následne spaliny predávajú teplo súprudemu prehrievaču pary P2, ktorý podľa Tabuľky 5.1 spracováva najväčší entalpický spád. V 2. ťahu kotla sa ďalej nachádzajú 2 protiprúde prehrievače pary a atypický konvenčný výparník ktorý dopĺňa membránovú stenu v spaľovacej komore a v 2. ťahu kotla. Jednotlivé prehrievače držia na 2 bočných radách závesných trubiek. Stredná rada závesných trubiek je pridaná aby vyhovovala rýchlosti pary w_p . Rozmery 2. ťahu kotla sú $A \times B$

$$A = 5,27 \text{ m}$$

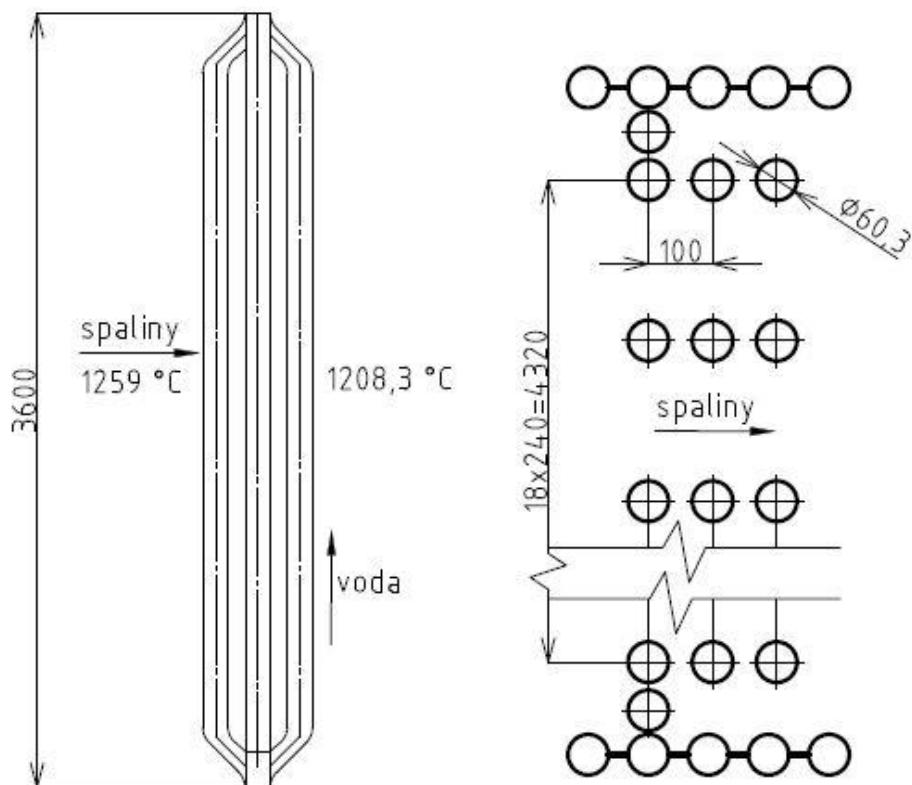
$$B = 4,4 \text{ m}$$



Obr. 5.2 Schéma 2. ťahu kotla

6 Mreža

Jedná sa o rozvoľnenú membránovú mrežu, cez ktorú prechádzajú spaliny do druhého ťahu kotla. Jedná sa o priečne prúdenie.



Obr. 6.1 Schéma mreže

Tabuľka 6.1 Charakteristika mreže

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer trubky	D	60,3	[mm]
Hrúbka steny trubky	t _l	5	[mm]
Priečna rozteč	s ₁	240	[mm]
Pozdĺžna rozteč	s ₂	100	[mm]
Počet rad priečne	z ₁	18	[-]
Počet rad pozdĺžne	z ₂	3	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t ₁	1259	[°C]
Predpokladaná teplota za výhrevnou plochou	t ₂	1208,3	[°C]
Stredná teplota spalín	t _{str}	1233,6	[°C]
Teplota vstupnej vody	t _{vs}	289	[°C]
Teplota výstupnej vody	t _{vy}	289	[°C]
Výška mreže	l _{str}	3,6	[m]
Stredný tlak spalín	p _{str}	0,10368	[MPa]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín pre t _{str}	λ	0,138	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
Kinematická viskozita spalín pre t _{str}	ν	$2,37 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Entalpia vstupujúcich spalín	i ₁	20663	[kJ/Nm ³]
Entalpia spalín o teplote t _{str}	i _{st}	20193	[kJ/Nm ³]



Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = z_1 \cdot s_1 \cdot l - D \cdot l \cdot (z_1 + 1) \quad (6.1)$$

$$S_{sp} = 18 \cdot 0,24 \cdot 3,6 - 0,0603 \cdot 3,6 \cdot 19 = 11,86 \text{ m}^2$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{p_{str}} \quad (6.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{11,86} \cdot \frac{273,15 + 1233,6}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,10368} = 19,91 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje danému zloženiu spalín

6.1 Mreža - konvekcia spalín

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.1.1)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot 0,923 \cdot 0,952 \cdot \frac{0,138}{0,0603} \cdot \left(\frac{19,91 \cdot 0,0603}{2,37 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,611^{0,33} = 87,68 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

C_z je súčiniteľ na opravu pozdĺžnych rad

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,923 \quad (6.1.2)$$

C_s je korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (6.1.3)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3,98 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,66}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,952$$

σ_1 je pomerná priečna rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{240}{60,3} = 3,98 \quad (6.1.4)$$

σ_2 je pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{100}{60,3} = 1,66 \quad (6.1.5)$$

Prandlovo číslo

$$Pr = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{2,37 \cdot 10^{-4} \cdot 1,563 \cdot 0,228 \cdot 10^3}{0,138} = 0,611 \quad (6.1.6)$$

c_p je merná tepelná kapacita spalín

$$c_p = \frac{i_{st}}{t_{st} \cdot O_{sp}} = \frac{20193}{1233,6 \cdot 10,467} = 1,563 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (6.1.7)$$

Hustota spalín

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{273,15}{T_{str}} = 1,23 \cdot \frac{273,15}{1506,8} = 0,228 \frac{kg}{Nm^3} \quad (6.1.8)$$

6.2 Mreža - sálanie spalín

Tabuľka 6.2 Charakteristika sálania spalín - mreža

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Stredná teplota spalín	T_S	1506,8	[K]
Teplota zaprášeného povrchu stien, pre plyn +25°C	T_Z	587,2	[K]
Stupeň černosti povrchu stien pre počiatkový stav	a_{st}	0,8	[-]
Objemová časť vodnej pary	r_{H2O}	0,192	[-]
Objemová časť trojatómových plynov	r_{sp}	0,282	[-]
Celkový parciálny tlak trojatómových plynov	p_{sp}	0,029	[MPa]

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_Z}{T_S}} \quad (6.2.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,148 \cdot 1506,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,2}{1506,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,2}{1506,8}} = 41,03 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

k_s je súčiniteľ zoslabenia trojatómovými plynmi

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str}}{1000} \right) \quad (6.2.2)$$

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,402}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1506,8}{1000} \right) = 13,59 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

s je efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,24 \cdot 0,1}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,402 \text{ m} \quad (6.2.3)$$

Optická hustota spalín, druhý sčítanec v zátvorke odpadá pretože je to plynné palivo

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_{sp} + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{str} \cdot s = 13,59 \cdot 0,282 \cdot 0,10368 \cdot 0,402 \quad (6.2.4)$$

$$k \cdot p \cdot s = 0,159$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,148 \quad (6.2.5)$$

6.3 Mreža - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_{ks} + \alpha_{sal} = 1 \cdot 87,68 + 41,03 = 128,71 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.3.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 128,71 = 109,4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.3.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

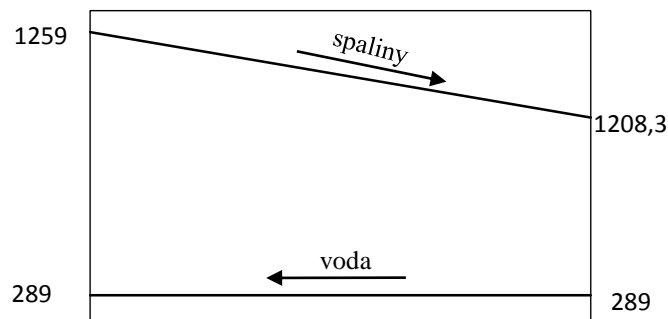
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_M = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{970 - 919,3}{\ln \frac{970}{919,3}} = 944,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.3.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 1259 - 289 = 970 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 1208,3 - 289 = 919,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 6.2 Teplotný spád - mreža

Plocha trubiek mreže

$$S_M = \pi \cdot D \cdot (z_1 \cdot z_2 + 2) \cdot l = \pi \cdot 0,0603 \cdot (18 \cdot 3 + 2) \cdot 3,6 = 38,19 \text{ } m^2 \quad (6.3.4)$$

Tepelný výkon prijatý mrežou

$$Q_M = S_M \cdot k \cdot \Delta t_M = \frac{13,19 \cdot 109,4 \cdot 944,4}{10^3} = 3946 \text{ } kW \quad (6.3.5)$$

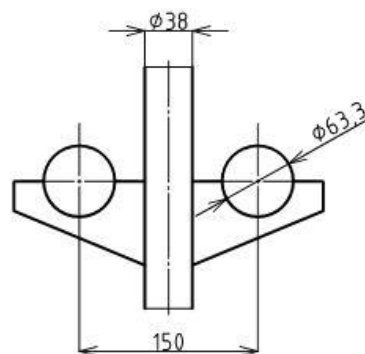
Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_M}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 20663 - 3946}{4,183} = 19720 \frac{kJ}{Nm^3} \quad (6.3.6)$$

Tejto entalpii odpovedá teplota 1208,3 °C

7 Obratová komora

Obratová komora je priestor za mrežou kotla, ktorý slúži k zmene smeru prúdu spalín a jeho nasmerovaniu do ďalšieho ťahu kotla. Zhora do obratovej komory vstupujú závesné trubky, ktoré slúžia hlavne na uchyteníu prehrievačov, ktoré sa nachádzajú pod obratovou komorou. Slúžia k tomu 2 bočné rady závesných trubiek, stredná rada je pridaná aby vychádzala vhodná rýchlosť pary v závesných trubkách. Schéma uchytenia prehrievačov je na obr. 7.1. Para v závesných trubkách prúdi zhora nadol - čiže ako súprud ku spalinám. V tomto výpočte používam zjednodušenie - prechod tepla vypočítam pre hlavnú plochu (závesné trubky) a potom ho pre ostatné plochy (membránová stena) pomerne podľa plochy S prepočítam. Rozdiel oproti mreži je že v tomto prípade sa jedná o pozdĺžne prúdenie. Rozmery spalínového kanála sú $A \times B = 5,27 \times 4,4$ m.



Obr. 7.1 Schématické znázornenie závesu

Tabuľka 7.1 Charakteristika - obratová komora

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer trubky	D_z	38	[mm]
Hrúbka steny trubky	t_l	5	[mm]
Počet závesných trubiek	n_z	87	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t_1	1208,3	[°C]
Predpokladaná teplota za výhrevnou plochou	t_2	1131,7	[°C]
Stredná teplota spalín	t_{str}	1169,9	[°C]
Stredná dĺžka trubiek	h	2,95	[m]
Stredný tlak spalín	p_{str}	0,10358	[MPa]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín pre t_{str}	λ	0,132	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita spalín pre t_{str}	ν	$2,21 \cdot 10^{-4}$	[m ² /s]
Entalpia vstupujúcich spalín	i_1	19720	[kJ/Nm ³]
Entalpia spalín o teplote t_{str}	i_{st}	19031	[kJ/Nm ³]

Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} = 5,27 \cdot 4,4 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 23,1 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (7.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{23,1} \cdot \frac{273,15 + 1169,9}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,10358} = 9,8 \frac{m}{s}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje danému zloženiu spalín

7.1 Obratová komora - závesné trubky - konvekcia spalín

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.1.1)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{0,132}{3,12} \cdot \left(\frac{9,8 \cdot 3,61}{2,21 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,618^{0,4} = 10,44 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

d_e je ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 23,1}{29,73} = 3,12 \text{ m} \quad (7.1.2)$$

F je svetlý prierez kanálu

$$F = A \cdot B - \left(n_z \cdot \frac{\pi \cdot D_z^2}{4} \right) = 5,27 \cdot 4,4 - \left(87 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \right) = 23,1 \text{ m}^2 \quad (7.1.3)$$

O je obvod prierezu kanálu

$$O = 2 \cdot (A + B) + n_z \cdot \pi \cdot D_z = 2 \cdot (5,27 + 4,4) + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 = 29,73 \text{ m} \quad (7.1.4)$$

Prandlovo číslo

$$Pr = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 1,553 \cdot 0,238 \cdot 10^3}{0,132} = 0,618 \quad (7.1.5)$$

c_p je merná tepelná kapacita spalín

$$c_p = \frac{i_{st}}{t_{st} \cdot O_{sp}} = \frac{19031}{1169,9 \cdot 10,467} = 1,554 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (7.1.6)$$

Hustota spalín:

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{273,15}{T_{st}} = 1,23 \cdot \frac{273,15}{1443,1} = 0,238 \frac{kg}{Nm^3} \quad (7.1.7)$$

7.2 Obratová komora - závesné trubky – sálanie spalín

Tabuľka 7.2 Charakteristika sálanie spalín - obratová komora

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Stredná teplota spalín	T_s	1443,1	[K]
Teplota zaprášeného povrchu stien, pre plyn +25°C	T_z	590,2	[K]
Stupeň črnosti povrchu stien pre počiatkový stav	a_{st}	0,8	[-]
Objemová časť vodnej pary	r_{H_2O}	0,192	[-]
Objemová časť trojatómových plynov	r_{sp}	0,282	[-]
Celkový parciálny tlak trojatómových plynov	p_{sp}	0,029	[MPa]

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (7.2.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,292 \cdot 1443,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{590,2}{1443,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{590,2}{1443,1}} = 73,15 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

k_s je súčiniteľ zoslabenia trojatómovými plynmi

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \quad (7.2.2)$$

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 1,83}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1443,2}{1000} \right) = 6,5 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

s je efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{68,01}{133,93} = 1,83 \text{ m} \quad (7.2.3)$$

V je objem sálavej vrstvy

$$V = A \cdot B \cdot h - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} \cdot h \quad (7.2.4)$$

$$V = 5,27 \cdot 4,4 \cdot 2,95 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 2,95 = 68,01 \text{ m}^3$$

F_{st} je celkový povrch stien sálavej vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot A \cdot h + 2 \cdot A \cdot B + 2 \cdot B \cdot h + n_z \cdot \pi \cdot D_z \cdot h \quad (7.2.5)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 5,27 \cdot 2,95 + 2 \cdot 5,27 \cdot 4,4 + 2 \cdot 4,4 \cdot 2,95 + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,95 = 133,93 \text{ m}^2$$

Optická hustota spalín, druhý sčítanec v zátvorke odpadá pretože je to plynné palivo

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{str} \cdot s = 6,5 \cdot 0,282 \cdot 0,10358 \cdot 1,83 \quad (7.2.6)$$

$$k \cdot p \cdot s = 0,345$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,292 \quad (7.2.7)$$

7.3 Obratová komora - závesné trubky - konvekcia para

Tabuľka 7.3 Charakteristika konvekcia pary – obratová komora

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietokné množstvo pary	M_p	43,6	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d_z	28	[mm]
Teplota pary na vstupe	t_{vs}	289	[°C]
Teplota pary na výstupe	t_{vy}	295	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	292	[°C]
Stredný tlak pary	p_{st}	72,75	[bar]
Merný objem pary	v	0,027	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,065	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$5,2 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	1,525	[-]

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.3.1)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,065}{0,028} \cdot \left(\frac{21,7 \cdot 0,0521}{5,2 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,525^{0,4} = 4510 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť pary v závesných trubkách

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S_{tr}} = \frac{43,6 \cdot 0,027}{0,054} = 21,7 \frac{m}{s} \quad (7.3.2)$$

Prietokný prierez trubiek

$$S_{tr} = n_z \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} = 58 \cdot \frac{\pi \cdot 28^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,054 m^2 \quad (7.3.3)$$

7.4 Obratová komora - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_{ks} + \alpha_{sal} = 1 \cdot 73,15 + 10,44 = 83,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.4.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_{kp}}} = \frac{0,85 \cdot 83,6}{1 + \frac{83,6}{4510}} = 69,8 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.4.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

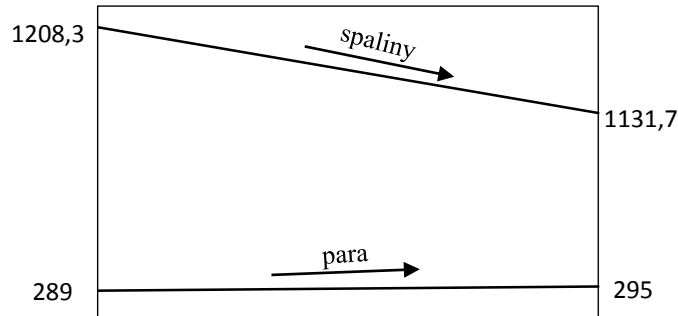
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{ZT1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{919,2 - 836,7}{\ln \frac{919,2}{836,7}} = 877,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.4.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 1208,3 - 289 = 919,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 1131,7 - 295 = 836,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 7.2 Teplotný spád - závesné trubky OK

Teplotný výkon odvedený závesnými trúbkami

$$Q_{ZT1} = S_{ZT1} \cdot k \cdot \Delta t_{ZT1} = \frac{30,59 \cdot 69,8 \cdot 919,2}{10^3} = 1872 \text{ kW} \quad (7.4.4)$$

Výhrevná plocha závesných trúbok

$$S_{ZT1} = \pi \cdot D \cdot n \cdot h = \pi \cdot 0,038 \cdot 87 \cdot 2,95 = 30,59 \text{ m}^2 \quad (7.4.5)$$

Teplotný výkon na 1m²

$$q = \frac{Q_{ZT}}{S_{ZT1}} = \frac{1872}{30,59} = 61,2 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \quad (7.4.6)$$

Plocha bočných stien

$$S_{ST} = A \cdot B + 2 \cdot A \cdot h + 2,2 \cdot B \quad (7.4.7)$$

$$S_{ST} = 5,27 \cdot 4,4 + 2 \cdot 5,27 \cdot 2,95 + 2,2 \cdot 4,4 = 63,54 \text{ m}^2$$

Výkon bočných-membránových stien

$$Q_{ST} = q \cdot S_{ST} = 61,2 \cdot 63,54 = 3889 \text{ kW} \quad (7.4.8)$$

Celkový výkon výhrevných plôch v tejto oblasti

$$Q_C = Q_{ZT1} + Q_{ST} = 1872 + 3889 = 5761 \text{ kW} \quad (7.4.9)$$

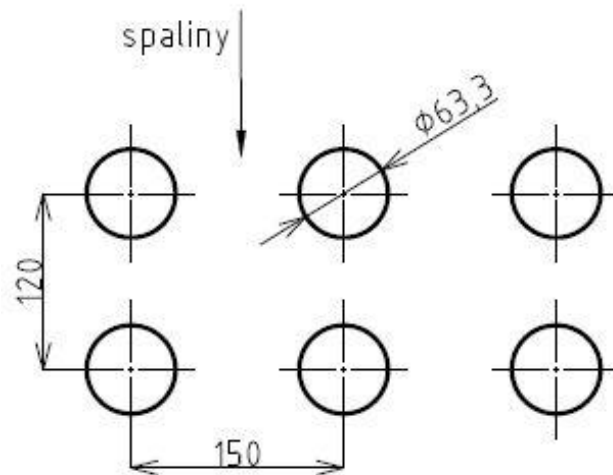
Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 19720 - 5761}{4,183} = 18343 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (7.4.10)$$

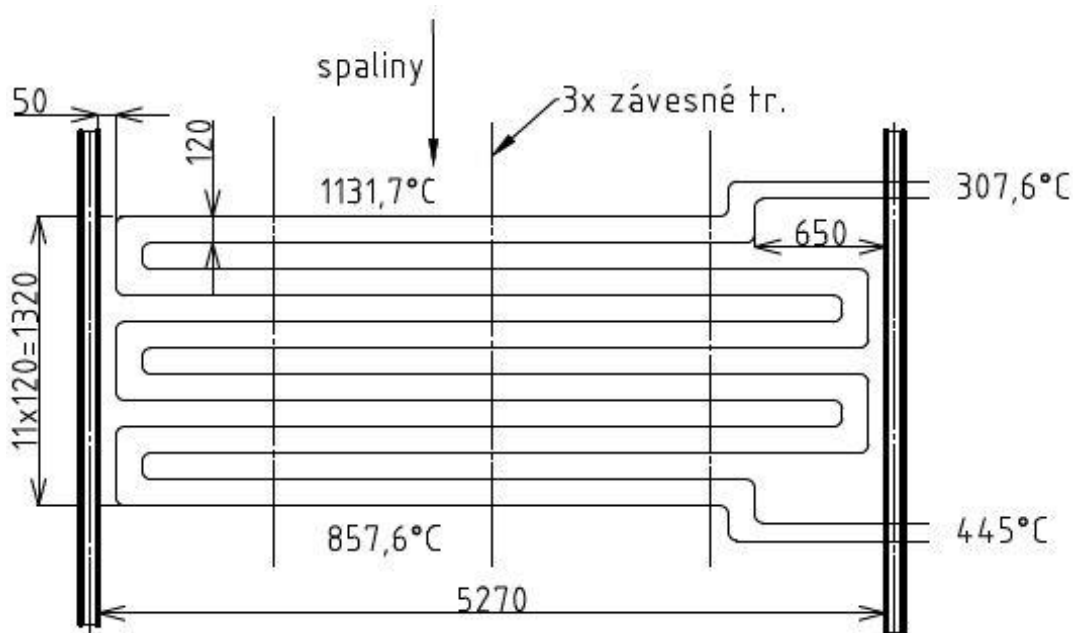
Tejto entalpii odpovedá teplota 1131,7 °C

8 Prehrievač P2

Jedná sa o súprdu výmenník ktorý je tvorený 58 dvojhadmi. Prehrievač je situovaný v hornej časti ťahu pod obratovou komorou. Spracováva najväčší entalpický spád. Vstrek pred týmto prehrievačom slúži ako hlavný regulátor teploty pary. Po iteračných výpočtoch som zmenil teplotu za vstrekom V1 teda pred prehrievačom P2 z 308 °C na 307,6 °C aby mi vychádzala presnejšia odchýlka tepla prijatého od tepla odvedeného médiom.



Obr. 8.1 Rozloženie trubiek P2



Obr. 8.2 Schéma prehrievača P2

Tabuľka 8.1 Charakteristika prehrievača P2

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer trubky	D	63,3	[mm]
Hrúbka steny trubky	tl	5,6	[mm]
Priečna rozteč	s ₁	150	[mm]
Pozdĺžna rozteč	s ₂	120	[mm]
Počet rad priechne	z ₁	29	[-]
Počet rad pozdĺžne	z ₁	12	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t ₁	1131,7	[°C]
Predpokladná teplota za výhrevnou plochou	t ₂	857,6	[°C]
Stredná teplota spalín	t _{str}	994,6	[°C]
Teplota vstupnej pary	t _{vs}	307,6	[°C]
Teplota výstupnej pary	t _{vy}	445	[°C]
Stredná dĺžka hadov	l _{str}	5,05	[m]
Stredný tlak spalín	p _{str}	0,103425	[MPa]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín pre t _{str}	λ	0,115	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita spalín pre t _{str}	ν	1,77 · 10 ⁻⁴	[m ² /s]
Entalpia vstupujúcich spalín	i ₁	18343	[kJ/Nm ³]
Entalpia spalín o teplote t _{str}	i _{str}	15878	[kJ/Nm ³]
Priemer závesných trubiek	D _z	38	[mm]
Počet závesných trubiek	n _z	87	[-]

Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot l \cdot D - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} \quad (8.1)$$

$$S_{sp} = 5,27 \cdot 4,4 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,0633 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 13,82 \text{ m}^2$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{str}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (8.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{13,82} \cdot \frac{273,15 + 994,6}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,103525} = 14,41 \frac{m}{s}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje danému zloženiu spalín

8.1 Prehrievač P2 - konvekcia spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.1.1)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,115}{0,0633} \cdot \left(\frac{14,41 \cdot 0,0633}{1,78 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,635^{0,33} = 81,03 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



C_z je súčiniteľ na opravu pozdĺžnych rad, ak $z_2 > 10$ $C_z = 1$

C_s je korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,37 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,9}{2}\right)^3\right]^2} = 1 \quad (8.1.2)$$

σ_1 je pomerná priečna rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{150}{63,3} = 2,37 \quad (8.1.3)$$

σ_2 je pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{120}{63,3} = 1,9 \quad (8.1.4)$$

Prandlovo číslo

$$P_r = \frac{v \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,77 \cdot 10^{-4} \cdot 1,525 \cdot 0,271 \cdot 10^3}{0,115} = 0,635 \quad (8.1.5)$$

c_p je merná tepelná kapacita spalín

$$c_p = \frac{i_{str}}{t_{str} \cdot O_{sp}} = \frac{15878}{994,6 \cdot 10,467} = 1,525 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (8.1.6)$$

Hustota spalín

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{273,15}{T_{str}} = 1,23 \cdot \frac{273,15}{1267,8} = 0,271 \frac{kg}{Nm^3} \quad (8.1.7)$$

8.2 Prehrievač P2 - sálanie spalín

Tabuľka 8.2 Charakteristika sálania spalín P2

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Stredná teplota spalín	T_s	1267,8	[K]
Teplota zaprášeného povrchu stien, pre plyn +25°C	T_z	674,5	[K]
Stupeň černosti povrchu stien pre počiatkový stav	a_{st}	0,8	[-]
Objemová časť vodnej pary	r_{H_2O}	0,192	[-]
Objemová časť trojatómových plynov	r_{sp}	0,282	[-]
Celkový parciálny tlak trojatómových plynov	p_{sp}	0,029	[MPa]
Koeficient pre spaľovanie plynu	P	0,3	[-]
Teplota spalín v objeme pred zväzkom	T_0	1442,6	[K]
Dĺžka voľnej plochy pred prehrievačom	l_0	2,95	[m]
Dĺžka zväzku prehrievača	l_s	1,32	[m]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (8.2.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,146 \cdot 1267,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{674,5}{1267,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{674,5}{1267,8}} = 29,2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

k_s je súčiniteľ zoslabenia sárania trojatómovými plynmi

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \quad (8.2.2)$$

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,269}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1267,8}{1000} \right) = 20,1 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

s je efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0633 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,15 \cdot 0,12}{0,0633^2} - 1 \right) = 0,269 \text{ m} \quad (8.2.3)$$

Optická hustota spalín, druhý sčítanec v zátvorke odpadá pretože je to plynné palivo

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{str} \cdot s = 20,1 \cdot 0,282 \cdot 0,103425 \cdot 0,269 \quad (8.2.4)$$

$$k \cdot p \cdot s = 0,158$$

Stupeň čierosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,146 \quad (8.2.5)$$

Korekcia na sárania voľných priestorov

$$\alpha_s = k_0 \cdot \alpha_{sal} = 1,35 \cdot 29,2 = 39,36 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.2.6)$$

$$k_0 = 1 + P \cdot \left(\frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1443,1}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2,95}{1,32} \right)^{0,07} = 1,35 \quad (8.2.7)$$

8.3 Prehrievač P2 - konvekcia pary

Tabuľka 8.3 Charakteristika konvekcie pary P2

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietochné množstvo pary	M_p	46,57	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d	52,1	[mm]
Teplota pary na vstupe	t_{vs}	307,6	[°C]
Teplota pary na výstupe	t_{vy}	445	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	376,3	[°C]
Stredný tlak pary	p_{st}	70	[bar]
Merný objem pary	v	0,038	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,06	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$8,84 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	1,09	[-]



Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.3.1)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,06}{0,0521} \cdot \left(\frac{14,24 \cdot 0,0521}{8,84 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,09^{0,4} = 1515 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť pary v prehrievači P2

$$w_p = \frac{M_p \cdot \nu}{S} = \frac{46,57 \cdot 0,038}{0,124} = 14,24 \frac{m}{s} \quad (8.3.2)$$

Prietočný prierez trubiek

$$S_{tr} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 58 \cdot \frac{\pi \cdot 52,1^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,124 m^2 \quad (8.3.3)$$

8.4 Prehrievač P2 - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_{ks} + \alpha_s = 0,95 \cdot 81,03 + 39,36 = 116,3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.3.4)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 0,95$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_{kp}}} = \frac{0,85 \cdot 116,3}{1 + \frac{116,3}{1515}} = 91,83 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.3.5)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

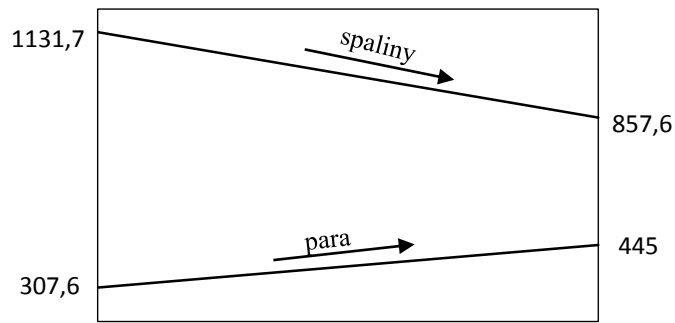
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{SH2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{824,1 - 412,6}{\ln \frac{824,1}{412,6}} = 594,8 \text{ } ^\circ C \quad (8.3.6)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 1131,7 - 307,6 = 824,1 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 857,6 - 445 = 412,6 \text{ } ^\circ C$$



Obr. 8.3 Teplotný spád prehrievača P2

Plocha trubiek prehrievača P2

$$S_{SH2} = \pi \cdot D \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} = \pi \cdot 0,0633 \cdot 29 \cdot 12 \cdot 5,05 = 349,5 \text{ m}^2 \quad (8.3.7)$$

Tepelný výkon prijatý prehrievačom P2

$$Q_{SH2} = S_{SH2} \cdot k \cdot \Delta t_{SH2} = \frac{349,5 \cdot 91,83 \cdot 594,8}{10^3} = 19090 \text{ kW} \quad (8.3.8)$$

Výkon na strane média

$$Q_{P2} = M_p \cdot (i_{m1} - i_{m2}) = 46,57 \cdot (3277,1 - 2866,7) = 19110 \text{ kW} \quad (8.3.9)$$

Bilančná odchýlka prijatého tepla od tepla odvedeného médiom

$$x = \frac{Q_{P2} - Q_{SH2}}{Q_{P2}} \cdot 100 = \frac{19110 - 19090}{19110} \cdot 100 = 0,105 \% \quad (8.3.10)$$

8.5 P2 - závesné trubky - konvekcia pary

Tabuľka 8.4 Charakteristika konvekcie pary - závesné trubky P2

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietočné množstvo pary	M_p	43,36	[kg/s]
Vnútorňý priemer trubky	d	28	[mm]
Teplota pary na vstupe ZT	t_{z1}	292	[°C]
Teplota pary na výstupe ZT	t_{z2}	296	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	294	[°C]
Stredný tlak pary	p_{st}	72,75	[bar]
Merný objem pary	v	0,027	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,064	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$5,24 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	1,493	[-]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pary

$$\alpha_{kzp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.5.1)$$

$$\alpha_{kzp} = 0,023 \cdot \frac{0,064}{0,028} \cdot \left(\frac{21,92 \cdot 0,028}{5,24 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,493^{0,4} = 4417 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť pary v závesných trubkách

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S_{tr}} = \frac{43,6 \cdot 0,027}{0,054} = 21,92 \frac{m}{s} \quad (8.5.2)$$

Prietočný prierez trubiiek

$$S_{tr} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 87 \cdot \frac{\pi \cdot 28^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,054 m^2 \quad (8.5.3)$$

8.6 P2 - závesné trubky - konvekcia spalín

$$\alpha_{kzs} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.6.1)$$

$$\alpha_{kzs} = 0,023 \cdot \frac{0,115}{0,169} \cdot \left(\frac{14,41 \cdot 0,169}{1,77 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,635^{0,4} = 26,7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

d_e je ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 13,82}{326,3} = 0,169 m \quad (8.6.2)$$

F je svetlý prierez kanála v tomto prípade je rovný prietocnej ploche spalín

$$F = A \cdot B - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} - D \cdot l_{str} \cdot z_1 \quad (8.6.3)$$

$$F = 5,27 \cdot 4,4 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} - 0,0633 \cdot 5,05 \cdot 29 = 13,82 m$$

O je obvod prierezu kanála

$$O = 2 \cdot (A + B) + n_z \cdot \pi \cdot D_z + 2 \cdot (D + l_{str}) \cdot z_1 \quad (8.6.3)$$

$$O = 2 \cdot (5,27 + 4,4) + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 + 2 \cdot (0,0633 + 5,05) \cdot 29 = 326,3 m$$

8.7 P2 - závesné trubky - sálanie spalín

$$\alpha_{sz} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (8.7.1)$$

$$\alpha_{sz} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,146 \cdot 1267,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{592,15}{1267,8} \right)^{3,6}}{1 - \frac{592,15}{1267,8}} = 26,7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tento vzorec sa líši od vzorca (8.2.1) iba v teplote T_z

T_z je absolútna teplota zaprášeného povrchu stien

$$T_z = t_p + \Delta t = 294 + 25 + 273,15 = 592,15 \text{ K} \quad (8.7.2)$$

8.8 P2 - závesné trubky - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_{cz} = \omega \cdot \alpha_{kzs} + \alpha_{sz} = 1 \cdot 26,7 + 26,7 = 53,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (8.8.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k_z = \frac{\psi \cdot \alpha_{cz}}{1 + \frac{\alpha_{cz}}{\alpha_{kzp}}} = \frac{0,85 \cdot 53,4}{1 + \frac{53,4}{4417}} = 44,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (8.8.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

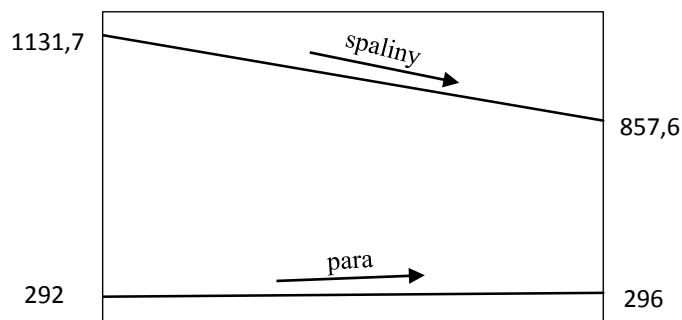
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{zT} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{839,7 - 561,6}{\ln \frac{839,7}{561,6}} = 691,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.8.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{z1} = 1131,7 - 292 = 839,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{z2} = 857,6 - 296 = 561,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 8.4 Stredný logaritmický teplotný spád - závesné trubky P2

Plocha závesných trúbiek:

$$S_{zT} = n_z \cdot \pi \cdot D_z \cdot h = 87 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 1,32 = 13,71 \text{ m}^2 \quad (8.8.4)$$

h je výška závesných trúbiek a membránovej steny

$$h = 1,32 \text{ m}$$

Tepelný výkon odvedený závesnými trúbkami v časti prehrievača P2



$$Q_{ZT} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t = \frac{13,71 \cdot 44,9 \cdot 691,3}{10^3} = 426 \text{ kW} \quad (8.8.5)$$

8.9 P2 - membránová stena - sálanie spalín

$$\alpha_{sm} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (8.9.1)$$

$$\alpha_{sm} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,146 \cdot 1267,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,15}{1267,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,15}{1267,8}}$$

$$\alpha_{sm} = 26,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tento vzorec sa líši od vzorca (8.2.1) iba v teplote T_z

$$T_z = t_{vyp} + \Delta t = 289 + 25 + 273,15 = 587,15 \text{ K} \quad (8.9.2)$$

8.10 P2 - membránová stena - celkový súčiniteľ prestupu tepla

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou spalín je rovnaký ako pre závesné trubky (8.6.1)

$$\alpha_{cm} = \omega \cdot \alpha_{kzs} + \alpha_{sm} = 1 \cdot 26,7 + 26,6 = 53,3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.10.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k_m = \psi \cdot \alpha_{cm} = 0,85 \cdot 53,3 = 45,3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.10.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

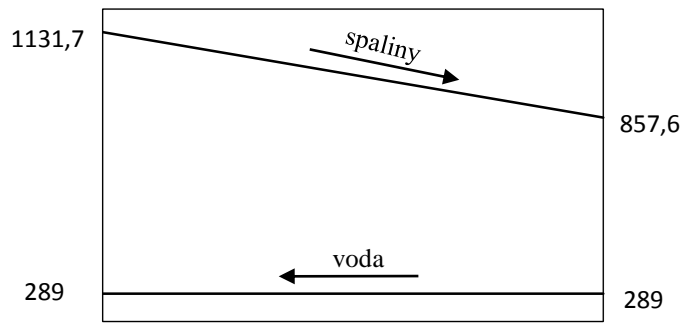
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{MS} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{842,7 - 568,6}{\ln \frac{842,7}{568,6}} = 66,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.10.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vyp} = 1131,7 - 289 = 842,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vyp} = 857,6 - 289 = 568,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 8.5 Teplotný spád - membránová stena P2

Plocha membránovej steny

$$S_{MS} = 2 \cdot h \cdot (A + B) = 2 \cdot 1,32 \cdot (5,27 + 4,4) = 25,53 \text{ m}^2 \quad (8.10.4)$$

h je výška závesných trubiek a membránovej steny

$$h = 1,32 \text{ m}$$

Tepelný výkon odvedený membránovou stenou v časti prehrievača P2

$$Q_{MS} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t = \frac{25,53 \cdot 45,3 \cdot 696,7}{10^3} = 806 \text{ kW} \quad (8.10.5)$$

8.11 P2 - Celková bilancia

Celkový výkon prijatý plochou v časti prehrievača P2

$$Q_C = Q_{SH1} + Q_{ZT} + Q_{MS} = 19090 + 426 + 806 = 20321 \text{ kW} \quad (8.11.1)$$

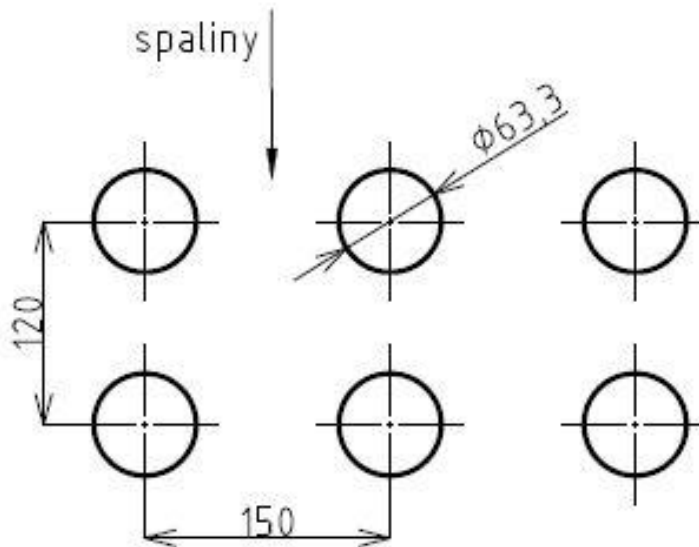
Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 18343 - 20321}{4,183} = 13485 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (8.11.2)$$

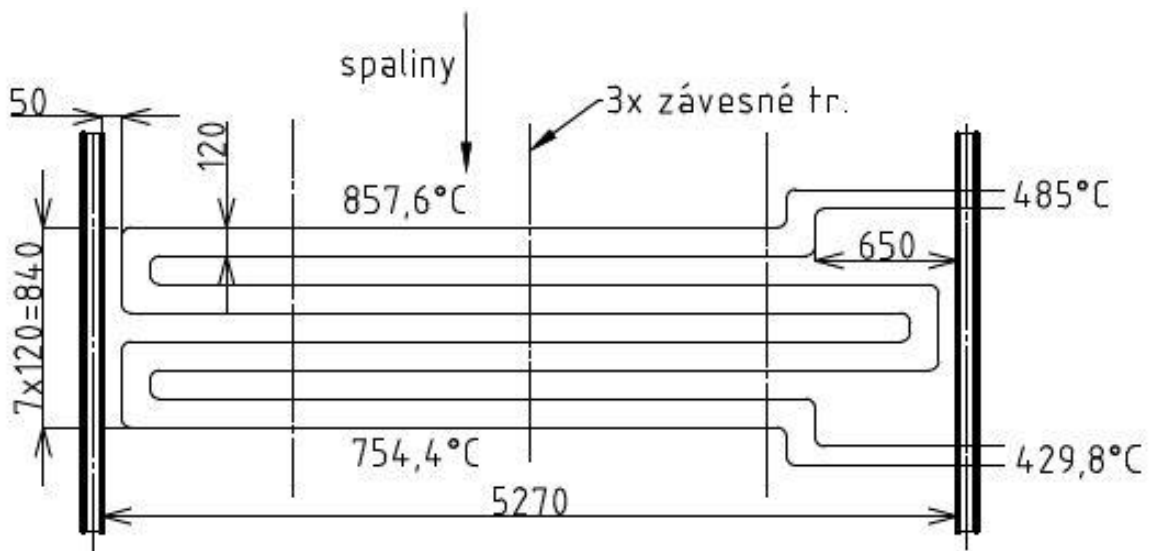
Tejto entalpii odpovedá teplota 857,6 °C

9 Prehrievač P3

Jedná sa o protiprúdy výmenník ktorý je tvorený 58 dvojhadmi. Prehrievač je situovaný v strednej časti 2.ťahu. Po iteračných výpočtoch som zmenil teplotu za vstrekom V2 a teda pred prehrievačom P3 z 430 °C na 429,8 °C aby mi vychádzala presnejšia odchýlka tepla prijatého od tepla odvedeného médiom.



Obr. 9.1 Rozloženie trubiek P3



Obr. 9.2 Schéma prehrievača P3

Tabuľka 9.1 Charakteristika prehrievača P3

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer trubky	D	63,3	[mm]
Hrúbka steny trubky	tl	5,6	[mm]
Priečna rozteč	s ₁	150	[mm]
Pozdĺžna rozteč	s ₂	120	[mm]
Počet rad priechne	z ₁	29	[-]
Počet rad pozdĺžne	z ₁	8	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t ₁	857,6	[°C]
Predpokladná teplota za výhrevnou plochou	t ₂	754,4	[°C]
Stredná teplota spalín	t _{str}	805	[°C]
Teplota vstupnej pary	t _{vs}	429,8	[°C]
Teplota výstupnej pary	t _{vy}	485	[°C]
Stredná dĺžka hadov	l _{str}	5,05	[m]
Stredný tlak spalín	p _{str}	0,103175	[MPa]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín pre t _{str}	λ	0,098	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita spalín pre t _{str}	ν	1,36 · 10 ⁻⁴	[m ² /s]
Entalpia vstupujúcich spalín	i ₁	13485	[kJ/Nm ³]
Entalpia spalín o teplote t _{str}	i _{str}	12592	[kJ/Nm ³]
Priemer závesných trubiek	D _z	38	[mm]
Počet závesných trubiek	n _z	87	[-]

Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot l \cdot D - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} \quad (9.1)$$

$$S_{sp} = 5,27 \cdot 4,4 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,0633 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 13,82 \text{ m}^2$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{str}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (9.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{13,82} \cdot \frac{273,15 + 805}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,103175} = 12,29 \frac{m}{s}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje, danému zloženiu spalín

9.1 Prehrievač P3 - konvekcia spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.1.1)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 1 \cdot \frac{0,098}{0,0633} \cdot \left(\frac{12,29 \cdot 0,0633}{1,36 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,66^{0,33} = 73,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



C_z je súčiniteľ na opravu pozdĺžnych rad

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,985 \quad (9.1.2)$$

C_s je korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,37 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,9}{2}\right)^3\right]^2} = 1 \quad (9.1.3)$$

σ_1 je pomerná priečna rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{150}{63,3} = 2,37 \quad (9.1.4)$$

σ_2 je pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{120}{63,3} = 1,9 \quad (9.1.5)$$

Prandlovo číslo

$$P_r = \frac{v \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,36 \cdot 10^{-4} \cdot 1,492 \cdot 0,317 \cdot 10^3}{0,098} = 0,66 \quad (9.1.6)$$

c_p je merná tepelná kapacita spalín

$$c_p = \frac{i_{str}}{t_{str} \cdot O_{sp}} = \frac{12592}{805 \cdot 10,467} = 1,492 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (9.1.7)$$

Hustota spalín

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{273,15}{T_{str}} = 1,23 \cdot \frac{273,15}{1079,1} = 0,317 \frac{kg}{Nm^3} \quad (9.1.8)$$

9.2 Prehrievač P3 - sálanie spalín

Tabuľka 9.2 Charakteristika sálania spalín P3

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Stredná teplota spalín	T_s	1079,1	[K]
Teplota zaprášeného povrchu stien, pre plyn +25°C	T_z	755,6	[K]
Stupeň černosti povrchu stien pre počiatočný stav	a_{st}	0,8	[-]
Objemová časť vodnej pary	r_{H_2O}	0,192	[-]
Objemová časť trojatómových plynov	r_{sp}	0,282	[-]
Celkový parciálny tlak trojatómových plynov	p_{sp}	0,029	[MPa]
Koeficient pre spaľovanie plynu	P	0,3	[-]
Teplota spalín v objeme pred zväzkom	T_0	1079,1	[K]
Dĺžka voľnej plochy pred prehrievačom	l_0	0,6	[m]
Dĺžka zväzku prehrievača	l_s	0,84	[m]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (9.2.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,163 \cdot 1079,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{755,8}{1079,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{755,8}{1079,1}} = 25,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

k_s je súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \quad (9.2.2)$$

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,269}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1079,1}{1000} \right) = 22,8 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

s je efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0633 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,15 \cdot 0,12}{0,0633^2} - 1 \right) = 0,269 \text{ m} \quad (9.2.3)$$

Optická hustota spalín, druhý sčítanec v zátvorke odpadá pretože je to plynné palivo

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{str} \cdot s = 22,8 \cdot 0,282 \cdot 0,103425 \cdot 0,269 \quad (9.2.4)$$

$$k \cdot p \cdot s = 0,178$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,163 \quad (9.2.5)$$

Korekcia na sálania voľných priestorov

$$\alpha_s = k_0 \cdot \alpha_{sal} = 1,3 \cdot 25,3 = 32,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.2.6)$$

$$k_0 = 1 + P \cdot \left(\frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1079,1}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6}{0,84} \right)^{0,07} = 1,3 \quad (9.2.7)$$

9.3 Prehrievač P3 - konvekcia pary

Tabuľka 9.3 Charakteristika konvekcie pary P3

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietokné množstvo pary	M_p	47,22	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d	52,1	[mm]
Teplota pary na vstupe	t_{vs}	429,8	[°C]
Teplota pary na výstupe	t_{vy}	485	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	457,4	[°C]
Stredný tlak pary	p_{str}	68	[bar]
Merný objem pary	v	0,046	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,067	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$1,25 \cdot 10^{-6}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	0,99	[-]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (9.3.1)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,067}{0,0521} \cdot \left(\frac{17,65 \cdot 0,0521}{1,25 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot 0,99^{0,4} = 1469 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť pary v prehrievači P3

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S} = \frac{47,22 \cdot 0,046}{0,124} = 17,65 \frac{m}{s} \quad (9.3.2)$$

Prietokný prierez trubiek

$$S_{tr} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 58 \cdot \frac{\pi \cdot 52,1^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,124 m^2 \quad (9.3.3)$$

9.4 Prehrievač P3 - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_{ks} + \alpha_s = 0,95 \cdot 73,3 + 32,9 = 102,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.4.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 0,95$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_{kp}}} = \frac{0,85 \cdot 102,6}{1 + \frac{102,6}{1468}} = 81,5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.4.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

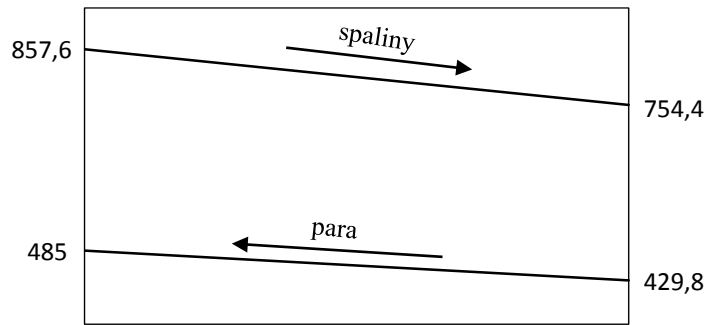
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmickej teplotný spád

$$\Delta t_{SH3} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{372,6 - 324,6}{\ln \frac{372,6}{324,6}} = 348 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.4.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 857,6 - 485 = 372,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 754,4 - 429,8 = 324,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 9.3 Teplotný spád prehrievača P3

Plocha trubiek prehrievača P2

$$S_{SH3} = \pi \cdot D \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} = \pi \cdot 0,0633 \cdot 29 \cdot 8 \cdot 5,05 = 233 \text{ m}^2 \quad (9.4.4)$$

Teplný výkon prijatý prehrievačom P3

$$Q_{SH3} = S_{SH3} \cdot k \cdot \Delta t_{SH3} = \frac{233 \cdot 81,5 \cdot 348}{10^3} = 6607 \text{ kW} \quad (9.4.5)$$

Výkon na strane média

$$Q_{P3} = M_p \cdot (i_{m1} - i_{m2}) = 47,22 \cdot (3378,5 - 3238,7) = 6603 \text{ kW} \quad (9.4.6)$$

Bilančná odchýlka prijatého tepla od tepla odvedeného médiom

$$x = \frac{Q_{P3} - Q_{SH3}}{Q_{P3}} \cdot 100 = \frac{6603 - 6607}{6603} \cdot 100 = -0,064 \% \quad (9.4.7)$$

9.5 P3 - závesné trubky - konvekcia pary

Tabuľka 9.4 Charakteristika konvekcie pary - závesné trubky P3

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietochné množstvo pary	M_p	43,36	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d	28	[mm]
Teplota pary na vstupe ZT	t_{z1}	294	[°C]
Teplota pary na výstupe ZT	t_{z2}	297	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	295,5	[°C]
Stredný tlak pary	p_{st}	72,75	[bar]
Merný objem pary	v	0,027	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,064	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$5,31 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	1,471	[-]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pary

$$\alpha_{kzp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (9.5.1)$$

$$\alpha_{kzp} = 0,023 \cdot \frac{0,064}{0,028} \cdot \left(\frac{22,1 \cdot 0,028}{5,31 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,471^{0,4} = 4353 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť v závesných trubkách

$$w_p = \frac{M_p \cdot \nu}{S_{tr}} = \frac{43,36 \cdot 0,027}{0,054} = 22,1 \frac{m}{s} \quad (9.5.2)$$

Prietochný prierez trubiiek:

$$S_{tr} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 87 \cdot \frac{\pi \cdot 28^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,054 m^2 \quad (9.5.3)$$

9.6 P3 - závesné trubky - konvekcia spalín

$$\alpha_{kzs} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (9.6.1)$$

$$\alpha_{kzs} = 0,023 \cdot \frac{0,098}{0,169} \cdot \left(\frac{12,29 \cdot 0,169}{1,36 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,66^{0,4} = 25 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

d_e je ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 13,82}{326,3} = 0,169 m \quad (9.6.2)$$

F je svetlý prierez kanála v tomto prípade je rovný prietochnej ploche spalín

$$F = A \cdot B - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} - D \cdot l_{str} \cdot z_1 \quad (9.6.3)$$

$$F = 5,27 \cdot 4,4 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} - 0,0633 \cdot 5,05 \cdot 29 = 13,82 \text{ m}$$

O je obvod prierezu kanála

$$O = 2 \cdot (A + B) + n_z \cdot \pi \cdot D_z + 2 \cdot (D + l_{str}) \cdot z_1 \quad (9.6.4)$$

$$O = 2 \cdot (5,27 + 4,4) + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 + 2 \cdot (0,0633 + 5,05) \cdot 29 = 326,3 \text{ m}$$

9.7 P3 - závesné trubky - sálanie spalín

$$\alpha_{sz} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (9.7.1)$$

$$\alpha_{sz} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,163 \cdot 1079,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{593,7}{1079,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{593,7}{1079,1}} = 20,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tento vzorec sa líši od vzorca (8.2.1) iba v teplote T_z

T_z je absolútna teplota zaprášeného povrchu stien

$$T_z = t_p + \Delta t = 295,5 + 25 + 273,15 = 593,7 \text{ K} \quad (9.7.2)$$

9.8 P3 - závesné trubky - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_{cz} = \omega \cdot \alpha_{kzs} + \alpha_{sz} = 1 \cdot 25 + 20,6 = 45,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.8.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k_z = \frac{\psi \cdot \alpha_{cz}}{1 + \frac{\alpha_{cz}}{\alpha_{kzp}}} = \frac{0,85 \cdot 45,7}{1 + \frac{45,7}{4353}} = 38,4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.8.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

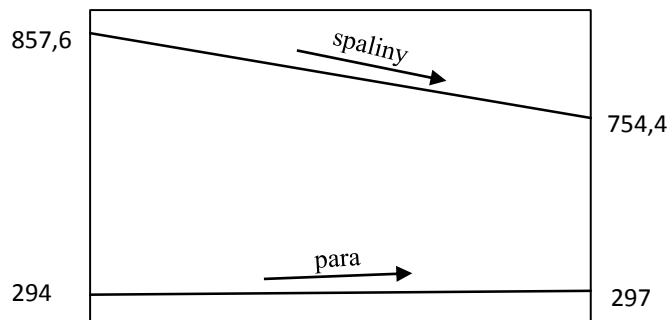
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmickej teplotný spád

$$\Delta t_{zT} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{563,6 - 457,4}{\ln \frac{563,6}{457,4}} = 508,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.8.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{z1} = 857,6 - 294 = 563,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{z2} = 754,4 - 297 = 457,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 9.4 Teplotný spád - závesné trubky P3

Plocha závesných trubiek:

$$S_{ZT} = n_z \cdot \pi \cdot D_z \cdot h = 87 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 1,44 = 14,96 \text{ m}^2 \quad (9.8.4)$$

h je výška závesných trubiek a membránovej steny

$$h = 1,44 \text{ m}$$

Tepelný výkon odvedený závesnými trubkami v časti prehrievača P2

$$Q_{ZT} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t = \frac{14,96 \cdot 38,4 \cdot 508,6}{10^3} = 292 \text{ kW} \quad (9.8.5)$$

9.9 P3 - membránová stena - sálanie spalín

$$\alpha_{sm} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (9.9.1)$$

$$\alpha_{sm} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,163 \cdot 1079,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,15}{1079,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,15}{1079,1}}$$

$$\alpha_{sm} = 20,5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tento vzorec sa líši od vzorca (8.2.1) iba v teplote T_z

$$T_z = t_{vyp} + \Delta t = 289 + 25 + 273,15 = 587,15 \text{ K} \quad (9.9.2)$$

9.10 P3 - membránová stena - celkový súčiniteľ prestupu tepla

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou spalín je rovnaký ako pre závesné trubky (9.6.1)

$$\alpha_{cm} = \omega \cdot \alpha_{kzs} + \alpha_{sm} = 1 \cdot 25 + 20,5 = 45,5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.10.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k_m = \psi \cdot \alpha_{cm} = 0,85 \cdot 45,5 = 38,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.10.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

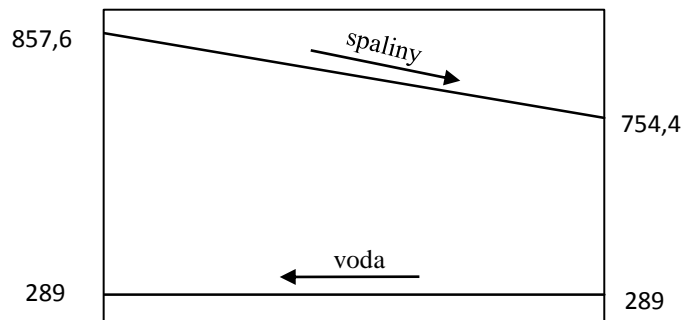
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{MS} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{568,6 - 465,4}{\ln \frac{568,6}{465,4}} = 515,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.10.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vyp} = 857,6 - 289 = 568,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vyp} = 754,4 - 289 = 465,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 9.5 Teplotný spád - membránová stena P3

Plocha membránovej steny:

$$S_{MS} = 2 \cdot h \cdot (A + B) = 2 \cdot 1,44 \cdot (5,27 + 4,4) = 25,53 \text{ } m^2 \quad (9.10.4)$$

h je výška závesných trubiek a membránovej steny

$$h = 1,44 \text{ } m$$

Tepelný výkon odvedený membránovou stenou v časti prehrievača P3

$$Q_{MS} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t = \frac{25,53 \cdot 38,7 \cdot 515,3}{10^3} = 555 \text{ } kW \quad (9.10.5)$$

9.11 P3 - Celková bilancia

Celkový výkon prijatý plochou v časti prehrievača P2

$$Q_C = Q_{SH1} + Q_{ZT} + Q_{MS} = 6607 + 292 + 555 = 7454 \text{ } kW \quad (9.11.1)$$

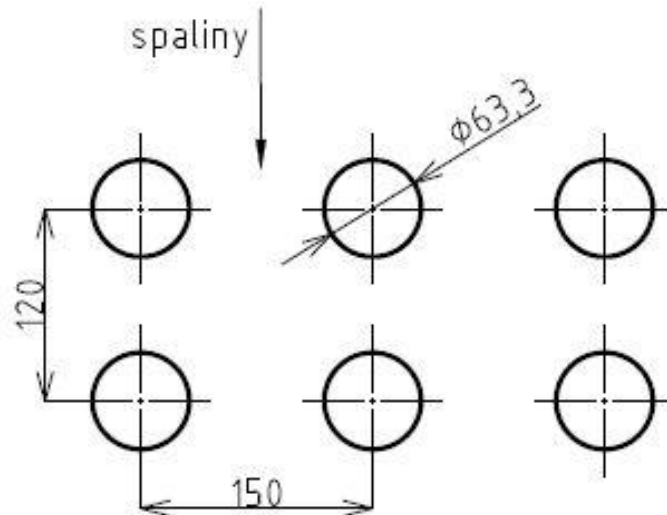
Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 13485 - 7454}{4,183} = 11703 \frac{kJ}{Nm^3} \quad (9.11.2)$$

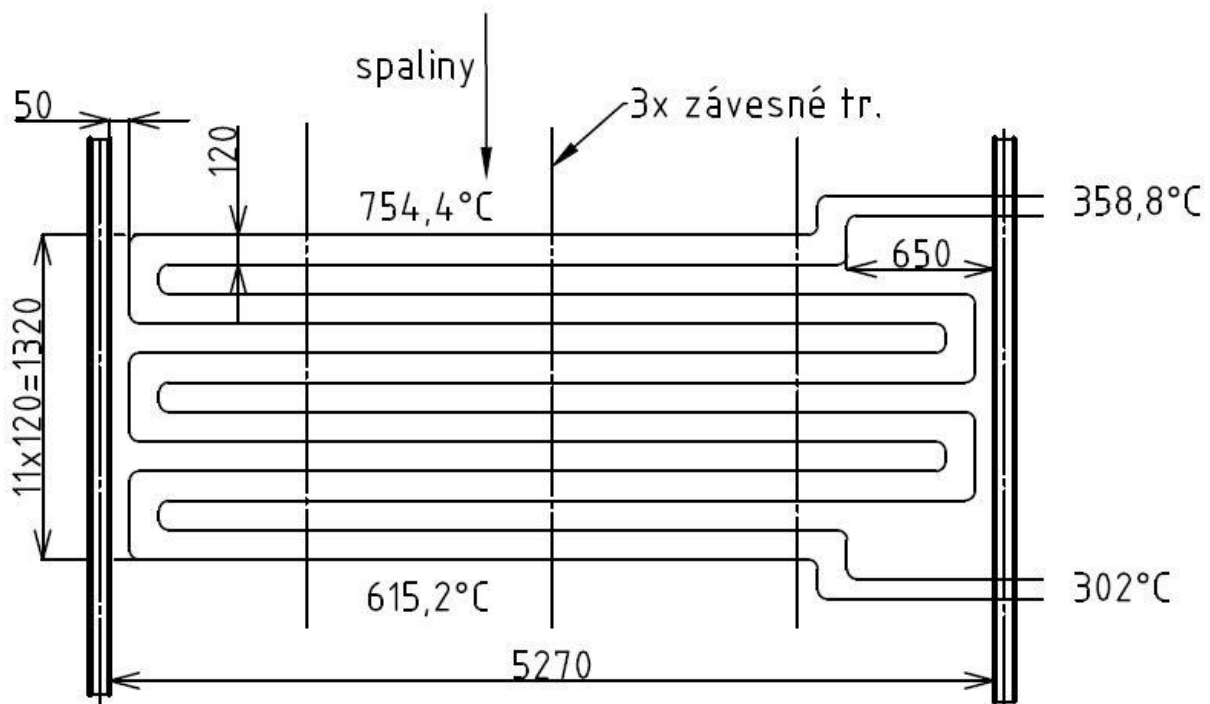
Tejto entalpii odpovedá teplota 754,4 °C

10 Prehrievač P1

Jedná sa o protiprúdy výmenník ktorý je tvorený 58 dvojhadmi. Prehrievač je situovaný v 2. ťahu pod prehrievačom P3. Po iteračných výpočtoch som zmenil teplotu za vstrekom za prehrievačom P1 z 359 °C na 358,8 °C aby mi vychádzala presnejšia odchýlka tepla prijatého od tepla odvedeného médiom.



Obr. 10.1 Rozloženie trubiek P1



Obr. 10.2 Schéma prehrievača P1

Tabuľka 10.1 Charakteristika prehrievača P1

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer trubky	D	63,3	[mm]
Hrúbka steny trubky	t _l	5,6	[mm]
Priečna rozteč	s ₁	150	[mm]
Pozdĺžna rozteč	s ₂	120	[mm]
Počet rad priečne	z ₁	29	[-]
Počet rad pozdĺžne	z ₁	12	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t ₁	754,4	[°C]
Predpokladná teplota za výhrevnou plochou	t ₂	615,2	[°C]
Stredná teplota spalín	t _{str}	684,8	[°C]
Teplota vstupnej pary	t _{vs}	302	[°C]
Teplota výstupnej pary	t _{vy}	358,8	[°C]
Stredná dĺžka hadov	l _{str}	5,05	[m]
Stredný tlak spalín	p _{str}	0,102875	[MPa]
Súčiniteľ tepelenej vodivosti spalín pre t _{str}	λ	0,086	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
Kinematická viskozita spalín pre t _{str}	ν	1,11 · 10 ⁻⁴	[m ² /s]
Entalpia vstupujúcich spalín	i ₁	11703	[kJ/Nm ³]
Entalpia spalín o teplote t _{str}	i _{str}	10539	[kJ/Nm ³]
Priemer závesných trubiek	D _z	38	[mm]
Počet závesných trubiek	n _z	87	[-]

Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot l \cdot D - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} \quad (10.1)$$

$$S_{sp} = 5,27 \cdot 4,4 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,0633 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 13,82 \text{ m}^2$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{str}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (10.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{13,82} \cdot \frac{273,15 + 683}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,102875} = 10,94 \frac{m}{s}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje, danému zloženiu spalín

10.1 Prehrievač P1 - konvekcia spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu}\right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (10.1.1)$$



$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 1 \cdot \frac{0,086}{0,0633} \cdot \left(\frac{10,94 \cdot 0,0633}{1,11 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,676^{0,33} = 70 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

C_z je súčiniteľ na opravu pozdĺžnych rad, ak $z_2 > 10$ $C_z = 1$

C_s je korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,37 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,9}{2} \right)^3 \right]^2} = 1 \quad (10.1.3)$$

σ_1 je pomerná priečna rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{150}{63,3} = 2,37 \quad (10.1.4)$$

σ_2 je pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{120}{63,3} = 1,9 \quad (10.1.5)$$

Prandlovo číslo

$$P_r = \frac{v \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,11 \cdot 10^{-4} \cdot 1,47 \cdot 0,356 \cdot 10^3}{0,086} = 0,676 \quad (10.1.6)$$

c_p je merná tepelná kapacita spalín

$$c_p = \frac{i_{str}}{t_{str} \cdot O_{sp}} = \frac{10510}{683 \cdot 10,467} = 1,47 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (10.1.7)$$

Hustota spalín

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{273,15}{T_{str}} = 1,23 \cdot \frac{273,15}{957,9} = 0,356 \frac{kg}{Nm^3} \quad (10.1.8)$$

10.2 Prehrievač P1 - sálanie spalín

Tabuľka 10.2 Charakteristika sálania spalín P1

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Stredná teplota spalín	T_s	957,9	[K]
Teplota zaprášeného povrchu stien, pre plyn +25°C	T_z	628,6	[K]
Stupeň černosti povrchu stien pre počiatkový stav	a_{st}	0,8	[-]
Objemová časť vodnej pary	r_{H_2O}	0,192	[-]
Objemová časť trojatómových plynov	r_{sp}	0,282	[-]
Celkový parciálny tlak trojatómových plynov	p_{sp}	0,029	[MPa]
Koeficient pre spaľovanie plynu	P	0,3	[-]
Teplota spalín v objeme pred zväzkom	T_0	957,9	[K]
Dĺžka voľnej plochy pred prehrievačom	l_0	0,6	[m]
Dĺžka zväzku prehrievača	l_s	1,32	[m]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.2.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,174 \cdot 957,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{628,2}{957,9}\right)^{3,6}}{1 - \frac{628,2}{957,9}} = 17,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

k_s je súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \quad (10.2.2)$$

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,269}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{957,9}{1000} \right) = 24,5 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

s je efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0633 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,15 \cdot 0,12}{0,0633^2} - 1 \right) = 0,269 \text{ m} \quad (10.2.3)$$

Optická hustota spalín, druhý sčítanec v zátvorke odpadá pretože je to plynné palivo

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{str} \cdot s = 24,5 \cdot 0,282 \cdot 0,103425 \cdot 0,269 \quad (10.2.4)$$

$$k \cdot p \cdot s = 0,191$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,174 \quad (10.2.5)$$

Korekcia na sálania voľných priestorov

$$\alpha_s = k_0 \cdot \alpha_{sal} = 1,28 \cdot 17,8 = 22,8 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.2.6)$$

$$k_0 = 1 + P \cdot \left(\frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{957,9}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6}{1,32} \right)^{0,07} = 1,28 \quad (10.2.7)$$

10.3 Prehrievač P1 - konvekcia pary

Tabuľka 10.3 Charakteristika konvekcie pary P1

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietokné množstvo pary	M_p	43,36	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d	52,1	[mm]
Teplota pary na vstupe	t_{vs}	302	[°C]
Teplota pary na výstupe	t_{vy}	358,8	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	330,4	[°C]
Stredný tlak pary	p_{str}	71,75	[bar]
Merný objem pary	v	0,032	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,06	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$6,8 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	1,22	[-]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.3.1)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,06}{0,0521} \cdot \left(\frac{11,28 \cdot 0,0521}{6,8 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,22^{0,4} = 1598 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť pary v prehrievači P1

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S_{tr}} = \frac{43,36 \cdot 0,032}{0,124} = 11,28 \frac{m}{s} \quad (10.3.2)$$

Prietokný prierez trubiek

$$S_{tr} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 58 \cdot \frac{\pi \cdot 52,1^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,124 m^2 \quad (10.3.3)$$

10.4 Prehrievač P1 - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_{ks} + \alpha_s = 0,95 \cdot 70 + 22,8 = 89,3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.3.4)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 0,95$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_{kp}}} = \frac{0,85 \cdot 89,3}{1 + \frac{89,3}{1598}} = 71,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.3.5)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

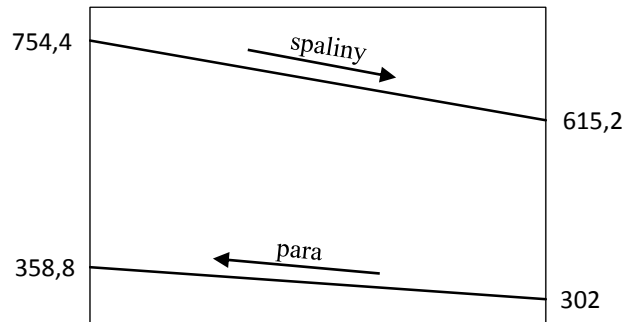
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{SH1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{395,6 - 313,2}{\ln \frac{395,6}{313,2}} = 352,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.3.6)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 754,4 - 358,8 = 395,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 615,2 - 302 = 313,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 10.3 Teplotný spád prehrievača P1

Plocha trubiek prehrievača P1

$$S_{SH1} = \pi \cdot D \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} = \pi \cdot 0,0633 \cdot 29 \cdot 12 \cdot 5,05 = 349,48 \text{ m}^2 \quad (10.3.7)$$

Tepelný výkon prijatý prehrievačom P1

$$Q_{SH1} = S_{SH1} \cdot k \cdot \Delta t_{SH1} = \frac{349,48 \cdot 71,9 \cdot 351,4}{10^3} = 8865 \text{ kW} \quad (10.3.8)$$

Výkon na strane média

$$Q_{P1} = M_p \cdot (i_{m1} - i_{m2}) = 47,22 \cdot (3040,8 - 2836,2) = 8873 \text{ kW} \quad (10.3.9)$$

Bilančná odchýlka prijatého tepla od tepla odvedeného médiom

$$x = \frac{Q_{P1} - Q_{SH1}}{Q_{P1}} \cdot 100 = \frac{8873 - 8865}{8873} \cdot 100 = 0,096 \% \quad (10.3.10)$$

10.5 P1 - závesné trubky - konvekcia pary

Tabuľka 10.4 Charakteristika konvekcie pary - závesné trubky P1

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietochné množstvo pary	M_p	43,36	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d	28	[mm]
Teplota pary na vstupe ZT	t_{z1}	297	[°C]
Teplota pary na výstupe ZT	t_{z2}	300	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	298,5	[°C]
Stredný tlak pary	p_{st}	72,75	[bar]
Merný objem pary	v	0,027	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,063	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	v	$5,43 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	1,434	[-]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pary

$$\alpha_{kzp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.5.1)$$

$$\alpha_{kzp} = 0,023 \cdot \frac{0,063}{0,028} \cdot \left(\frac{22,45 \cdot 0,028}{5,31 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,434^{0,4} = 4239 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť pary v závesných trubkách

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S_{tr}} = \frac{43,6 \cdot 0,027}{0,054} = 22,45 \frac{m}{s} \quad (10.5.2)$$

Prietočný prierez trubiek

$$S_{tr} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 87 \cdot \frac{\pi \cdot 28^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,054 m^2 \quad (10.5.3)$$

10.6 P1 - závesné trubky - konvekcia spalín

$$\alpha_{kzs} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.6.1)$$

$$\alpha_{kzs} = 0,023 \cdot \frac{0,086}{0,169} \cdot \left(\frac{10,94 \cdot 0,169}{1,11 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,676^{0,4} = 23,9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

d_e je ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 13,82}{326,3} = 0,169 m \quad (10.6.2)$$

F je svetlý prierez kanála v tomto prípade je rovný prietochnej ploche spalín

$$F = A \cdot B - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} - D \cdot l_{str} \cdot z_1 \quad (10.6.3)$$

$$F = 5,27 \cdot 4,4 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} - 0,0633 \cdot 5,05 \cdot 29 = 13,82 m$$

O je obvod prierezu kanála

$$O = 2 \cdot (A + B) + n_z \cdot \pi \cdot D_z + 2 \cdot (D + l_{str}) \cdot z_1 \quad (10.6.4)$$

$$O = 2 \cdot (5,27 + 4,4) + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 + 2 \cdot (0,0633 + 5,05) \cdot 29 = 326,3 m$$

10.7 P1 - závesné trubky - sálanie spalín

$$\alpha_{sz} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.7.1)$$

$$\alpha_{sz} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,174 \cdot 957,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{596,7}{957,9}\right)^{3,6}}{1 - \frac{596,7}{957,9}} = 17 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tento vzorec sa líši od vzorca (10.2.1) iba v teplote T_z

T_z je absolútna teplota zaprášeného povrchu stien

$$T_z = t_p + \Delta t = 298,5 + 25 + 273,15 = 596,7 \text{ K} \quad (10.7.2)$$

10.8 P1 - závesné trubky - celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_{cz} = \omega \cdot \alpha_{kzs} + \alpha_{sz} = 1 \cdot 23,9 + 17 = 40,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.8.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k_z = \frac{\psi \cdot \alpha_{cz}}{1 + \frac{\alpha_{cz}}{\alpha_{kzp}}} = \frac{0,85 \cdot 40,9}{1 + \frac{40,9}{4239}} = 34,4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.8.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

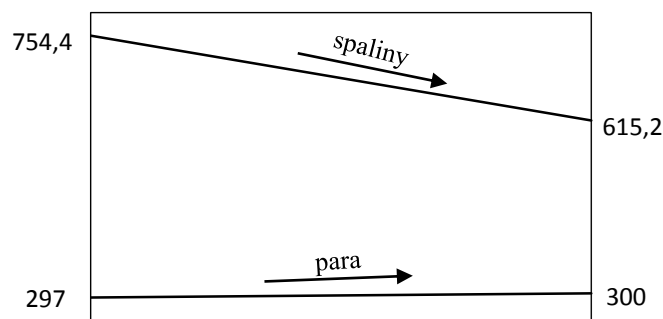
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{zT} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{457,4 - 316,2}{\ln \frac{457,4}{316,2}} = 381,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.8.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{z1} = 754,4 - 297 = 457,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{z2} = 615,2 - 300 = 316,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 10.4 Teplotný spád - závesné trubky P1

Plocha závesných trubiek:

$$S_{zT} = n_z \cdot \pi \cdot D_z \cdot h = 87 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 1,92 = 19,94 \text{ m}^2 \quad (10.8.4)$$



h je výška závesných trubiek a membránovej steny

$$h = 1,92 \text{ m}$$

Teplný výkon odvedený závesnými trubkami v časti prehrievača P1

$$Q_{zT} = S_{zT} \cdot k \cdot \Delta t = \frac{19,94 \cdot 34,4 \cdot 381,9}{10^3} = 262 \text{ kW} \quad (10.8.5)$$

10.9 P1 - membránová stena - sálanie spalín

$$\alpha_{sm} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.9.1)$$

$$\alpha_{sm} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 01,74 \cdot 957,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,15}{957,9}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,15}{957,9}}$$

$$\alpha_{sm} = 16,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tento vzorec sa líši od vzorca (8.2.1) iba v teplote T_z

$$T_z = t_{vyp} + \Delta t = 289 + 25 + 273,15 = 587,15 \text{ K} \quad (10.9.2)$$

10.10 P1 - membránová stena - celkový súčiniteľ prestupu tepla

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou spalín je rovnaký ako pre závesné trubky (10.6.1)

$$\alpha_{cm} = \omega \cdot \alpha_{kzs} + \alpha_{sm} = 1 \cdot 23,9 + 16,8 = 40,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.10.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k_m = \psi \cdot \alpha_{cm} = 0,85 \cdot 40,7 = 34,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10.10.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

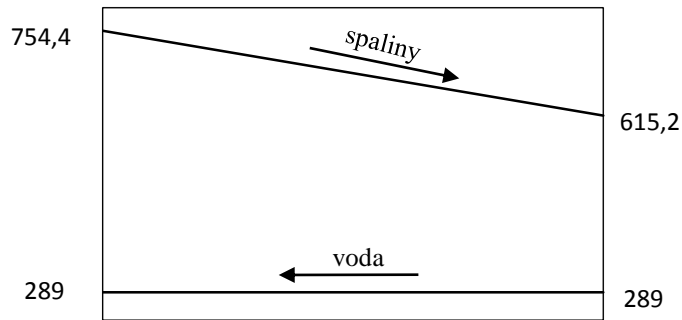
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmickej teplotný spád

$$\Delta t_{MS} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{456,4 - 326,2}{\ln \frac{463,2}{326,2}} = 391,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.10.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vyp} = 754,4 - 289 = 456,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vyp} = 615,2 - 289 = 326,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 10.5 Teplotný spád - membránová stena P1

Plocha membránovej steny:

$$S_{MS} = 2 \cdot h \cdot (A + B) = 2 \cdot 1,92 \cdot (5,27 + 4,4) = 37,13 \text{ m}^2 \quad (10.10.4)$$

h je výška závesných trubiek a membránovej steny

$$h = 1,92 \text{ m}$$

Tepelný výkon odvedený membránovou stenou v časti prehrievača P1

$$Q_{MS} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t = \frac{37,13 \cdot 34,6 \cdot 391,6}{10^3} = 597 \text{ kW} \quad (10.10.5)$$

10.11 P1 - Celková bilancia

Celkový výkon prijatý plochou v časti prehrievača P2

$$Q_C = Q_{SH1} + Q_{ZT} + Q_{MS} = 8864 + 262 + 597 = 9724 \text{ kW} \quad (10.11.1)$$

Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 11703 - 9724}{4,183} = 9379 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (10.11.2)$$

Tejto entalpii odpovedá teplota 615,2 °C

11 Priestor pod prehrievačom P1

V tomto priestore sa nachádza ešte časť závesných trubiek ktorá v polke vychádza cez membránovú stenu do zbernej komory. Použijem zjednodušenie - výkon vypočítam pre hlavnú plochu (závesné trubky) a potom ho pre ostatné plochy (membránová stena) pomerne podľa plochy S prepočítam.

Tabuľka 11.1 Charakteristika priestoru pod P1

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer trubky	D_z	38	[mm]
Hrúbka steny trubky	t_l	5	[mm]
Počet závesných trubiek	n_z	87	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t_1	615,2	[°C]
Predpokladaná teplota za výhrevnou plochou	t_2	609,8	[°C]
Stredná teplota spalín	t_{str}	612,5	[°C]
Stredná dĺžka závesných trubiek	h	1,18	[m]
Stredný tlak spalín	p_{str}	0,10255	[MPa]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín pre t_{str}	λ	0,079	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita spalín pre t_{str}	ν	$9,75 \cdot 10^{-5}$	[m ² /s]
Entalpia vstupujúcich spalín	i_1	19598	[kJ/Nm ³]
Entalpia spalín o teplote t_{str}	i_{str}	9336	[kJ/Nm ³]

Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} = 5,27 \cdot 4,4 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 23,2 \text{ m}^2 \quad (11.1)$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{str}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (11.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{23,2} \cdot \frac{273,15 + 612,5}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,10255} = 6,06 \frac{m}{s}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje, danému zloženiu spalín

11.1 Priestor pod P1 - závesné trubky - konvekcia spalín

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (11.1.1)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{0,079}{3,12} \cdot \left(\frac{6,06 \cdot 3,12}{9,75 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,686^{0,4} = 8,56 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

d_e je ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 23,2}{29,7} = 3,12 \text{ m} \quad (11.1.2)$$

F je svetlý prierez kanálu

$$F = A \cdot B - \left(n_z \cdot \frac{\pi \cdot D_z^2}{4} \right) = 5,27 \cdot 4,4 - \left(87 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \right) = 23,2 \text{ m}^2 \quad (11.1.3)$$

O je obvod prierezu kanálu

$$O = 2 \cdot (A + B) + n_z \cdot \pi \cdot D_z = 2 \cdot (5,27 + 4,4) + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 = 29,7 \text{ m} \quad (11.1.4)$$

Prandlovo číslo

$$Pr = \frac{v \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{9,75 \cdot 10^{-5} \cdot 1,456 \cdot 0,384 \cdot 10^3}{0,079} = 0,686 \quad (11.1.5)$$

c_p je merná tepelná kapacita spalín

$$c_p = \frac{i_{st}}{t_{str} \cdot O_{sp}} = \frac{9336}{612,5 \cdot 10,467} = 1,456 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (11.1.6)$$

Hustota spalín

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{273,15}{T_{st}} = 1,23 \cdot \frac{273,15}{885,7} = 0,384 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \quad (11.1.7)$$

11.2 Priestor pod P1 - závesné trubky - sálanie spalín

Tabuľka 11.2 Charakteristika priestoru pod P1 - sálanie spalín

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Stredná teplota spalín	T_s	885,6	[K]
Teplota zaprášeného povrchu stien, pre plyn +25°C	T_z	599,2	[K]
Stupeň černosti povrchu stien pre počiatkový stav	a_{st}	0,8	[-]
Objemová časť vodnej pary	r_{H_2O}	0,192	[-]
Objemová časť trojatómových plynov	r_{sp}	0,282	[-]
Celkový parciálny tlak trojatómových plynov	p_{sp}	0,029	[MPa]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (11.2.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,461 \cdot 885,6^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{599,2}{885,6}\right)^{3,6}}{1 - \frac{599,2}{885,6}} = 38,36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

k_s je súčiniteľ zoslabenia trojatómovými plynmi



$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \quad (11.2.2)$$

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 2,95}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{885,6}{1000} \right) = 7,25 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

s je efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{27,25}{33,21} = 2,95 \text{ m} \quad (11.2.3)$$

V je objem sálavej vrstvy

$$V = A \cdot B \cdot h - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D_z^2}{4} \cdot h \quad (11.2.4)$$

$$V = 5,27 \cdot 4,4 \cdot 1,18 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 1,18 = 27,25 \text{ m}^3$$

F_{st} je celkový povrch stien sálavej vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot A \cdot h + 2 \cdot h \cdot B + n_z \cdot \pi \cdot D_z \cdot h \quad (11.2.5)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 5,27 \cdot 1,18 + 2 \cdot 1,18 \cdot 4,4 + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 1,18 = 33,21 \text{ m}^2$$

Optická hustota spalín, druhý sčítanec v zátvorke odpadá pretože je to plynné palivo

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_{sp} + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{str} \cdot s = 7,23 \cdot 0,282 \cdot 0,10255 \cdot 2,95 \quad (11.2.6)$$

$$k \cdot p \cdot s = 0,618$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,461 \quad (11.2.7)$$

11.3 Priestor pod P1 - závesné trubky - konvekcia para

Tabuľka 11.3 Charakteristika priestoru pod P1 - konvekcia pary

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietokné množstvo pary	M_p	43,6	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d_z	28	[mm]
Teplota pary na vstupe	t_{vs}	300	[°C]
Teplota pary na výstupe	t_{vy}	302	[°C]
Stredná teplota pary	t_p	301	[°C]
Stredný tlak pary	p_{st}	72,75	[bar]
Merný objem pary	v	0,028	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary	λ_p	0,063	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$5,54 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandlovo číslo	Pr	1,407	[-]

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (11.3.1)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,063}{0,028} \cdot \left(\frac{22,7 \cdot 0,028}{5,54 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,407^{0,4} = 4154 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť pary v závesných trubkách

$$w_p = \frac{M_p \cdot \nu}{S_{tr}} = \frac{43,6 \cdot 0,028}{0,054} = 22,7 \frac{m}{s} \quad (11.3.2)$$

Prietokový prierez trubiek:

$$S_{tr} = n_z \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} = 87 \cdot \frac{\pi \cdot 28^2}{4 \cdot 1000^2} = 0,054 m^2 \quad (11.3.3)$$

11.4 Priestor pod P1 – bilancia

Celkový súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_{ks} + \alpha_{sal} = 1 \cdot 38,36 + 8,56 = 46,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (11.4.1)$$

ω je súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

$$\omega = 1$$

Súčiniteľ prestupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_{kp}}} = \frac{0,85 \cdot 46,9}{1 + \frac{46,9}{4154}} = 39,4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (11.4.2)$$

ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti

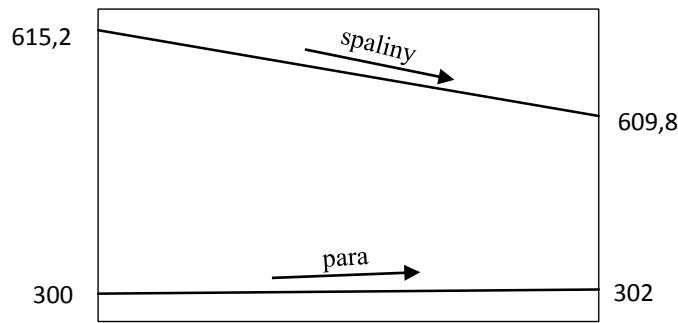
$$\psi = 0,85$$

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{zT} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{315,2 - 307,8}{\ln \frac{315,2}{307,8}} = 311,5 \text{ } ^\circ C \quad (11.4.3)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 615,2 - 300 = 315,2 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 609,8 - 302 = 307,8 \text{ } ^\circ C$$



Obr. 11.1 Teplotný spád závesných trubiek pod prehrievačom P1

Výhrevná plocha závesných trubiek

$$S_{ZT} = \pi \cdot D \cdot n \cdot h = \pi \cdot 0,038 \cdot 87 \cdot 0,6 = 6,23 \text{ m}^2 \quad (11.4.4)$$

Tepelný výkon prijatý závesnými trubkami

$$Q_{ZT} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ZT} = \frac{6,23 \cdot 39,4 \cdot 311,5}{10^3} = 77 \text{ kW} \quad (11.4.5)$$

 Tepelný výkon prijatý závesnými trubkami na 1m²

$$q = \frac{Q_{ZT}}{S_{ZT}} = \frac{77}{6,23} = 12,29 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \quad (11.4.6)$$

Plocha bočných-membránových stien

$$S_{ST} = 2 \cdot B \cdot h + 2 \cdot A \cdot h \quad (11.4.7)$$

$$S_{ST} = 2 \cdot 4,4 \cdot 1,18 + 2 \cdot 5,27 \cdot 1,18 = 22,82 \text{ m}^2$$

Tepelný výkon prijatý membránovou stenou

$$Q_{ST} = q \cdot S_{ST} = 12,29 \cdot 22,82 = 280 \text{ kW} \quad (11.4.8)$$

Celkový výkon výhrevných plôch v priestore pod prehrievačom P1

$$Q_C = Q_{ZT} + Q_{ST} = 77 + 280 = 357 \text{ kW} \quad (11.4.9)$$

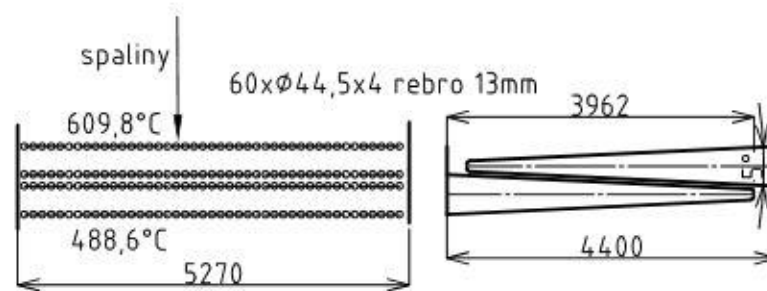
Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 9379 - 357}{4,183} = 9293 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (11.4.10)$$

Tejto entalpii odpovedá teplota 609,8 °C

12 Konvenčný výparník

Jedná sa o rebrovaný konvenčný výparník, ktorého schéma je uvedená na obr.12.1. Voda prechádza z membránovej steny do trubky a vracia sa späť tou istou trúbkou do membránovej steny. V membránovej stene je umiestnená tzv. clona, ktorá slúži k regulácii. Ak stúpne tlak v bubne tak voda neprechádza cez trúbku konvenčného výparníku ale prechádza ďalej membránovou stenou. Pri výpočte používam zjednodušenie - počítam to ako zväzok s počtom priečnych rad $z_2=4$.



Obr. 12.1 Schéma konvenčného výparníku

Tabuľka 12.1 Charakteristika konvenčného výparníku

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer nosnej trubky	D	44,5	[mm]
Priečna rozteč	s_1	90	[mm]
Pozdĺžna rozteč	s_2	150	[mm]
Počet trubiek v rade	z_1	60	[-]
Počet rad pozdĺžne	z_2	4	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t_1	609,8	[°C]
Predpokladaná teplota za výhrevnou plochou	t_2	488,56	[°C]
Stredná teplota spalín	t_{str}	549,2	[°C]
Stredná dĺžka trubiek	l_{str}	3,9	[m]
Stredný tlak spalín	p_{str}	0,102325	[MPa]
Hrúbka steny trubky	t_l	4	[mm]
Vnútorý priemer trubky	d	36,5	[mm]
Výška rebra	$h_{\check{z}}$	13	[mm]
Stredná hrúbka rebra	$t_{\check{z}}$	1,3	[mm]
Priemer cez rebra	$D_{\check{z}}$	70,5	[mm]
Počet rebier na 1m	$n_{\check{z}}$	200	[-]
Rozteč rebier	$s_{\check{z}}$	5	[m]
Tepelná vodivosť spalín	λ	0,0735	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita spalín	ν	$8,59 \cdot 10^{-5}$	[m ² /s]
Súčiniteľ zanesenia zväzku trubiek	ε	0,0043	[-]
Koeficient nerovnomerného rozdelenia α_k	$\psi_{\check{z}}$	0,85	[-]
Tepelná vodivosť rebier	$\lambda_{\check{z}}$	42	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Entalpia vstupujúcich spalín	i_1	9293	[kJ/Nm ³]



Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot l \cdot (D + 2 \cdot h_z \cdot n_z \cdot t_z) \quad (12.1)$$

$$S_{sp} = 5,27 \cdot 4,4 - 60 \cdot 3,9 \cdot (44,5 + 2 \cdot 13 \cdot 200 \cdot 1,3) = 11,19 \text{ m}^2$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{Q_{sp} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{str}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (12.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{11,19} \cdot \frac{273,15 + 549,2}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,102325} = 11,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje danému zloženiu spalín

12.1 Konvenčný výparník - konvekcia spalín

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W \cdot S_z}{\nu}\right)^{0,72} \quad (12.1.1)$$

$$\alpha_k = 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0735}{0,005} \cdot \left(\frac{44,5}{5}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{13}{5}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{11,66 \cdot 0,005}{8,59 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,72} = 45,33 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

C_z je opravný koeficient na počet rad v zväzku, ak $z_1 > 4$

$$C_z = 1$$

C_s je opravný koeficient na usporiadanie trubiiek v zväzku, ak $\sigma_2 > 2$

$$C_s = 1$$

12.2 Konvenčný výparník - redukovaný súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_{sr} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (12.2.1)$$

$$\alpha_{sr} = [0,9 \cdot 0,9 \cdot 1 + 0,1] \cdot \frac{0,85 \cdot 45,33}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 45,33} = 30,1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Kde:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad (12.2.2)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{70,5}{44,5}\right)^2 - 1}{\left(\frac{70,5}{44,5}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5}{44,5} - \frac{1,3}{44,5}\right)} = 0,9$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9 = 0,1 \quad (12.2.3)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \quad (12.2.4)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 45,33}{0,0013 \cdot 42 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 45,33)}} = 33,8$$

Pre nasledujúce hodnoty $\beta \cdot h_z = 0,45$ a $\frac{D_z}{D} = 1,58$ podľa [Budaj 114] platí

Súčiniteľ efektívnosť rebra

$$E = 0,9$$

Súčiniteľ rozšírenia rebra

$$\mu = 1$$

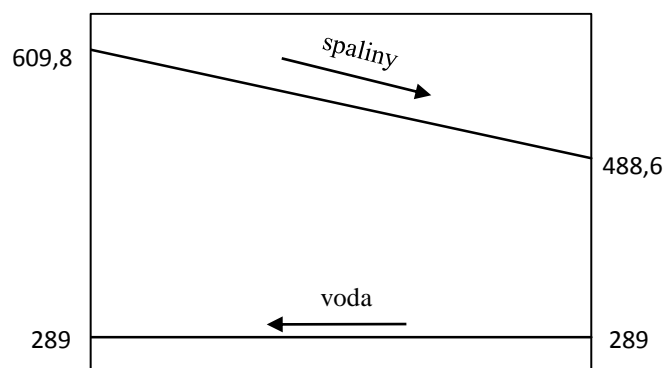
12.3 Konvenčný výparník - bilancia

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{KONV} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{320,8 - 199,6}{\ln \frac{320,8}{199,6}} = 255,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.3.1)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vyp} = 609,8 - 289 = 320,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vyp} = 488,6 - 289 = 199,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 12.2 Teplotný spád konvenčného výparníku

Plocha trubiek na 1 meter dĺžky trubky

$$S_{1m} = \pi \cdot D + 2 \cdot \frac{(D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot n_z - \pi \cdot D \cdot n_z \quad (12.3.2)$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 44,5 + 2 \cdot \frac{(70,5^2 - 44,5^2)}{4} + \pi \cdot 70,5 \cdot 200 - \pi \cdot 44,5 \cdot 200 = 1,1 \text{ m}^2$$



Celková plocha trubiek

$$S_{KONV} = z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} \cdot S_{1m} = 60 \cdot 4 \cdot 3,9 \cdot 1,1 = 1130 \text{ m}^2 \quad (12.3.3)$$

Tepelný výkon prijatý konvenčným výparníkom

$$Q_{KONV} = S_{KONV} \cdot k \cdot \Delta t_{KONV} = \frac{1030 \cdot 30,1 \cdot 255,4}{10^3} = 7911 \text{ kW} \quad (12.3.4)$$

Tepelný výkon prijatý konvenčným výparníkom na 1m²

$$q = \frac{Q_{KONV}}{S_{KONV}} = \frac{7911}{1030} = 7,68 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \quad (12.3.5)$$

Plocha bočných-membránových stien

$$S_{ST} = 2 \cdot B \cdot h + 2 \cdot A \cdot h \quad (12.3.6)$$

$$S_{ST} = 2 \cdot 4,4 \cdot 1,6 + 2 \cdot 5,27 \cdot 1,6 = 30,94 \text{ m}^2$$

h je výška membránovej steny v priestore konvenčného výparníku

$$h = 1,6 \text{ m}$$

Tepelný výkon prijatý membránovou stenou

$$Q_{ST} = q \cdot S_{ST} = 7,68 \cdot 30,94 = 238 \text{ kW} \quad (12.3.7)$$

Celkový prijatý tepelný výkon výhrevných plôch v priestore konvenčného výparníku

$$Q_C = Q_{KONV} + Q_{ST} = 7911 + 238 = 8149 \text{ kW} \quad (12.3.8)$$

Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 9293 - 8149}{4,183} = 7345 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (12.3.9)$$

Tejto entalpii odpovedá teplota 488,6 °C

Bilančná odchýlka

Tabuľka 12.2 Teplo prenesené médiom vo výparníku

Q_{VYP}	Teplo prenesené na strane média v konvenčnom výparníku
Q_M	Teplo prijaté mrežou
$Q_{ohnisko}$	Teplo prijaté membránovou stenou v ohnisku
$\sum Q_{MS}$	Suma tepla prijatého membránovou stenou v jednotlivých priestoroch 2. ťahu kotla

Teplo prenesené na strane média v konvenčnom výparníku

$$Q_{VYP} = M_p \cdot (i_{m1} - i_{m2}) - Q_{ohnisko} - Q_M - \sum Q_{MS} \quad (12.3.10)$$

$$Q_{VYP} = 43,36 \cdot (2770,3 - 1014,9) - 57895 - 3946 - (3889 + 806 + 555 + 597 + 280 + 238)$$

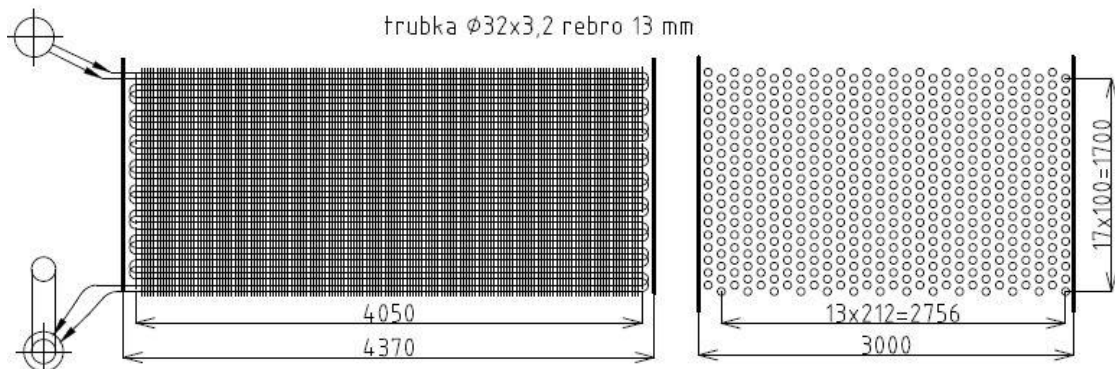
$$Q_{VYP} = 7915 \text{ kW}$$

Bilančná odchýlka prijatého tepla od tepla odvedeného médiom

$$x = \frac{Q_{VYP} - Q_{KONV}}{Q_{VYP}} \cdot 100 = \frac{7915 - 7911}{7915} \cdot 100 = 0,043 \% \quad (12.3.11)$$

13 Ekonomizér

Jedná sa o priečne prúdenie spalín cez trubkový zväzok, kde je usporiadanie - prúdenie vody v protiprúde k prúdeniu spalín. Spočítaná výhrevná plocha je celkovo použitá 3x. Medzi zväzkami je medzera o veľkosti 0,6 m. Po iteračných výpočtoch som upravil teplotu vody za EKO z 235 na 235,1°C aby vychádzala presnejšia bilančná odchýlka plochy. Nedohrev vody v ekonomizéry činí 53,9 °C.



Obr. 13.1 Schéma Ekonomizéra

Tabuľka 13.1 Charakteristika ekonomizéra

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Priemer nosnej trubky	D	32	[mm]
Priečna rozteč	s ₁	212	[mm]
Pozdĺžna rozteč	s ₂	50	[mm]
Počet trubiek v rade	z ₁	14	[-]
Počet rad pozlžne	z ₂	18	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t ₁	488,6	[°C]
Predpokladaná teplota za výhrevnou plochou	t ₂	144,8	[°C]
Stredná teplota spalín	t _{str}	316,7	[°C]
Teplota vstupujúcej vody	t _{vs}	120	[°C]
Teplota vystupujúcej vody	t _{vy}	235,1	[°C]
Stredná dĺžka trubiek	l _{str}	4,05	[m]
Stredný tlak spalín	p _{str}	0,102175	[MPa]
Hrúbka steny trubky	t _l	3,2	[mm]
Vnútorň priemer trubky	d	25,6	[mm]
Výška rebra	h _ž	13	[mm]
Stredná hrúbka rebra	t _ž	1,3	[mm]
Priemer cez rebrá	D _ž	58	[mm]
Počet rebier na 1m	n _ž	200	[-]
Rozteč rebier	s _ž	5	[m]
Tepelná vodivosť spalín	λ	0,052	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita spalín	v	4,8 · 10 ⁻⁵	[m ² /s]
Súčiniteľ znečistenia	ε	0,0043	[-]



Koeficient nerovnomerného rozdelenia α_k	ψ_z	0,85	[-]
Tepelná vodivosť rebier	λ_z	42	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
Entalpia vstupujúcich spalín	i_1	7345	[kJ/Nm ³]

Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot l \cdot (D + 2 \cdot h_z \cdot n_z \cdot t_z) \quad (13.1)$$

$$S_{sp} = 4,37 \cdot 3 - 14 \cdot 4,05 \cdot (32 + 2 \cdot 13 \cdot 200 \cdot 1,3) = 10,8 \text{ m}^2$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{str}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (13.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{10,8} \cdot \frac{273,15 + 316,7}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,102175} = 8,66 \frac{m}{s}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje, danému zloženiu spalín

13.1 Ekonomizér - konvekcia spalín

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi^{0,2} \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w \cdot s_z}{v}\right)^{0,72} \quad (13.1.1)$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 1,01 \cdot 2,11^{0,2} \cdot \frac{0,032}{0,005} \cdot \left(\frac{32}{5}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{13}{5}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{8,66 \cdot 0,005}{4,8 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k = 74,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

C_z je opravný koeficient na počet rad v zväzku, ak $z_1 > 10$

$$C_z = 1,01$$

φ je parameter určujúci usporiadanie trubiek

$$\varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_3 - 1} = \frac{6,63 - 1}{3,66 - 1} = 2,11 \quad (13.1.2)$$

σ_3 je pomerná ulopriečna rozteč

$$\sigma_3 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 3,66 \quad (13.1.3)$$

σ_1 je pomerná priečna rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{212}{32} = 6,63 \quad (13.1.4)$$

σ_2 je pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{50}{32} = 1,56 \quad (13.1.5)$$

13.2 Ekonomizér - redukovaný súčiniteľ prestupu tepla

$$\alpha_{Sr} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (13.2.1)$$

$$\alpha_{Sr} = [0,91 \cdot 0,84 \cdot 1 + 0,9] \cdot \frac{0,85 \cdot 74,6}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 74,6} = 42,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Kde:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad (13.2.2)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{58}{32}\right)^2 - 1}{\left(\frac{58}{32}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5}{32} - \frac{1,3}{32}\right)} = 0,91$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,91 = 0,9 \quad (13.2.3)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \quad (13.2.4)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 74,6}{0,0013 \cdot 42 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 74,6)}} = 44,9$$

Pre nasledujúce hodnoty $\beta \cdot h_z = 0,56$ a $\frac{D_z}{D} = 1,81$ podľa [Budaj 114] platí

Súčiniteľ efektívnosti rebra

$$E = 0,84$$

Súčiniteľ rozšírenia rebra

$$\mu = 1$$

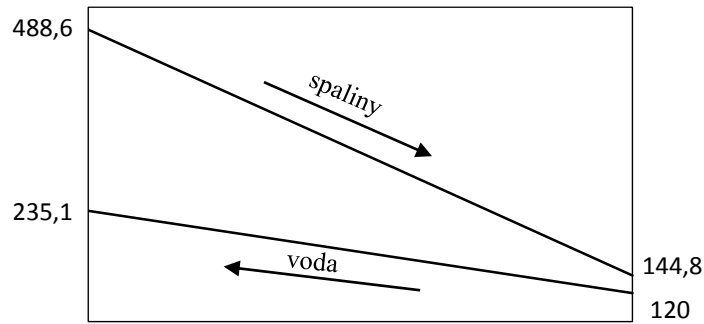
13.3 Ekonomizér bilancia

Stredný logaritmický teplotný spád

$$\Delta t_{EKO} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{253,5 - 24,8}{\ln \frac{253,5}{24,8}} = 98,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.3.1)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 488,6 - 235,1 = 253,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 144,8 - 120 = 24,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 13.2 Teplotný spád ekonomizéra

Plocha trubiek na 1 meter dĺžky trubky

$$S_{1m} = \pi \cdot D + 2 \cdot \frac{(D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot n_z - \pi \cdot D \cdot n_z \quad (13.3.2)$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 44,5 + 2 \cdot \frac{(58^2 - 32^2)}{4} + \pi \cdot 58 \cdot 200 - \pi \cdot 32 \cdot 200 = 0,857 \text{ m}^2$$

Celková plocha trubiek x3

$$S_{EKO} = 2 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} \cdot S_{1m} \cdot 3 = 2 \cdot 14 \cdot 18 \cdot 4,05 \cdot 0,857 \cdot 3 = 5247 \text{ m}^2 \quad (13.3.3)$$

Tepelný výkon prijatý ekonomizérom

$$Q_{EKO} = S_{EKO} \cdot k \cdot \Delta t_{EKO} = \frac{5247 \cdot 42,6 \cdot 98,4}{10^3} = 21982 \text{ kW} \quad (13.3.4)$$

Teplo prenesené médium

$$Q_{VODA} = M_p \cdot (i_{m1} - i_{m2}) = 43,36 \cdot (1014,9 - 509) = 21939 \text{ kW} \quad (12.3.5)$$

Bilančná odchýlka prijatého tepla od tepla odvedeného médium

$$x = \frac{Q_{VODA} - Q_{EKO}}{Q_{VODA}} \cdot 100 = \frac{21939 - 21982}{21939} \cdot 100 = -0,196 \% \quad (13.3.6)$$

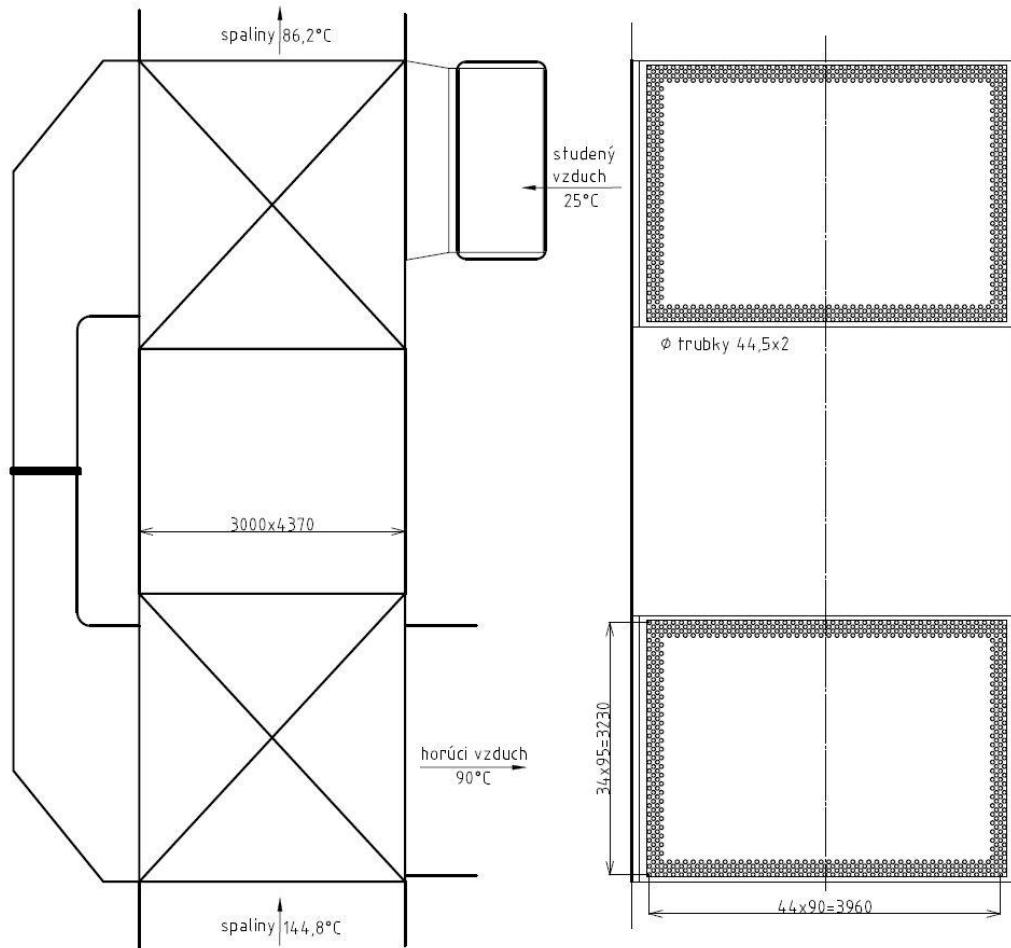
Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 7345 - 21982}{4,183} = 2091 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (13.3.7)$$

Tejto entalpii odpovedá teplota 144,8 °C

14 Ohrievač vzduchu

Jedná sa o trubkový ohrievač vzduchu. Trubkami prúdi vzduchu ktorý je nasávaný ventilátorom. Teplotný spád je počítaný ako krížové prúdenie.



Obr. 14.1 Schéma OVZ

Tabuľka 14.1 Charakteristika OVZ

Veličina	Symb ol	Hodnota	Jednotka
Priemer trubky	D	44,5	[mm]
Hrúbka steny trubky	tl	2	[mm]
Priečna rozteč	s ₁	90	[mm]
Pozdĺžna rozteč	s ₂	47,5	[mm]
Počet rad priečne	z ₁	45	[-]
Počet rad pozdĺžne	z ₁	35	[-]
Teplota pred výhrevnou plochou	t ₁	144,8	[°C]
Predpokladaná teplota za výhrevnou plochou	t ₂	87	[°C]
Stredná teplota spalín	t _{str}	115,9	[°C]
Teplota vzduchu na vstupe	t _{vs}	25	[°C]
Teplota vzduchu na výstupe	t _{vy}	90	[°C]
Stredná dĺžka trubiek	l _{str}	3	[m]
Stredný tlak spalín	p _{str}	0,1019	[MPa]



Súčiniteľ tepelenej vodivosti spalín pre t_{str}	λ	0,0334	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita spalín pre t_{str}	ν	$2,33 \cdot 10^{-5}$	$[m^2/s]$
Entalpia vstupujúcich spalín	i_1	2091	$[kJ/Nm^3]$
Entalpia spalín o teplote t_{str}	i_{str}	1669	$[kJ/Nm^3]$

Prietočná plocha spalín

$$S_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot l \cdot D \quad (14.1)$$

$$S_{sp} = 4,2 \cdot 3 - 45 \cdot 3 \cdot 0,0445 = 6,59 \text{ m}^2$$

Kontrola rýchlosti spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{S_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{str}}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{p_{str}} \quad (14.2)$$

$$w_{sp} = \frac{10,467 \cdot 4,183}{6,59} \cdot \frac{273,15 + 115,9}{273,15} \cdot \frac{0,101235}{0,1019} = 9,4 \frac{m}{s}$$

Rýchlosť spalín vyhovuje, danému zloženiu spalín

14.1 OVZ - konvekcia spalín

$$\alpha_{ks} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (14.1.1)$$

$$\alpha_{ks} = 1 \cdot 0,41 \cdot \frac{0,0334}{0,0445} \cdot \left(\frac{9,4 \cdot 0,0445}{2,33 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,833^{0,33} = 102,4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

C_z je korekčný súčiniteľ na opravu pozdĺžnych rad, ak $z_2 > 10$

$$C_z = 1$$

C_s je korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku, ak $1,7 < \varphi < 4,5$ a $\sigma_1 < 3$

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi^{0,5} = 0,275 \cdot 2,17^{0,5} = 0,41 \quad (14.1.2)$$

φ je parameter určujúci usporiadanie trubiek

$$\varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_3 - 1} = \frac{2,02 - 1}{1,47 - 1} = 2,17 \quad (14.1.3)$$

σ_3 je pomerná ulopriečna rozteč

$$\sigma_3 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 1,47 \quad (14.1.4)$$

σ_1 je pomerná priečna rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{90}{44,5} = 2,02 \quad (14.1.5)$$

σ_2 je pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{47,5}{44,5} = 1,07 \quad (14.1.6)$$

Prandlovo číslo

$$Pr = \frac{v \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{2,33 \cdot 10^{-5} \cdot 1,376 \cdot 0,869 \cdot 10^3}{0,0334} = 0,833 \quad (14.1.7)$$

c_p je merná tepelná kapacita spalín

$$c_p = \frac{i_{st}}{t_{str} \cdot O_{sp}} = \frac{1669}{115,9 \cdot 10,467} = 1,376 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (14.1.8)$$

Hustota spalín:

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{273,15}{T_{str}} = 1,23 \cdot \frac{273,15}{389} = 0,869 \frac{kg}{Nm^3} \quad (14.1.9)$$

14.2 OVZ - konvekcia vzduch

Tabuľka 14.2 Charakteristika konvekcie vzduchu v OVZ

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Prietokné množstvo vzduchu	M_p	46,6	[kg/s]
Vnútorý priemer trubky	d	40,5	[mm]
Teplota vzduchu na vstupe	t_{vs}	25	[°C]
Teplota vzduchu na výstupe	t_{vy}	90	[°C]
Stredná teplota vzduchu	t_{vz}	57,5	[°C]
Merný objem vzduchu	v	1,1	[m ³ /kg]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti vzduchu	λ_{vz}	0,06	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Kinematická viskozita pary	ν	$1,86 \cdot 10^{-5}$	[MPa]
Prandlovo číslo	Pr	0,659	[-]

$$\alpha_{kv} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{vz}}{d_e} \cdot \left(\frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (14.2.1)$$

$$\alpha_{kv} = 0,023 \cdot \frac{0,03}{40,5} \cdot \left(\frac{11,47 \cdot 40,5}{1,86 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,659^{0,4} = 47,48 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Rýchlosť vzduchu v OVZ

$$w_{vz} = \frac{M_{vz} \cdot v}{S_{tr}} = \frac{39,5}{4,06} = 11,47 \frac{m}{s} \quad (14.2.2)$$

Prietokný prierez trubiek OVZ

$$S_{tr} = 2 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot \frac{\pi \cdot (D - 2 \cdot tl)^2}{4} = 2 \cdot 45 \cdot 35 \cdot \frac{\pi \cdot (44,5 - 2 \cdot 2)^2}{4 \cdot 1000^2} = 4,06 m^2 \quad (14.2.3)$$

14.3 OVZ – celková bilancia

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{ks} \cdot \alpha_{kv}}{\alpha_{ks} + \alpha_{kv}} = 0,75 \cdot \frac{102,4 \cdot 47,48}{102,4 + 47,48} = 24,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

ξ je súčiniteľ využitia ohrievača vzduchu, určí sa podľa [Budaj 128]

U trubkových OVZ s medzitrubkovnicami medzi jednotlivými chodmi sa súčiniteľ využitia znižuje o 0,1

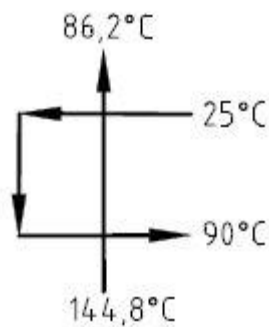
$$\xi = 0,85 - 0,1 = 0,75$$

Křížové prúdenie

Stredný logaritmickej teplotný spád

$$\Delta t_{OVZ} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \cdot \psi = \frac{62 - 54,8}{\ln \frac{62}{54,8}} \cdot 0,95 = 55,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.3.1)$$

ψ je súčiniteľ pre výmenníky tepla s krížovým prúdením odčítava sa z monogramu [Budaj 134] na základe hodnôt P a R



Obr. 14.2 Křížové prúdenie OVZ

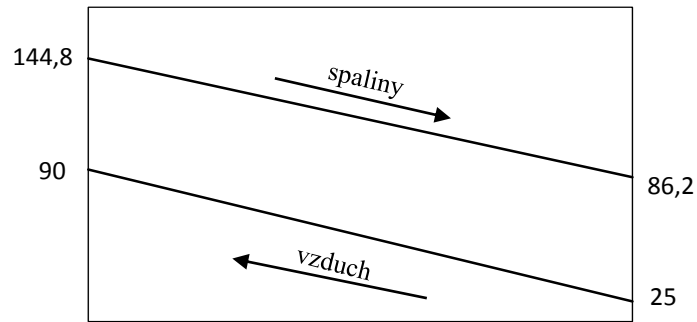
$$P = \frac{\tau_m}{t_1 - t_{vs}} = \frac{57,8}{144,8 - 25} = 0,48$$

$$R = \frac{\tau_v}{\tau_m} = \frac{65}{57,8} = 1,125$$

$$\psi = 0,95$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vs} = 87 - 25 = 62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vy} = 144,8 - 90 = 54,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 14.3 Teplotný spád OVZ

Plocha trubiek OVZ

$$S_{ovz} = \pi \cdot D \cdot n \cdot l = \pi \cdot 44,5 \cdot 35 \cdot 45 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 = 2642 \text{ m}^2 \quad (13.3.7)$$

Tepelný výkon odvedený Ohrievačom vzduchu

$$Q_{ovz} = S_{ovz} \cdot k \cdot \Delta t = 2642 \cdot 24,3 \cdot 55,4 = 3561 \text{ kW} \quad (13.3.7)$$

Entalpia odchádzajúcich spalín

$$i_m = \frac{M_{pv} \cdot i_v - Q}{M_{pv}} = \frac{4,183 \cdot 2091 - 3561}{4,183} = 1239 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \quad (13.3.7)$$

Tejto entalpii odpovedá teplota 86,17 °C

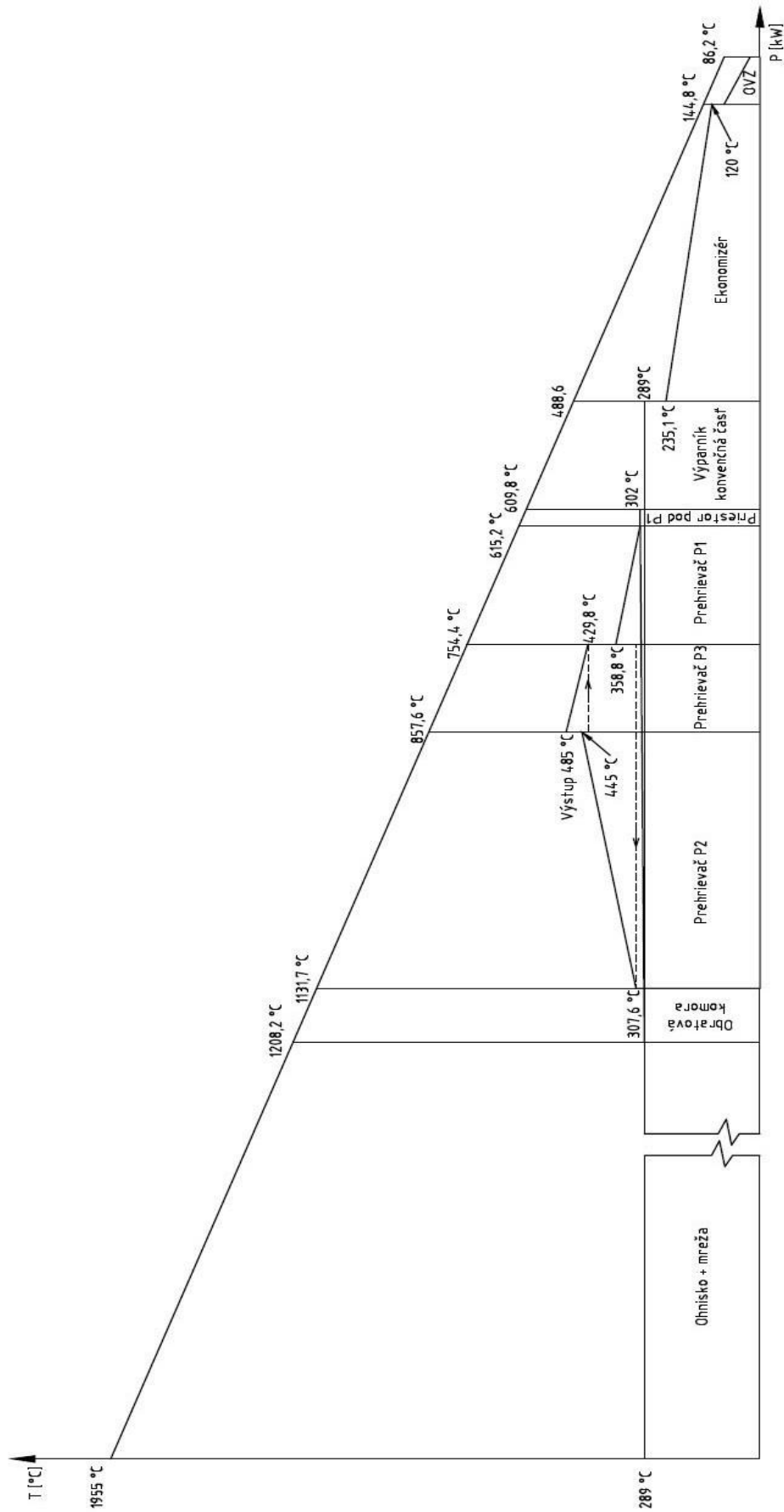
15 Celková Bilancia

Po doladení niektorých teplôt vyzerá výsledná tabuľka rozloženia teplôt nasledovne.

Tabuľka 15.1 Finálne rozdelenie výhrevných plôch

Médium	tlak [bar]	teplota [°C]	Entalpia H $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	Rozdiel ΔH
výstup za P3	67	485	3378,5	
pred P3	69	429,8	3238,7	139,8
za P2	69	445	3277,1	
pred P2	71	307,6	2866,7	410,4
za P1	71	358,8	3040,8	
pred P1	72,5	302	2836,2	204,6
za VYP	73	289	2770,3	65,9
pred VYP	75	289	1284,3	1755,4
za EKO	75	235,1	1014,9	
pred EKO	76	120	509,0	505,9

Na základe spočítaných hodnôt je zhotovený pilový diagram kde na X-ovú os som vyniesol tepelný výkon jednotlivých plôch a na Y-ovú os teplotu v °C - obr. 15.1.



Obr. 15.1 Pilový diagram

Tabuľka 15.2 Celkové teplo predané výhrevným plochám

Oblasť	Výkon [kW]
Spaľovacia komora - výparník	57895
Mreža	3946
Obratová komora	5761
Oblasť P2	20321
Oblasť P3	7454
Oblasť P1	9724
Oblasť pod P1	357
Oblasť konvenčného výparníku	8149
Ekonomizér	21982
$\sum Q$	135 590

Celková bilancia oproti uvoľnenému teplu

$$x = \frac{M_{pv} \cdot Q_p^p \cdot \eta - \sum Q}{M_{pv} \cdot Q_p^p \cdot \eta} \cdot 100 \quad (8.11.3)$$

$$x = \frac{4,183 \cdot 33480 \cdot 0,9675 - 135590}{4,183 \cdot 33480 \cdot 0,9675} \cdot 100 = - 0,064 \%$$

Celková bilancia oproti odvedenému teplu zo strany média

Časť	Výkon [kW]
Prehrievač P2	19110
Prehrievač P3	6603
Prehrievač P1	8873
Závesné trubky	2857
Výparník	76121
Ekonomizér	21939
$\sum Q_{medium}$	135503

Odchýlka

$$x = \frac{\sum Q_{medium} - \sum Q}{\sum Q_{medium}} \cdot 100 \quad (8.11.3)$$

$$x = \frac{135503 - 135590}{135503} \cdot 100 = - 0,064 \%$$



16 Záver

Cieľom diplomovej práce bolo urobiť tepelný výpočet kotla. Pre dané palivo som určil stechiometrické objemy produktov spaľovania, entalpie vzduchu a spalín a následne určil a prepočítal tieto objemy na prebytok vzduchu v spaľovacej komore $\alpha = 1,05$. Bola spočítaná tepelná bilancia, z ktorej som stanovil účinnosť kotla $\eta_k = 96,747\%$. Navrhol som spaľovaciu komoru a určil teplotu na výstupe z ohniska $t_{ok} = 1259,01^\circ\text{C}$. Následne som na základe podkladov firmy Bilfinger navrhol rozloženie teplôt na strane média a spočítal tepelný výkon. Pokračoval som tepelnou bilanciou jednotlivých výhrevných plôch zo strany spalín, pričom cieľom výpočtu bolo dosiahnutie odchýlky tepelnej bilancie $\pm 2\%$ pre jednotlivé plochy a $\pm 0,5\%$ pre celý kotol. Celková bilančná odchýlka kotla vyšla $-0,064\%$, takže môžeme považovať tepelnú bilanciu za vhodne zvolenú. To znamená, že tvar kotla a usporiadanie výhrevných plôch je zvolené optimálne pre prenos tepla zo spalín. Za kotlom vyšla teplota $86,17^\circ\text{C}$ namiesto predom uvažovanej teploty 87°C . Teplota sa nachádza aj tak dostatočne nad teplotou rosného bodu, takže nedôjde ku kondenzácii vodnej pary v spalínach. Na obr. 15.1 je nakreslený pilový diagram kotla. Ako jediná príloha k práci je pridaný výkres kotla. Celý výpočet je spravený v programe MS Excel a je automatizovaný - stačí zadať teploty na strane média a potom ručne doladiť teploty za jednotlivými plochami, ostatné hodnoty sa načítavajú automaticky z ostatných častí súboru.



17 Použité zdroje

- [1] Budaj, F; *Parní kotle - Podklady pro tepelný výpočet*, VUT Brno 1992. 200 s. ISBN 80-214-0426
- [2] Dlouhý, T; *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, ČVUT Praha 2002. 212 s. ISBN 80-01-02591-8
- [3] Xsteam excel v2.6.xls
- [4] Podklady od firmy Bilfinger

18 Zoznamy

18.1 Zoznam príloh

Príloha č.1 – Výkres kotla

18.2 Zoznam použitých veličín, skratiek a symbolov

Symbol	Jednotka	Názov
A	m	Rozmer spalínového kanála
a_0	-	Stupeň čiernosti prostredia
a_{ns}	-	Stupeň čiernosti nesvietivej časti plameňa
a_{pl}	-	Efektívny stupeň čiernosti plameňa
a_{sv}	-	Stupeň čiernosti svietivej časti plameňa
B	m	Rozmer spalínového kanála
B_0	-	Boltzmanovo číslo
c_p	$kJ/kg \cdot K$	Merná tepelná kapacita
C_s	-	Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzku
C_z	-	Opravný súčiniteľ na počet rad zväzku
D	mm	Vonkajší priemer trubiek
d	mm	Vnútorý priemer trubiek
d_e	mm	Ekvivaletný priemer
E	-	Súčiniteľ efektívnosti rebra
F	m^2	Svetlý prierez spalínového kanála
h_h	m	Výška horákov
h_0	m	Výška ohniska
h_z	mm	Výška rebra
i_1	kJ/Nm^3	Entalpia vstupujúcich spalín
i_2	kJ/Nm^3	Entalpia vstupujúcich spalín
i_{str}	kJ/Nm^3	Stredná entalpia spalín
I_{vz}	kJ/Nm^3	Entalpia vzduchu
k_0	-	Súčiniteľ korekcie sálania
k	$W/m \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla
kps	-	Optická hustota spalín
k_s	-	Súčiniteľ zoslabenia sálania
k_{sz}	-	Súčiniteľ zoslabenia sálania sadzí
M_{pv}	$Nm^3 \cdot s^{-1}$	Množstvo paliva privedeného do kotla
M_p	kg/s	Prietokné množstvo pary
n_z	-	Počet závesných trubiek
n_z	-	Počet žeber na 1m
$O_{H_2O}^V$	Nm^3/Nm^3	Objem vodnej pary vo vlhkom vzduchu
$O_{H_2O}^S$	Nm^3/Nm^3	Objem vodnej pary v spalínach pre stechiometrické spaľovanie plynu
$O_{H_2O}^{SP}$	Nm^3/Nm^3	Stechiometrické množstvo vlhkosti z paliva
O_{SPmin}^S	Nm^3/Nm^3	Objem suchých spalín, ktoré vzniknú pri dokonalom spálení bez prebytku vzduchu
O_{sp}	Nm^3/Nm^3	Celkový objem vlhkých spalín



O_{SPmin}	Nm^3/Nm^3	Minimálny objem vlhkých spalín
O_{VZmin}	Nm^3/Nm^3	Minimálny objem vlhkého vzduchu pre dokonalé spálenie
O_{VZmin}^S	Nm^3/Nm^3	Min. objem suchého vzduchu potrebný pre dokonalé spálenie
P	MW	Tepelný príkon paliva
p_{str}	MPa	Stredný tlak spalín
Pr	-	Prandlovo číslo
p_s	MPa	Parciálny tlak trojatómových plynov
Q	W	Tepelný výkon prenesený výmenníkom
Q_i^r	MJ/Nm^3	Výhrevnosť paliva
Q_p^p	$KJ \cdot Nm^{-3}$	Celkové teplo privedené do kotla na $1 Nm^3$ plynu
q_v	$KW \cdot m^3$	Objemové zaťaženie ohniska
r	$kJ/kg \cdot K$	Merná plynová konštanta
R_m	$kJ/kg \cdot K$	Univerzálna plynová konštanta
s	m	Efektívna hrúbka sálavej vrstvy
s_1	m	Priečna rozteč
s_2	m	Pozdĺžna rozteč
S_{sp}	m^2	Prietočný prierez spalín
S	m^2	Výhrevná plocha
t	$^{\circ}C$	Teplota
T	K	Termodynamická teplota
t_{ok}	$^{\circ}C$	Teplota na konci ohniska
T_z	K	Teplota povrchu nánosu na strane spalín
t_z	mm	Hrúbka rebra
x	kg/kg_{ss}	Merná vlhkosť
x_h	-	Pomerná výška
x_{pl}	-	Súčiniteľ korekcie plameňa
z_1	-	Počet rad priečne
z_2	-	Počet rad pozdĺžne
Z_{CO}	%	Strata chemickým nedopalom
Z_k	%	Komínová strata
Z_{SO}	%	Strata zdieľaním tepla do okolia
Z_n	%	Nespočítateľná strata
α	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu
α_k	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou
α_{kz}	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou závesných trubiiek
α_s	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním
α_{sal}	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním
α_{sz}	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním závesných trubiiek
α_{kzp}	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pary v závesných trubkách
α_{sr}	$W/m^2 \cdot K$	Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla pre rebrované trubky
Δt	$^{\circ}C$	Stredný logaritmický teplotný spád
ε	-	Súčiniteľ zanesenia zväzku trubiiek
ξ	-	Súčiniteľ zanesenia stien ohniska
ν	m^2/s	Kinematická viskozita
η	$Pa \cdot s$	Dynamická viskozita
η_k	%	Tepelná účinnosť kotla
λ	$W/m \cdot K$	Tepelná vodivosť spalín
λ_z	$W/m \cdot K$	Tepelná vodivosť materiálu rebra



μ	-	Súčiniteľ rozšírenia rebra
ρ_{SVmin}	kg/Nm^3	Hustota stechiometrických spalín
ρ_{SV}	kg/Nm^3	Hustota spalín s prebytkom vzduchu $\alpha = 1,05$
σ_1	-	Pomerná priečna rozteč
σ_2	-	Pomerná pozdĺžna rozteč
φ	-	Súčiniteľ uchovania tepla
χ	-	Podiel vodnej pary v suchom vzduchu
ψ	-	Súčiniteľ tepelnej efektívnosti
ψ_z	-	Koeficient nerovnomerného rozloženia α_k
ω	-	Súčiniteľ využitia prúdenia spalín plochou

18.3 Zoznam obrázkov

Obr. 2.1 I-T diagram spalín a vzduchu.....	16
Obr. 4.1 Zjednodušená schéma spalovacej komory	20
Obr. 5.1 Schéma vstreku V1.....	25
Obr. 5.2 Schéma 2.ťahu kotla.....	26
Obr. 6.1 Schéma mreže.....	27
Obr. 6.2 Teplotný spád - mreža	30
Obr. 7.1 Schématické znázornenie závesu	31
Obr. 7.2 Teplotný spád - závesné trubky OK.....	35
Obr. 8.1 Rozloženie trubiek P2	36
Obr. 8.2 Schéma prehrievača P2	36
Obr. 8.3 Teplotný spád prehrievača P2	41
Obr. 8.4 Stredný logaritmický teplotný spád - závesné trubky P2.....	43
Obr. 8.5 Teplotný spád - membránová stena P2.....	45
Obr. 9.1 Rozloženie trubiek P3	46
Obr. 9.2 Schéma prehrievača P3	46
Obr. 9.3 Teplotný spád prehrievača P3	51
Obr. 9.4 Teplotný spád - závesné trubky P3.....	54
Obr. 9.5 Teplotný spád - membránová stena P3.....	55
Obr. 10.1 Rozloženie trubiek P1	56
Obr. 10.2 Schéma prehrievača P1	56
Obr. 10.3 Teplotný spád prehrievača P1	61
Obr. 10.4 Teplotný spád - závesné trubky P1	63



Obr. 10.5 Teplotný spád - membránová stena P1	65
Obr. 11.1 Teplotný spád závesných trubiek pod prehrievačom P1	70
Obr. 12.1 Schéma konvenčného výparníku	71
Obr. 12.2 Teplotný spád konvenčného výparníku	73
Obr. 13.1 Schéma Ekonomizéra	75
Obr. 13.2 Teplotný spád ekonomizéra	78
Obr. 14.1 Schéma OVZ.....	79
Obr. 14.2 Krížové prúdenie OVZ	82
Obr. 14.3 Teplotný spád OVZ	83
Obr. 15.1 Pilový diagram.....	85

18.4 Zoznam tabuliek

Tabuľka 2.1 Zloženie zemného plynu	12
Tabuľka 2.2 Entalpie zložiek spalín a merné teplo	15
Tabuľka 2.3 Entalpie vzduchu a spalín pri rôznych hodnotách prebytku vzduchu α	15
Tabuľka 3.1 Straty kotla	18
Tabuľka 5.1 Návrh rozdelenia výhrevných plôch.....	24
Tabuľka 5.2 Výkon na strane média	25
Tabuľka 6.1 Charakteristika mreže.....	27
Tabuľka 6.2 Charakteristika sálania spalín - mreža.....	29
Tabuľka 7.1 Charakteristika - obratová komora	31
Tabuľka 7.2 Charakteristika sálanie spalín - obratová komora	32
Tabuľka 7.3 Charakteristika konvekcia pary – obratová komora.....	34
Tabuľka 8.1 Charakteristika prehrievača P2.....	37
Tabuľka 8.2 Charakteristika sálania spalín P2.....	38
Tabuľka 8.3 Charakteristika konvekcie pary P2.....	39
Tabuľka 8.4 Charakteristika konvekcie pary - závesné trubky P2	41
Tabuľka 9.1 Charakteristika prehrievača P3.....	47
Tabuľka 9.2 Charakteristika sálania spalín P3.....	48
Tabuľka 9.3 Charakteristika konvekcie pary P3.....	50



Tabuľka 9.4 Charakteristika konvekcie pary - závesné trubky P3	52
Tabuľka 10.1 Charakteristika prehrievača P1	57
Tabuľka 10.2 Charakteristika sálania spalín P1	58
Tabuľka 10.3 Charakteristika konvekcie pary P1	60
Tabuľka 10.4 Charakteristika konvekcie pary - závesné trubky P1	61
Tabuľka 11.1 Charakteristika priestoru pod P1	66
Tabuľka 11.2 Charakteristika priestoru pod P1 - sálanie spalín.....	67
Tabuľka 11.3 Charakteristika priestoru pod P1 - konvekcia pary.....	68
Tabuľka 12.1 Charakteristika konvenčného výparníku.....	71
Tabuľka 12.2 Teplo prenesené médiom vo výparníku.....	74
Tabuľka 13.1 Charakteristika eknomizéra	75
Tabuľka 14.1 Charakteristika OVZ.....	79
Tabuľka 14.2 Charakteristika konvekcie vzduchu v OVZ.....	81
Tabuľka 15.1 Finálne rozdelenie výhrevných plôch	84
Tabuľka 15.2 Celkové teplo predané výhrevným plochám.....	86