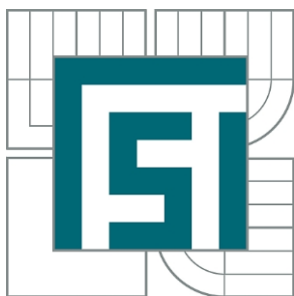


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ BIOMASY O PARAMETRECH PÁRY 88 T/H, 9,6 MPA, 520°C

STEAM BOILER FOR BIOMASS GRATE FIRING, STEAM PARAMETERS 88 T/H, 9,6 MPA, 520°C

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. DAVID HLAVÁČ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. David Hlaváč

který/která studuje v **magisterském 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:

Roštový kotel na spalování biomasy o parametrech páry 88 t / h, 9,6 MPa, 520°C

v anglickém jazyce:

Steam boiler for biomass grate firing ,steam parametrs 88 t / h, 9,6 MPa,520°C

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tepelný výpočet parního kotle a rozměrový návrh výhřevných ploch;

řešení bude respektovat přítomnost síry v palivu;

pro spalování použijte moderní vibrační rošt

kotel řešte s parním ohřívákem vzduchu do 50°C

Cíle diplomové práce:

Návrh moderního kotel s vibračním roštem na spalování biomasy s předeřevem spalovacího vzduchu a vysokou účinností .

Seznam odborné literatury:

Budaj,F.: Parní kotle, tepelný výpočet, skriptum VUT v Brně,
Černy,Teysler, Janeba: Parní kotle,technický průvodce , SNTL Praha 1998,
Basu,Kefa, Jestin: Boilers and Burners.Springer, New York,Berlin, Heidelberg,2000

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 14.11.2014



J. Pospíšil

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

J. Katolický

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem parního kotle o výkonu 88 t/h a výstupních parametrech páry 9,6 MPa a 520°C. Palivem pro kotel je dřevní štěpka. Hlavní zaměření práce je na tepelný výpočet a na návrh rozměrů a uspořádání výhřevných ploch. Práce zahrnuje také výkres kotle.

ABSTRACT

The thesis deals with steam boiler design of 88 tons per hour capacity and with the outlet steam parameters of 9,6 MPa and 520 °C. Fuel for boiler is wood chips. The main focus of the thesis is on heat calculation, design of dimensions and layout of heat surfaces. The thesis also include drawing of steam boiler.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní kotel, biomasa, spalování, účinnost kotle, přehřívák, dřevní štěpka.

KEY WORDS

Steam boiler, biomass, combustion, boiler efficiency, super heater, woodchips.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLAVÁČ, D. *Roštový kotel na spalování biomasy o parametrech páry 88 t / h, 9,6 MPa, 520°C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 153 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně na základě svých znalostí, odborných konzultací, s použitím odborné literatury a dalších podkladů, které jsou uvedeny v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 27. 5. 2015

.....

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. a panu Ing. Mirku Hudečkovi, CSc. za vedení, odbornou pomoc a cenné připomínky při vypracovávání této práce. Dále bych chtěl také poděkovat rodině a přítelkyni za podporu během celé délky mého studia.



OBSAH

Obsah	13
ÚVOD	15
Cíl diplomové práce	15
1 STECHIOMETRIE	16
1.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva.....	16
1.2 Skutečné množství vzduchu a spalin	19
1.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování	20
1.4 Vzorový výpočet entalpie spalin pro teplotu 500 °C	21
1.5 Tepelná bilance kotle	24
1.6 Tepelné ztráty a účinnost kotle	25
1.7 Množství paliva.....	30
2 Návrh teplosměnných ploch.....	31
2.1 Zadané parametry	32
2.2 Přehřívák IV.....	32
2.3 Šotový přehřívák III a bilance vstříku 2.	33
2.4 Přehřívák II a bilance vstříku 1.....	34
2.5 Přehřívák I.....	36
2.6 Výparník	37
2.7 Ekonomizér III.....	37
2.8 Ekonomizér II, I.....	38
2.9 Ohřívák vzduchu IV.....	40
2.10 Ohřívák vzduchu III, II, I.....	41
2.11 Tepelná bilance ze strany spalin	41
2.12 Pilový diagram	43
3 Výpočet spalovací komory	44
4 Deskový přehřívák - část A.....	51
4.1 Geometrické parametry.....	51
4.2 Příčné proudění ze strany spalin	52
4.3 Podélné proudění ze strany páry	54
5 Deskový přehřívák - část B	62
5.1 Geometrické parametry.....	62
5.2 Příčné proudění ze strany spalin	63
5.3 Podélné proudění ze strany páry	65
5.4 Výpočet paralelních ploch v prostoru deskových přehříváků.....	72
6 Přehřívák IV	73
6.1 Geometrické parametry.....	73



6.2	Příčné proudění ze strany spalin.....	74
6.3	Podélné proudění ze strany páry	76
6.4	Výpočet paralelních ploch v prostoru výstupního přehříváku	82
7	Přehřívák II	83
7.1	Geometrické parametry	83
7.2	Příčné proudění ze strany spalin.....	84
7.3	Podélné proudění ze strany páry	86
7.4	Výpočet paralelních ploch v prostoru přehříváku II	92
8	Kotlová mříž	93
8.1	Geometrické parametry	93
8.2	Příčné proudění ze strany spalin.....	94
8.3	Podélné proudění ze strany páry	96
9	Přehřívák I	100
9.1	Geometrické parametry	100
9.2	Příčné proudění ze strany spalin.....	101
9.3	Podélné proudění ze strany páry	103
10	Ekonomizér III.....	109
10.1	Příčné proudění ze strany spalin.....	110
10.2	Podélné proudění ze strany páry	112
11	Ohřívák vzduchu IV	117
11.1	Geometrické parametry	117
11.2	Příčné proudění ze strany spalin.....	118
11.3	Podélné proudění ze strany vzduchu	120
12	Ekonomizér II, I.....	126
12.1	Geometrické parametry	126
12.2	Příčné proudění ze strany spalin.....	127
12.3	Podélné proudění ze strany vody.....	130
13	Ohřívák vzduchu III, II, I.....	133
13.1	Geometrické parametry	133
13.2	Příčné proudění ze strany spalin.....	134
13.3	Podélné proudění ze strany vzduchu	136
14	Kontrola tepelné bilance	142
	ZÁVĚR.....	144
	Seznam použitých zdrojů.....	145
	Seznam použitých zkratk a symbolů	146
	Seznam obrázků.....	152
	Seznam tabulek.....	153



ÚVOD

Na celém světě dochází k rychlému poklesu zásob fosilních paliv a zároveň k růstu populace a spotřeby energie. Těžbu tradičních fosilních paliv provází trvalé zásahy do krajiny a jejich nedokonalé užívání způsobuje znečišťování životního prostředí. Z těchto důvodů je zapotřebí hledat nové alternativní zdroje energie, a to hlavně v oblasti obnovitelných zdrojů energie. Jednou skupinou obnovitelných zdrojů je biomasa, kterou lze využít formou spalování. Tato diplomová práce se bude zabývat energetickým využitím biomasy, konkrétně návrhem roštového kotle, kde palivem bude dřevní štěpka.

Biomasa

Biomasa patří do skupiny obnovitelných zdrojů energie, které lze využít pro částečné nebo úplné nahrazení zdrojů fosilních. Jedná se o organickou látku rostlinného nebo živočišného původu, kterou lze biologicky rozložit. Biomasu lze záměrně získávat (pěstování dřevin, bylin či plodin), nebo vzniká jako odpad ze zemědělské, lesní a průmyslové výroby. Jednou z forem biomasy je dřevní štěpka [3].

Dřevní štěpka

Nadrcená nebo strojově nakráčená dřevní hmota, která je získávána z odpadů lesní těžby a průmyslového zpracování dřeva nebo rychle rostoucích dřevin. Výhřevnost dřevní štěpky se pohybuje v rozmezí 8 až 12 MJ/kg v závislosti na vlhkosti. S ohledem na minimální množství dodané energie pro zpracování se jedná o poměrně levný a čistý zdroj energie. Nevýhodou je poměrně vysoká vlhkost v případě čerstvě sklizené dřevní štěpky a také její nízká objemová hmotnost, tudíž poměrně velké požadavky na skladovací prostory v porovnání s fosilními palivy [3].

Cíl diplomové práce

Cílem diplomové práce je navrhnout moderní kotel s vibračním roštem na spalování biomasy s předehřevem spalovacího vzduchu a vysokou účinností. Vypracovat tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování biomasy, který bude respektovat obsah síry v palivu. Řešit kotel s parním ohřívákem vzduchu pro předehřev vzduchu na 50 °C, trubkovým spalinovým ohřívákem vzduchu, výhřevnými plochami EKA a přehříváky páry s regulací teploty páry dvěma vstříky. Stanovit bilanci vstříků a jejich dimenzování, aby byl zajištěn optimální provoz.

Palivem je dřevní štěpka

výhřevnost	Q_i^r	10 800	kJ/kg
obsah celkové vody	W_t^r	40	%
obsah popela	A^r	2	%

teplota napájecí vody	154	°C
teplota vzduchu okolí	25	°C
teplota vzduchu před spalinovým ohřívákem vzduchu	50	°C



1 STECHIOMETRIE

Stechiometrické výpočty slouží ke stanovení objemů vzduchu potřebného pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin. Výpočet vychází z chemických reakčních rovnic. Všechny vzorce jsou uvažovány za předpokladu dokonalého spalování, ale lze je i využít při malém chemickém nedopalu.

1.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Hmotnostní složení hořlaviny surového paliva

Tab. 1.1 – Hmotnostní složení hořlaviny

Složka paliva		Hmotnostní podíl [-]
Obsah uhlíku	C^r	0,3172
Obsah vodíku	H^r	0,0342
Obsah dusíku	N^r	0,0023
Obsah kyslíku	O^r	0,2262
Obsah síry	S^r	0,00009

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg tuhého paliva

$$O_{O_2 min} = 22,39 \cdot \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \quad (1.1)$$

$$O_{O_2 min} = 22,39 \cdot \frac{0,3172}{12,01} + \frac{0,0342}{4,032} + \frac{0,00009}{32,06} - \frac{0,2262}{32} = 0,623 \frac{m^3}{kg}$$

Je uvažováno objemové množství složení suchého vzduchu:

Kyslík O_2	21 %
Dusík N_2	78,05 %
Vzácné plyny Ne, Ar, Kr	0,92 %
Oxid CO_2	0,03 %

Teoretický objem suchého vzduchu

$$O_{vz min}^S = \frac{O_{O_2 min}}{21} \quad (1.2)$$

$$O_{vz min}^S = \frac{0,623}{21} = 2,967 \frac{m^3}{kg}$$



Objem vodní páry na 1 m³ suchého vzduchu

$$V_{H_2O} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} \quad (1.3)$$

kde φ – relativní vlhkost vzduchu, voleno 0,7 podle [1]

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

p_c – celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

Velikost výrazu $\frac{p''}{p_c - p''}$ pro teplotu 20°C je rovna 0,024 podle [1]

$$V_{H_2O} = 0,7 \cdot 0,024 = 0,0168$$

Součinitel f

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} \quad (1.4)$$

$$f = 1 + 0,0168 = 1,0168$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spalování 1 kg paliva

$$O_{vz\ min} = f \cdot O_{vz\ min}^S \quad (1.5)$$

$$O_{vz\ min} = 1,0168 \cdot 2,967 = 3,0168 \frac{m^3}{kg}$$

Objem vodní páry v minimálním množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{H_2O} = O_{vz\ min} - O_{vz\ min}^S \quad (1.6)$$

$$O_{H_2O} = 3,0168 - 2,967 = 0,0498 \frac{m^3}{kg}$$

Minimální množství suchých spalin

Vznikne dokonalým spálením paliva při minimálním množství vzduchu, tj. bez přebytku.

$$O_{sp\ min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (1.7)$$

Objem CO₂ ve spalinách

$$O_{CO_2} = 22,26 \cdot \frac{c^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{vz\ min}^S \quad (1.8)$$

$$O_{CO_2} = 22,26 \cdot \frac{0,3172}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,967 = 0,589 \frac{m^3}{kg}$$

Objem SO₂ ve spalinách

$$O_{SO_2} = 21,89 \cdot \frac{S^r}{32,06} \quad (1.9)$$

$$O_{SO_2} = 21,89 \cdot \frac{0,00009}{32,06} = 0,0000615 \frac{m^3}{kg}$$

**Objem N₂ ve spalinách**

$$O_{N_2} = 22,4 \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{vz\ min}^S \quad (1.10)$$

$$O_{N_2} = 22,4 \cdot \frac{0,0023}{28,016} + 0,7805 \cdot 2,967 = 2,318 \frac{m^3}{kg}$$

Objem Ar ve spalinách

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{vz\ min}^S \quad (1.11)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 2,967 = 0,0273 \frac{m^3}{kg}$$

Minimální množství suchých spalin

$$O_{sp\ min}^S = 0,589 + 0,0000615 + 2,318 + 0,0273 = 2,934$$

Maximální množství CO₂ ve spalinách

$$(CO_2)_{max} = \frac{O_{CO_2}}{O_{sp\ min}^S} \quad (1.12)$$

$$(CO_2)_{max} = \frac{0,588}{2,934} = 0,201$$

Minimální objem vodní páry

$$O_{H_2O\ min} = 44,8 \cdot \frac{H^r}{4,032} + 22,4 \cdot \frac{W_t^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{vz\ min}^S \quad (1.13)$$

$$O_{H_2O\ min} = 44,8 \cdot \frac{0,0342}{4,032} + 22,4 \cdot \frac{0,4}{18,016} + (1,0168 - 1) \cdot 2,946 = 0,927 \frac{m^3}{kg}$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{sp\ min} = O_{sp\ min}^S + O_{H_2O\ min} \quad (1.14)$$

$$O_{sp\ min} = 2,934 + 0,927 = 3,861 \frac{m^3}{kg}$$



1.2 Skutečné množství vzduchu a spalin

V praxi vždy spalování probíhá s větším množstvím spalovacího vzduchu, protože při stechiometrickém množství ($\alpha = 1$) spalovacího vzduchu nedochází k dokonalému promísení a spálení paliva.

Skutečné množství vzduchu s přebytkem

$$O_{vz} = \alpha \cdot O_{vz \min} \quad (1.15)$$

$$O_{vz} = 1,325 \cdot 3,0168 = 3,997 \frac{m^3}{kg}$$

kde α – přebytek vzduchu, po odborné konzultaci volen $\alpha = 1,325$

Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu

$$O_{sp} = O_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz \min} \quad (1.16)$$

$$O_{sp} = 3,861 + (1,325 - 1) \cdot 3,0168 = 4,841 \frac{m^3}{kg}$$

Tab. 1.2 – Množství vzduchu a spalin

	vzduch [m ³ ·kg ⁻¹]	spaliny [m ³ ·kg ⁻¹]
<i>suchý</i>	2,967	2,993
<i>vlhký</i>	3,0168	3,861
<i>s přebytkem</i>	3,997	4,841

1.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Tab. 1.3 – Měrná entalpie některých složek spalin

t [°C]	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	suchý vzduch	CO	O ₂	popílek [kJ/kg]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,10	32,57	32,49	32,78	20,20
100	170,0	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186,0	304,5	266,2	261,4	267,0	170,0
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395,0	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664,0	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558,0
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061

Entalpie spalin při $\alpha = 1$

$$I_{sp \min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} \quad (1.17)$$

Entalpie vlhkého vzduchu

$$I_{vz \min} = O_{vz \min}^S \cdot i_{vz}^S + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} \quad (1.18)$$

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg tuhého paliva

$$I_{sp} = I_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz \min} + I_p \quad (1.19)$$



Entalpie popílku ve spalinách

Uvažuje se pouze, pokud procento popelovin v palivu splňuje nerovnost

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} \quad \text{procento popílku v úletu } x_p \text{ voleno 65\%} \quad (1.20)$$

$$2 > \frac{6 \cdot 10800}{41,8 \cdot 65}$$

$$2 > 23,849 \quad \text{nerovnost neplatí, proto entalpie popílku nebude uvažována}$$

Přebytky vzduchu v jednotlivých částech kotle

Přebytky vzduchu jsou voleny po odborné konzultaci a vychází z provozních zkušeností.

Tab. 1.4 – Přebytky vzduchu jednotlivých místech kotle

Místo měření	přebytek α [-]
<i>ve spalovací komoře</i>	1,274
<i>za spalovací komorou</i>	1,325
<i>za kotlem</i>	1,370

1.4 Vzorový výpočet entalpie spalin pro teplotu 500 °C

Entalpie spalin s přebytkem vzduchu 1 při 500 °C

$$I_{sp \min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} \quad (1.21)$$

$$I_{sp \min} = 994,4 \cdot 0,589 + 1070 \cdot 0,0000615 + 664 \cdot 2,318 + 464,7 \cdot 0,0273 + \\ + 794,5 \cdot 0,943$$

$$I_{sp \min} = 2873,75 \frac{kJ}{kg}$$

Entalpie suchého vzduchu při 500 °C

$$I_{vz \min} = 2,967 \cdot 684,1 + 0,0498 \cdot 794,5$$

$$I_{vz \min} = 2069,29 \frac{kJ}{kg}$$

**Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg tuhého paliva při 500 °C ($\alpha = 1,325$)**

$$I_{sp} = 2873,75 + (1,325 - 1) \cdot 2069,29$$

$$I_{sp} = 3546,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

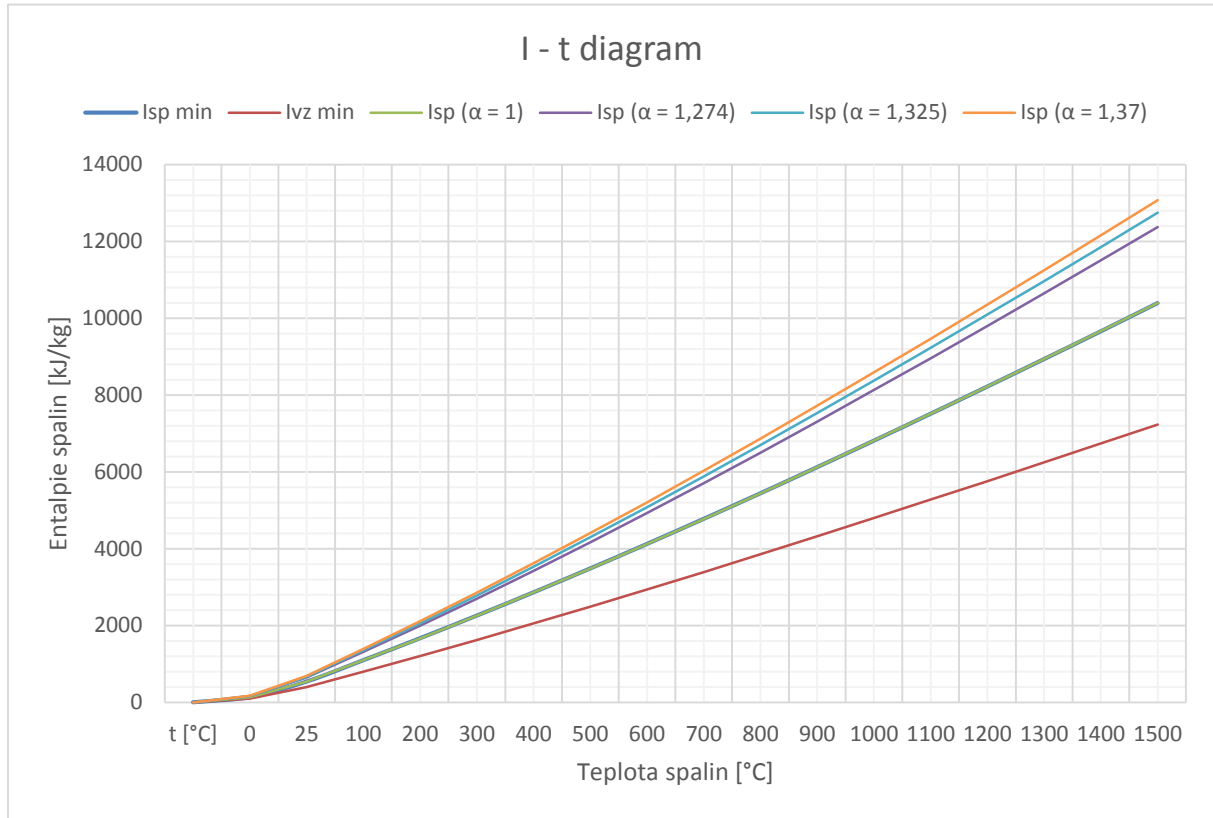
Z výpočtů entalpií pro jednotlivé teploty a přebytky vzduchu je vytvořena následující tabulka:

Tab. 1.5 – Entalpie složek spalin pro jednotlivé přebytky vzduchu a teploty

t [°C]	$I_{sp \text{ min}}$ [kJ/kg]	$I_{vz \text{ min}}$ [kJ/kg]	I_{sp} [kJ/kg] ($\alpha = 1$)	I_{sp} [kJ/kg] ($\alpha = 1,274$)	I_{sp} [kJ/kg] ($\alpha = 1,325$)	I_{sp} [kJ/kg] ($\alpha = 1,370$)
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
25	136,79	98,58	136,79	163,80	168,83	173,26
100	542,40	400,03	542,40	652,01	672,41	690,42
200	1100,25	804,98	1100,25	1320,82	1361,87	1398,10
300	1674,48	1217,26	1674,48	2008,01	2070,09	2124,87
400	2265,67	1638,39	2265,67	2714,59	2798,14	2871,87
500	2873,75	2069,29	2873,75	3440,73	3546,27	3639,39
600	3498,83	2509,67	3498,83	4186,48	4314,47	4427,41
700	4139,41	2959,24	4139,41	4950,24	5101,17	5234,33
800	4795,16	3416,22	4795,16	5731,21	5905,44	6059,17
900	5463,23	3882,65	5463,23	6527,08	6725,09	6899,81
1000	6146,16	4355,31	6146,16	7339,52	7561,64	7757,63
1100	6838,39	4834,16	6838,39	8162,95	8409,49	8627,03
1200	7541,71	5316,22	7541,71	8998,35	9269,48	9508,71
1300	8253,13	5801,50	8253,13	9842,74	10138,62	10399,69
1400	8971,42	6289,90	8971,42	10694,85	11015,64	11298,68
1500	9697,25	6784,47	9697,25	11556,20	11902,21	12207,51
1600	10434,17	7279,20	10434,17	12428,67	12799,91	13127,47

I - t diagram

Z vypočtených hodnot v předchozí tabulce je sestrojen I – t diagram pro všechny přebytky vzduchu včetně minimálních hodnot. Diagram lze následně využít při výpočtu jednotlivých výhřevných ploch.



Obr. 1.1 – I - t diagram



1.5 Tepelná bilance kotle

Teplo přivedené do kotle

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p + Q_{vz v} \quad (1.22)$$

Výhřevnost paliva

$$Q_i^r = 10800 \frac{kJ}{kg}$$

Fyzické teplo paliva

$$i_p = c_p \cdot t_p \quad (1.23)$$

Fyzické teplo paliva se zahrnuje do výpočtu v případě, kdy je palivo předehříváno mimo kotel nebo je-li palivo sušeno v otevřeném mlecím okruhu. Jestliže palivo není předehříváno, uvažuje se jen u paliv s obsahem vody [1].

$$W_t^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (1.24)$$

$$40 \geq \frac{10800}{4,19} \cdot \frac{1}{150}$$

$$40 \geq 17,184$$

Nerovnost splněna, tudíž fyzické teplo je třeba zahrnout ve výpočtu, teplota paliva se tedy uvažuje $t_p = 20^\circ\text{C}$.

Měrné teplo paliva

$$c_p = c_w \cdot \frac{W_t^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W_t^r}{100} \quad (1.25)$$

kde c_w – měrné teplo vody, pro teplotu 20°C je $c_w = 4,19 \text{ kJ/kgK}$ podle [1]

c_{su} – měrné teplo sušiny paliva, pro teplotu 20°C je $c_{su} = 1,15 \text{ kJ/kgK}$ podle [1]

$$c_p = 4,19 \cdot \frac{40}{100} + 1,15 \cdot \frac{100 - 40}{100} = 2,366 \frac{kJ}{kg}$$

Fyzické teplo paliva

$$i_p = 2,366 \cdot 20 = 47,32 \frac{kJ}{kg}$$

Teplo ohřátí vlhkého vzduchu

Teplota vzduchu na vstupu je uvažována 25°C a přebytek vzduchu 1,370.

$$Q_{vz v} = \alpha \cdot I_{vz min} \quad (1.26)$$

$$Q_{vz v} = 1,370 \cdot 98,58 = 135,057 \frac{kJ}{kg}$$



Teplo přivedené do kotle

$$Q_p^p = 10800 + 47,32 + 135,057 = 10982,378 \frac{kJ}{kg}$$

1.6 Tepelné ztráty a účinnost kotle

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

$$z_c = z_{cs} + z_{cp} + z_{cú} + z_{cr} \quad (1.27)$$

Po odborné konzultaci bylo doporučeno volit tyto parametry dřevní štěpky pro jednotlivé druhy tuhých zbytků.

Tab. 1.6 – Procentuální podíly spalitelných látek a popela v palivu

Druh tuhých zbytků	Procento spalitelných látek C_i - [%]	Procento popela X_i - [%]	Teplota t_i - [°C]	Měrné teplo tuhých zbytků c_i - [kJ/kg]
<i>škváře</i>	46	26	250	0,8625
<i>popílek</i>	41	5	250	0,8625
<i>úlet</i>	41	65	190	0,8422
<i>propad</i>	46	4	170	0,8346

Vzorový výpočet měrného tepla tuhých zbytků pro teplotu 250 °C

Měrné teplo tuhých zbytků je vypočteno pro jednotlivé teploty pomocí lineární interpolace.

$$c_s = c_{200} + \frac{c_{300} - c_{200}}{t_{300} - t_{200}} \cdot (t_{250} - t_{200}) \quad (1.28)$$

$$c_s = 0,846 + \frac{0,879 - 0,846}{300 - 200} \cdot (250 - 200) = 0,8625 \frac{kJ}{kg}$$

Ztráta ve škváře

$$z_{cs} = \frac{C_s}{100 - C_s} \cdot \frac{X_s}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cs} \quad (1.29)$$

kde C_s – procento hořlaviny ve škváře

X_s – procento popela ve škváře

A^r – procento popela v palivu

Q_{cs} – výhřevnost hořlaviny škváry, průměrně se uvažuje 32600 kJ/kg [1]

$$z_{cs} = \frac{46}{100 - 46} \cdot \frac{26}{100} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 32600 = 1,315 \%$$

**Ztráta v popílku**

Uvažuje se popílek zachycený ve výsypkách.

$$z_{cp} = \frac{C_p}{100 - C_p} \cdot \frac{X_p}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cp} \quad (1.30)$$

$$z_{cp} = \frac{41}{100 - 41} \cdot \frac{5}{100} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 32600 = 0,206 \%$$

kde C_p – procento hořlaviny v popílku

X_p – procento popela v popílku

A_r – procento popela v palivu

Q_{cp} – výhřevnost hořlaviny popílku, průměrně se uvažuje 32600 kJ/kg [1]

Ztráta v úletu

$$z_{cú} = \frac{C_{ú}}{100 - C_{ú}} \cdot \frac{X_{ú}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cú} \quad (1.31)$$

$$z_{cú} = \frac{41}{100 - 41} \cdot \frac{65}{100} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 32600 = 2,682 \%$$

kde $C_{ú}$ – procento hořlaviny v úletu

$X_{ú}$ – procento popela v úletu

A_r – procento popela v palivu

$Q_{cú}$ – výhřevnost hořlaviny úletu, průměrně se uvažuje 32600 kJ/kg [1]

Ztráta v propadu

$$z_{cr} = \frac{C_r}{100 - C_r} \cdot \frac{X_r}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cr} \quad (1.32)$$

$$z_{cr} = \frac{46}{100 - 46} \cdot \frac{4}{100} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 32600 = 0,202 \%$$

kde C_r – procento hořlaviny v propadu

X_r – procento popela v propadu

A_r – procento popela v palivu

Q_{cr} – výhřevnost hořlaviny v propadu, průměrně se uvažuje 32600 kJ/kg [1]

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

$$z_c = 1,315 + 0,206 + 2,682 + 0,202 = 4,405 \%$$



Ztráta chemickým nedopalem

$$z_{cn} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{sp\ min}^S}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_p^p} \quad (1.33)$$

kde mgCO – emisní limit CO, po odborné konzultaci mgCO = 200 mg/Nm³

$O_{sp\ min}^S$ – minimální množství suchých spalin

$O_{2\ ref}$ – obsah kyslíku pro referenční stav spalin, uvažováno $O_{2\ ref} = 6\%$ [2]

Q_p^p – teplo přivedené do kotle

$$z_{cn} = \frac{0,2116 \cdot 200 \cdot 2,934}{(21 - 6) \cdot 10982,378} \cdot 100 = 0,0753\%$$

Ztráta sdílením tepla do okolí

Určuje se z diagramu, ze závislosti na parním výkonu kotle a druhu izolace opláštění. Hodnota volena po odborné konzultaci.

$$z_{so} = 1\%$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta je dána součtem jednotlivých částí (škváře, popílku, úletu a propadu roštem).

$$z_f = z_{fs} + z_{fp} + z_{fú} + z_{fr} \quad (1.34)$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve škváře

$$z_{fs} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_s \cdot t_s \quad (1.35)$$

$$z_{fs} = \frac{26}{1 - 46} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 0,863 \cdot 250 = 0,0189\%$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v popílku

$$z_{fp} = \frac{X_p}{1 - C_p} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_p \cdot t_p \quad (1.36)$$

$$z_{fp} = \frac{5}{1 - 41} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 0,863 \cdot 250 = 0,00333\%$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v úletu

$$z_{fú} = \frac{X_ú}{1 - C_ú} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_ú \cdot t_ú \quad (1.37)$$

$$z_{fú} = \frac{65}{1 - 41} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 0,842 \cdot 190 = 0,0321\%$$

**Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v propadu**

$$z_{fr} = \frac{X_r}{1 - C_r} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_r \cdot t_r \quad (1.38)$$

$$z_{fr} = \frac{4}{1 - 46} \cdot \frac{2}{10982,378} \cdot 0,835 \cdot 170 = 0,00191 \%$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$z_f = 0,0189 + 0,00333 + 0,0321 + 0,00191 = 0,0563 \%$$

Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Navrhovaná teplota spalin za kotlem je 180 °C.

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{sp}^{180} - I_{vz}^{25}}{Q_p^p} \quad (1.39)$$

kde I_{sp}^{180} – entalpie spalin při teplotě 180 °C a přebytku vzduchu 1,370 za kotlem.

I_{vz}^{25} – entalpie vzduchu s přebytkem 1,370 za kotlem a při teplotě okolí (25 °C)

Entalpie spalin

$$I_{sp}^{180} = I_{sp\ min}^{180} + (\alpha_K - 1) \cdot I_{vz\ min}^{180} \quad (1.40)$$

$$I_{sp\ min}^{180} = 542,40 + \frac{1095,86 - 542,40}{200 - 100} \cdot (180 - 100) = 988,684 \frac{kJ}{kg}$$

$$I_{vz\ min}^{180} = 397,21 + \frac{804,98 - 400,03}{200 - 100} \cdot (180 - 100) = 723,989 \frac{kJ}{kg}$$

$$I_{sp}^{180} = 988,684 + (1,370 - 1) \cdot 723,989 = 1223,981 \frac{kJ}{kg}$$

Entalpie vzduchu

$$I_{vz}^{25} = \alpha_K \cdot I_{vz\ min}^{25} \quad (1.41)$$

$$I_{vz}^{25} = 1,370 \cdot 98,58 = 135,057 \frac{kJ}{kg}$$

Ztráta citelným teplem spalin

$$z_k = (100 - 4,405) \cdot \frac{1223,981 - 135,057}{10982,378} = 9,478\%$$

Nepočitatelná ztráta

Ztráta zahrnuje odchylky provedeního kotle od hodnot stanovených hodnot výpočtem. Hodnota ztráty je dána normou.

$$z_n = 0,35\%$$



Tab. 1.7 – Hodnoty jednotlivých ztrát kotle

Ztráta	Procentuální podíl [%]
<i>Hořlavinou v tuhých zbytcích</i>	4,405
<i>Chemickým nedopalem</i>	0,075
<i>Sdílením tepla do okolí</i>	1
<i>Fyzickým teplem tuhých zbytků</i>	0,0563
<i>Citelným teplem spalin</i>	9,478
<i>Nepočitatelná</i>	0,35
CELKOVÁ	15,365

Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - (z_c + z_{cn} + z_{so} + z_f + z_k + z_n) \quad (1.42)$$

$$\eta_k = 100 - (4,405 + 0,075 + 1 + 0,0563 + 9,478 + 0,35) = 84,635 \%$$

Výrobní teplo páry

$$Q_V = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (1.43)$$

kde M_{pp} – parní výkon kotle, který činí 88 t/h

i_{pp} – entalpie výstupní páry

i_{nv} – entalpie napájecí vody

$$M_{pp} = \frac{88 \cdot 1000}{3600} = 24,444 \frac{kg}{s}$$

Parametry výstupní páry:

$$p_{pp} = 9,6 \text{ MPa}$$

$$t_{pp} = 520 \text{ °C}$$

Parametry napájecí vody:

$$p_{nv} = 11,1 \text{ MPa} \text{ – předpokládaný tlak}$$

$$t_{np} = 154 \text{ °C}$$

Entalpie výstupní páry a napájecí vody je určena z parních tabulek X - Steam

$$i_{pp} = 3430,824 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{nv} = 656,004 \text{ kJ/kg}$$

Výrobní teplo páry

$$Q_V = 24,444 \cdot (3430,824 - 656,004) = 67828,955 \frac{kJ}{s}$$



1.7 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle

$$M_p = \frac{Q_V}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (1.44)$$

$$M_p = \frac{67828,955}{10982,378 \cdot \frac{84,635}{100}} = 7,297 \frac{kg}{s}$$

Skutečné množství spáleného paliva

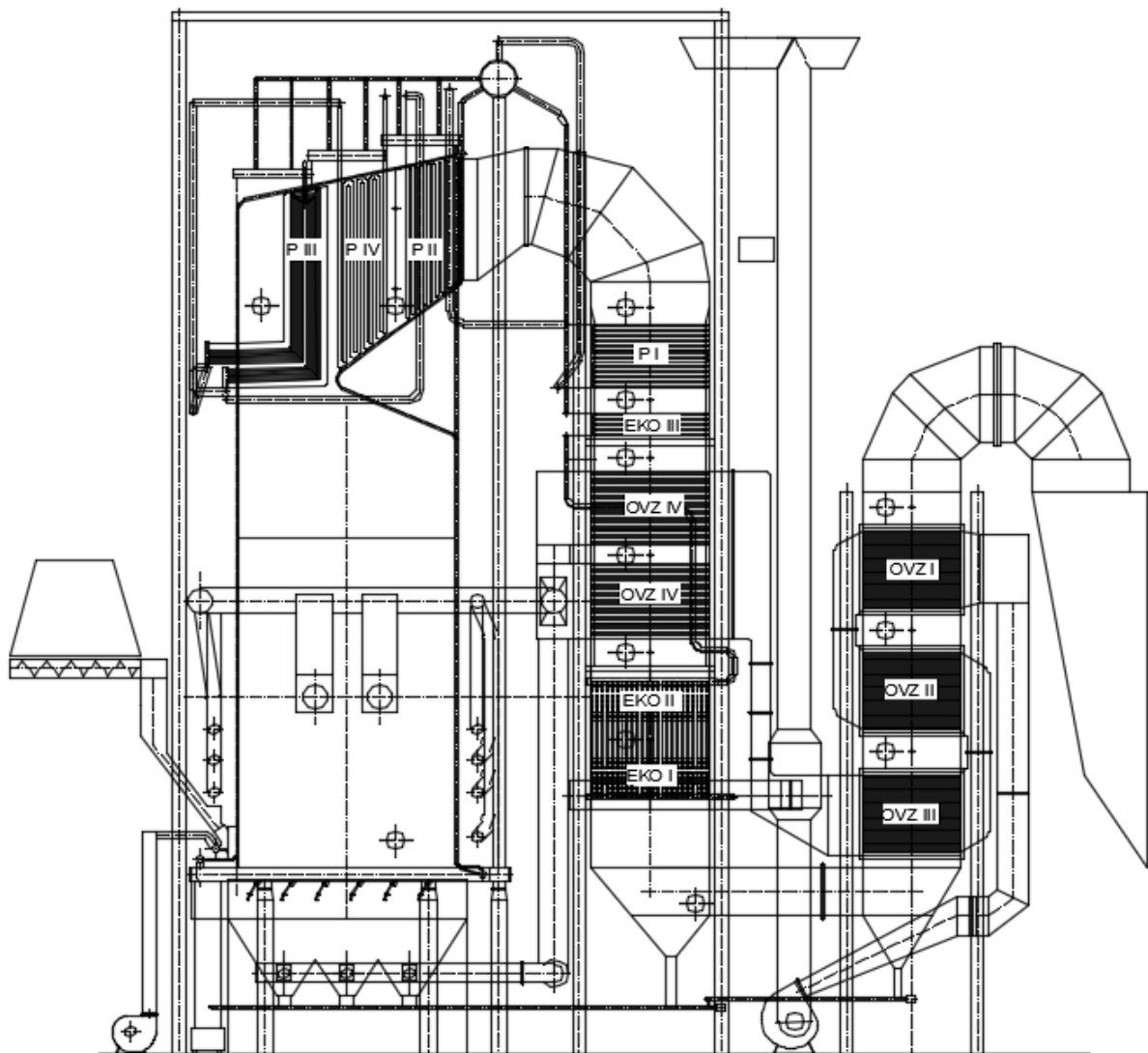
$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) \quad (1.45)$$

$$M_{pv} = 7,297 \cdot \left(1 - \frac{4,405}{100}\right) = 6,976 \frac{kg}{s}$$

2 NÁVRH TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Tab. 2.1 – Tlakové ztráty uvažované v teplosměnných plochách

Teplosměnná plocha	Tlaková ztráta [MPa]
<i>Přehřívák VI</i>	0,25
<i>Přehřívák III</i>	0,35
<i>Přehřívák II</i>	0,1
<i>Přehřívák I</i>	0,2
<i>Výparník</i>	0
<i>Ekonomizér III</i>	0,2
<i>Ekonomizér II, I</i>	0,4
<i>CELKOVÁ</i>	1,5



Obr. 2.1 – Schéma rozložení ploch



2.1 Zadané parametry

Výstupní přehřátá pára

$$t_{pp} = 520^{\circ}\text{C}$$

$$p_{pp} = 9,6\text{MPa}$$

$$i_{pp} = f(p_{pp}; t_{pp})$$

$$i_{pp} = 3430,825 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad - [4]$$

Napájecí voda

$$t_{nv} = 154^{\circ}\text{C}$$

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{p\text{ III}} + \Delta p_{p\text{ II}} + \Delta p_{p\text{ I}} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{eko} \quad (2.1)$$

$$p_{nv} = 9,6 + 0,25 + 0,35 + 0,3 + 0 + 0,6 = 11,1\text{MPa}$$

$$i_{nv} = f(p_{nv}; t_{nv})$$

$$i_{nv} = 656,00371 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad - [4]$$

2.2 Přehřívák IV

Výstupní parametry páry

$$p_{p\text{ IV}}^{\text{out}} = p_{pp}$$

$$p_{p\text{ IV}}^{\text{out}} = 9,6\text{MPa}$$

$$t_{p\text{ IV}}^{\text{out}} = t_{pp}$$

$$t_{p\text{ IV}}^{\text{out}} = 520^{\circ}\text{C}$$

$$i_{p\text{ IV}}^{\text{out}} = i_{pp}$$

$$i_{p\text{ IV}}^{\text{out}} = 3430,825 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Vstupní parametry páry při voleném entalpickém spádu $\Delta i_{p\text{ 4}} = 220 \text{ kJ/kg}$

$$p_{p\text{ IV}}^{\text{in}} = p_{p\text{ IV}}^{\text{out}} + \Delta p_{p\text{ IV}} \quad (2.2)$$

$$p_{p\text{ IV}}^{\text{in}} = 9,6 + 0,25 = 9,85\text{MPa}$$

$$i_{p\text{ IV}}^{\text{in}} = i_{p\text{ IV}}^{\text{out}} - \Delta i_{p\text{ 4}}$$

$$i_{p\text{ III}}^{\text{in}} = 3430,825 - 220 = 3210,825 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$t_{p\text{ IV}}^{\text{in}} = f(i_{p\text{ IV}}^{\text{in}}; p_{p\text{ IV}}^{\text{in}})$$

$$t_{p\text{ IV}}^{\text{in}} = 437,8^{\circ}\text{C} \quad - [4]$$

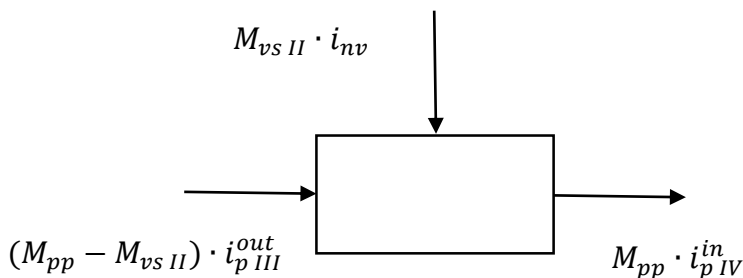
Teplo předané přehřívákem P IV

$$Q_{p\ IV} = M_{pp} \cdot (i_{p\ IV}^{out} - i_{p\ IV}^{in}) \quad (2.3)$$

$$Q_{p\ IV} = 24,444 \cdot (3430,825 - 3210,825) = 5377,778\text{kW}$$

2.3 Šotový přehřívák III a bilance vstřiku 2.

Na výstupu z přehříváku P III je vstřík napájecí vody, který reguluje teplotu vystupující páry. Teplota páry na výstupu z P III je navržena, s ohledem na volený materiál, na hodnotu 475 °C.



Obr. 2.2 – Bilanční schéma 2. vstřiku

Hmotnostní množství páry

$$M_{pp} = 24,444 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Výstupní parametry páry z P III

$$p_{p\ III}^{out} = 9,85\text{MPa}$$

$$t_{p\ III}^{out} = 475^\circ\text{C}$$

$$i_{p\ III}^{out} = f(p_{p\ III}^{out}; t_{p\ III}^{out})$$

$$i_{p\ III}^{out} = 3311,762 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Bilanční rovnice vstřiku

$$(M_{pp} - M_{vs\ II}) \cdot i_{p\ III}^{out} + M_{vs\ II} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{p\ IV}^{in} \quad (2.4)$$

$$M_{vs\ II} = \frac{M_{pp} \cdot (i_{p\ IV}^{in} - i_{p\ III}^{out}) \cdot i_{nv}}{i_{nv} - i_{p\ III}^{out}}$$

$$M_{vs\ II} = \frac{24,444 \cdot (3210,825 - 3311,762)}{656,00371 - 3311,762} = 0,929 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Kontrola vstříku

$$i_{p\ III\ skut}^{out} = \frac{(M_{pp} \cdot i_{p\ IV}^{in}) - (M_{vs\ II} \cdot i_{nv})}{M_{pp} - M_{vs\ II}} \quad (2.5)$$

$$i_{p\ III\ skut}^{out} = \frac{(24,444 \cdot 3210,825) - 0,929 \cdot 656,00371}{24,444 - 0,929} = 3311,762 \frac{kJ}{kg}$$

$$t_{p\ III\ skut}^{out} = f(p_{p\ III}^{out}, i_{p\ III\ skut}^{out})$$

$$t_{p\ III\ skut}^{out} = 475^{\circ}C$$

Odchylka teploty navržené od teploty skutečné je velmi malá.

Vstupní parametry páry při voleném entalpickém spádu $\Delta i_{p\ 3} = 248\ kJ/kg$

$$p_{p\ III}^{in} = p_{p\ III}^{out} + \Delta p_{p\ III} \quad (2.6)$$

$$p_{p\ III}^{in} = 9,85 + 0,35 = 10,2\ MPa$$

$$i_{p\ III}^{in} = i_{p\ III}^{out} - \Delta i_{p\ 2}$$

$$i_{p\ III}^{in} = 3311,762 - 248 = 3063,762 \frac{kJ}{kg}$$

$$t_{p\ III}^{in} = f(i_{p\ III}^{in}, p_{p\ III}^{in})$$

$$t_{p\ III}^{in} = 390,8^{\circ}C \quad - [4]$$

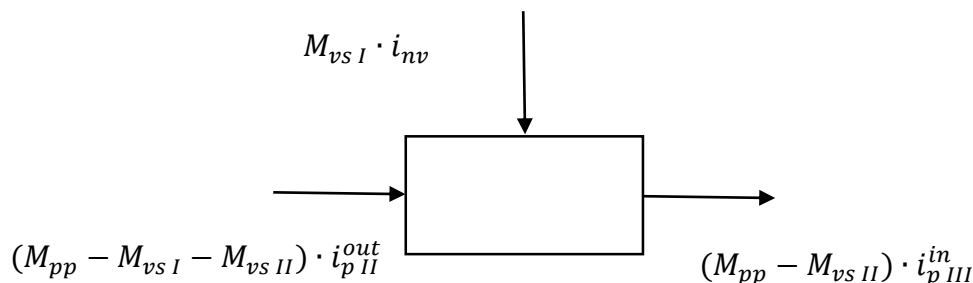
Teplo předané šotovým přehřívákem P III

$$Q_{p\ III} = (M_{pp} - M_{vs\ II}) \cdot (i_{p\ II}^{out} - i_{p\ II}^{in}) \quad (2.7)$$

$$Q_{p\ III} = (24,444 - 0,929) \cdot (3311,762 - 3063,762) = 5831,816\ kW$$

2.4 Přehřívák II a bilance vstříku 1.

Na výstupu z přehříváku P II je vstřík napájecí vody, který reguluje teplotu vystupující páry. Teplota páry na výstupu z P II je navržena, s ohledem na volený materiál, na hodnotu 468 °C.



Obr. 2.3 – Bilanční schéma 1. vstříku



Výstupní parametry páry z P II

$$p_{p II}^{out} = 10,2 MPa$$

$$t_{p II}^{out} = 468^{\circ}C$$

$$i_{p II}^{out} = f(p_{p II}^{out}; t_{p II}^{out})$$

$$i_{p II}^{out} = 3288,156 \frac{kJ}{kg}$$

Bilanční rovnice vstříku

$$(M_{pp} - M_{vs I} - M_{vs II}) \cdot i_{p II}^{out} + M_{vs I} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{vs II}) \cdot i_{p III}^{in} \quad (2.8)$$

$$M_{vs I} = \frac{(M_{pp} - M_{vs I}) \cdot (i_{p III}^{in} - i_{p II}^{out})}{i_{nv} - i_{p II}^{out}}$$

$$M_{vs I} = \frac{(24,444 - 0,929) \cdot (3063,762 - 3288,156)}{656,00371 - 3288,156} = 2,005 \frac{kg}{s}$$

Kontrola vstříku 1.

$$i_{p II skut}^{out} = \frac{(M_{pp} - M_{vs II}) \cdot i_{p III}^{in} - M_{vs I} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{vs I} - M_{vs II})} \quad (2.9)$$

$$i_{p II skut}^{out} = \frac{(24,444 - 0,929) \cdot 3075,46 - 2,005 \cdot 656,00371}{24,444 - 2,005 - 0,929} = 3288,156 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_{p II}^{out} = p_{p III}^{in}$$

$$p_{p II}^{out} = 10,2 MPa$$

$$t_{p II skut}^{out} = f(p_{p II}^{out}; i_{p II skut}^{out}) \quad - (x\text{-steam})$$

$$t_{p II skut}^{out} = 468^{\circ}C$$

Odchylka teploty navržené od teploty skutečné je velmi malá.

Vstupní parametry páry při voleném entalpickém spádu $\Delta i_{p 2} = 261 \text{ kJ/kg}$

$$p_{p II}^{in} = p_{p II}^{out} + \Delta p_{p II} \quad (2.10)$$

$$p_{p II}^{in} = 10,2 + 0,1 = 10,3 MPa$$

$$i_{p II}^{in} = i_{p II}^{out} - \Delta i_{p II}$$

$$i_{p II}^{in} = 3288,156 - 261 = 3027,156 \frac{kJ}{kg}$$

$$t_{p II}^{in} = f(i_{p II}^{in}; p_{p II}^{in})$$

$$t_{p II}^{in} = 380,5^{\circ}C \quad - [4]$$

**Teplo předané přehřívákem P II**

$$Q_{pII} = (M_{pp} - M_{vsI} - M_{vsII}) \cdot (i_{pII}^{out} - i_{pII}^{in}) \quad (2.11)$$

$$Q_{pII} = (24,444 - 2,005 - 0,929) \cdot (3288,155 - 3027,156) = 5614,285kW$$

2.5 Přehřívák I**Výstupní parametry páry**

$$p_{pI}^{out} = p_{pII}^{in}$$

$$p_{pI}^{out} = 10,3MPa$$

$$t_{pI}^{out} = t_{pII}^{in}$$

$$t_{pI}^{out} = 380,5^{\circ}C$$

$$i_{pI}^{out} = i_{pII}^{in}$$

$$i_{pI}^{out} = 3027,156 \frac{kJ}{kg}$$

Vstupní parametry páry při voleném entalpickém spádu $\Delta i_{p1} = 311$ kJ/kg

$$p_{pI}^{in} = p_{pI}^{out} + \Delta p_{pI} \quad (2.12)$$

$$p_{pI}^{in} = 10,3 + 0,2 = 10,5MPa$$

$$i_{pI}^{in} = i_{pI}^{out} - \Delta i_{p1}$$

$$i_{pI}^{in} = 3027,156 - 311 = 2716,144 \frac{kJ}{kg}$$

$$t_{pI}^{in} = f(i_{pI}^{in}, p_{pI}^{in})$$

$$t_{pI}^{in} = 314,6^{\circ}C \quad - [4]$$

Teplo předané přehřívákem P I

$$Q_{pI} = (M_{pp} - M_{vsI} - M_{vsII}) \cdot (i_{pI}^{out} - i_{pI}^{in}) \quad (2.13)$$

$$Q_{pI} = (24,444 - 2,005 - 0,929) \cdot (3027,156 - 2716,144) = 6690,0646kW$$



2.6 Výparník

Výstupní parametry páry

$$p_{výp}^{out} = p_{pI}^{in}$$

$$p_{výp}^{out} = 10,5MPa$$

$$t_{výp}^{out} = t_{pI}^{in}$$

$$t_{výp}^{out} = 314,6^{\circ}C$$

$$i_{výp}^{out} = f(p_{výp}^{out}; s) \quad - \text{entalpie syté páry [4]}$$

$$i_{výp}^{out} = 2716,144 \frac{kJ}{kg}$$

Vstupní parametry páry

$$p_{výp}^{in} = p_{výp}^{out}$$

$$p_{výp}^{in} = 10,5MPa$$

$$t_{výp}^{in} = t_{výp}^{out} - \Delta t \quad - \text{je třeba odečíst nedohřev z ekonomizéru}$$

$$t_{výp}^{in} = 314,6 - 86 = 228,6^{\circ}C$$

$$i_{výp}^{in} = f(p_{výp}^{in}; t_{výp}^{in}) \quad - \text{entalpie syté kapaliny [4]}$$

$$i_{výp}^{in} = 985,422 \frac{kJ}{kg}$$

Teplo předané výparníkem

$$Q_{výp} = M_{pp} - M_{vsI} - M_{vsII} \cdot (i_{výp}^{out} - i_{výp}^{in}) \quad (2.14)$$

$$Q_{výp} = (24,444 - 2,005 - 0,929) \cdot (2716,144 - 985,422) = 37229,012kW$$

2.7 Ekonomizér III

Výstupní parametry vody

$$p_{EKOIII}^{out} = p_{výp}^{in}$$

$$p_{EKOIII}^{out} = 10,5MPa$$

$$t_{EKOIII}^{out} = t_{výp}^{in} - \Delta t \quad - \text{uvažovaný nedohřev } 86^{\circ}C$$

$$t_{EKOIII}^{out} = 228,6 - 86 = 142,6^{\circ}C$$

$$i_{ekoIII}^{out} = f(p_{EKOIII}^{out}; t_{EKOIII}^{out}) \quad - [4]$$

$$i_{EKOIII}^{out} = 985,422 \frac{kJ}{kg}$$

**Vstupní parametry vody při voleném entalpickém spádu $\Delta i_{EKO 3} = 118 \text{ kJ/kg}$**

$$p_{EKO III}^{in} = p_{EKO III}^{out} + \Delta p_{EKO 3} \quad (2.15)$$

$$p_{EKO III}^{in} = 10,5 + 0,2 = 10,7 \text{ MPa}$$

$$i_{EKO III}^{in} = i_{EKO III}^{out} - \Delta i_{EKO 3}$$

$$i_{EKO III}^{in} = 985,422 - 118 = 867,422 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$t_{EKO III}^{in} = f(i_{EKO III}^{in}; p_{EKO III}^{in})$$

$$t_{EKO III}^{in} = 202,6^\circ\text{C} \quad - [4]$$

Teplo předané ekonomizérem III

$$Q_{EKO III} = M_{pp} - M_{vs I} - M_{vs II} \cdot (i_{EKO III}^{out} - i_{EKO III}^{in}) \quad (2.16)$$

$$Q_{EKO III} = (24,444 - 2,005 - 0,929) \cdot (985,422 - 867,422) = 2538,256 \text{ kW}$$

2.8 Ekonomizér II, I**Výstupní parametry vody**

$$p_{EKO II,I}^{out} = p_{EKO III}^{in}$$

$$p_{EKO II,I}^{out} = 10,7 \text{ MPa}$$

$$t_{EKO II,I}^{out} = t_{EKO III}^{in}$$

$$t_{EKO II,I}^{out} = 202,6^\circ\text{C}$$

$$i_{EKO II,I}^{out} = i_{EKO III}^{in} \quad - [4]$$

$$i_{EKO II,I}^{out} = 867,422 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Vstupní parametry vody při voleném entalpickém spádu $\Delta i_{eko 2,1} = 211,541 \text{ kJ/kg}$

$$t_{EKO II,I}^{in} = t_{nv}$$

$$t_{EKO II,I}^{in} = 154^\circ\text{C}$$

$$i_{EKO II,I}^{in} = f(p_{EKO II,I}^{in}; t_{EKO II,I}^{in}) \quad - [4]$$

$$i_{EKO II,I}^{in} = 656,0037 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Teplo předané ekonomizérem II, I

$$Q_{EKO II,I} = M_{pp} - M_{vs I} - M_{vs II} \cdot (i_{EKO II,I}^{out} - i_{EKO II,I}^{in}) \quad (2.17)$$

$$Q_{eko II,I} = (24,444 - 2,005 - 0,929) \cdot (867,422 - 656,0037) = 4550,389 \text{ kW}$$



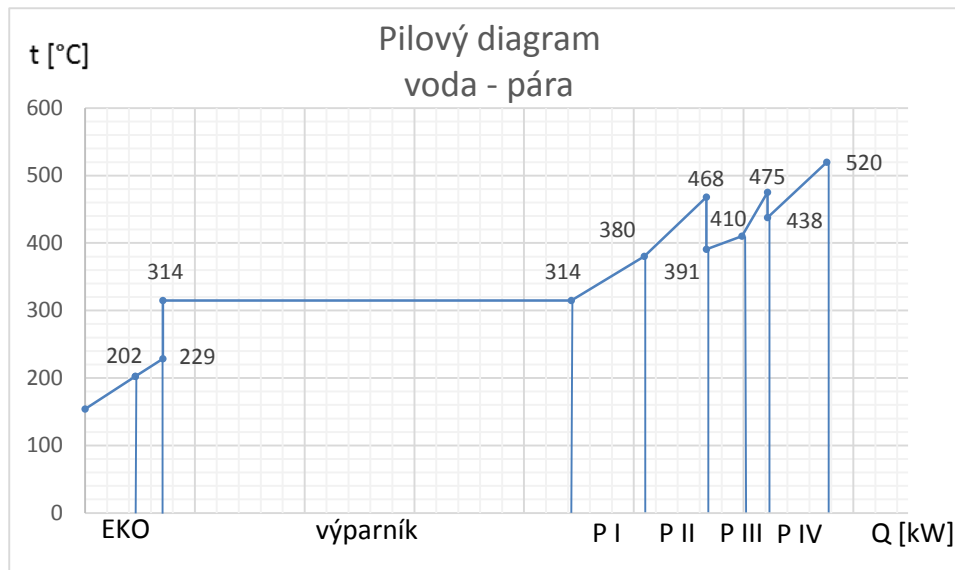
Celkový tepelný výkon

$$Q_{cel} = Q_{EKO\ II,I} + Q_{EKO\ III} + Q_{výp} + Q_{p\ I} + Q_{p\ II} + Q_{p\ III} + Q_{p\ IV} \quad (2.18)$$

$$Q_{cel} = 4576,748 + 2528 + 37229,0112 + 6690,065 + 5614,286 + 5831,816 + 5377,778 = 67828,95\text{kW}$$

Tab. 2.2 – Shrnutí navrhovaných teplot, entalpií a výkonů ze strany páry

teplosměnné plochy		tlak [MPa]	teplota [°C]	entalpie [kJ/kg]	entalpický spád [kJ/kg]	výkon [kW]
<i>přehřívák IV</i>	výstup	9,6	520	3430,825	220	5377,778
	vstup	9,85	438	3210,825		
<i>přehřívák III</i>	výstup	9,85	475	3311,762	248	5831,816
	vstup	10,2	391	3063,762		
<i>přehřívák II</i>	výstup	9,85	468	3288,156	261	5614,286
	vstup	10,2	381	3027,156		
<i>přehřívák I</i>	výstup	10,2	381	2716,144	311	6690,065
	vstup	10,5	315	2716,144		
<i>výparník</i>	výstup	10,5	315	2716,144	1730,73	377229,012
	vstup	10,5	228	985,422		
<i>ekonomizér III</i>	výstup	10,5	228	985,422	118	2538,250
	vstup	10,7	203	867,422		
<i>ekonomizérII, I</i>	výstup	10,7	203	867,422	211,42	4547,734
	výstup	11,1	154	656,		
CELKEM						67828,955



Obr. 2.4 – Pilový diagram pro vodu a páru

2.9 Ohřívák vzduchu IV

Výstupní parametry vzduchu

$$t_{OVZ IV}^{out} = 242^{\circ}C$$

$$i_{OVZ IV}^{out} = 973,008 \frac{kJ}{kg} \quad - \text{ (interpolovaná hodnota)}$$

Vstupní parametry

$$t_{OVZ IV}^{in} = 130^{\circ}C$$

$$i_{OVZ IV}^{in} = 516,378 \frac{kJ}{kg} \quad - \text{ (interpolovaná hodnota)}$$

Teplu předané ohřívákem vzduchu IV

$$Q_{OVZ IV} = M_{pv} \cdot \beta \cdot (i_{OVZ IV}^{out} - i_{OVZ IV}^{in}) \quad (2.19)$$

kde M_{pv} – skutečné množství spáleného paliva, $M_{pv} = 6,759 \text{ kg/s}$

β – součinitel přebytku vzduchu, $\beta = 1,274$

$$Q_{OVZ IV} = 6,759 \cdot 1,274 \cdot (973,008 - 516,378) = 4058,241 \text{ kW}$$



2.10 Ohřívák vzduchu III, II, I

Výstupní parametry vzduchu

$$t_{OVZ\ III-I}^{out} = 130^{\circ}C$$

$$i_{OVZ\ III-I}^{out} = 516,378 \frac{kJ}{kg} \quad - \text{(interpolovaná hodnota)}$$

Vstupní parametry

$$t_{OVZ\ III-I}^{in} = 50^{\circ}C$$

$$i_{OVZ\ III-I}^{in} = 199,0659 \frac{kJ}{kg} \quad - \text{(interpolovaná hodnota)}$$

Teplo předané ohříváky vzduchu III, II, I

$$Q_{OVZ\ III-I} = M_{pv} \cdot \beta \cdot (i_{OVZ\ III-I}^{out} - i_{OVZ\ III-I}^{in}) \quad (2.20)$$

kde M_{pv} – skutečné množství spáleného paliva

β – součinitel přebytku vzduchu

$$Q_{OVZ\ III-I} = 6,759 \cdot 1,274 \cdot (516,378 - 199,0659) = 2820,0784 kW$$

2.11 Tepelná bilance ze strany spalin

Výpočet vstupních a výstupních teplot spalin pro jednotlivé výhřevné plochy.

$$i_X = i_Y - \frac{Q_i + Q_{par\ i}}{M_{pv} \cdot \varphi} \quad (2.21)$$

kde i_X – výstupní entalpie výhřevné plochy i

i_Y – vstupní entalpie výhřevné plochy i

Q_i – navržené předané teplo výhřevnou plochou i

$Q_{par\ i}$ – teplo předané výhřevným plochám v prostoru výhřevné plochy i

M_{pv} – skutečné množství spáleného paliva

φ – součinitel uchování tepla

Výstupní entalpie z deskového přehříváku III

$$i_B = i_A - \frac{Q_{III} + Q_{par\ III}}{M_{pv} \cdot \varphi} \quad (2.22)$$

kde i_A – vstupní entalpie do výhřevné plochy

Q_{III} – navržené předané teplo deskovým přehřívákem

$Q_{par\ III}$ – teplo předané paralelním plochám v prostoru dekových přehříváků

M_{pv} – skutečné množství spáleného paliva

φ – součinitel uchování tepla

**Výstupní entalpie z deskového přehříváku III**

$$i_B = 6933,3 - \frac{5831,82 + 1595}{6,976 \cdot 0,988} = 5893,062 \text{ kJ/kg}$$

Výstupní teplota z deskového přehříváku III

Teplota je určena pomocí lineární interpolace.

$$i_B = 5893,062 \text{ kJ/kg}$$

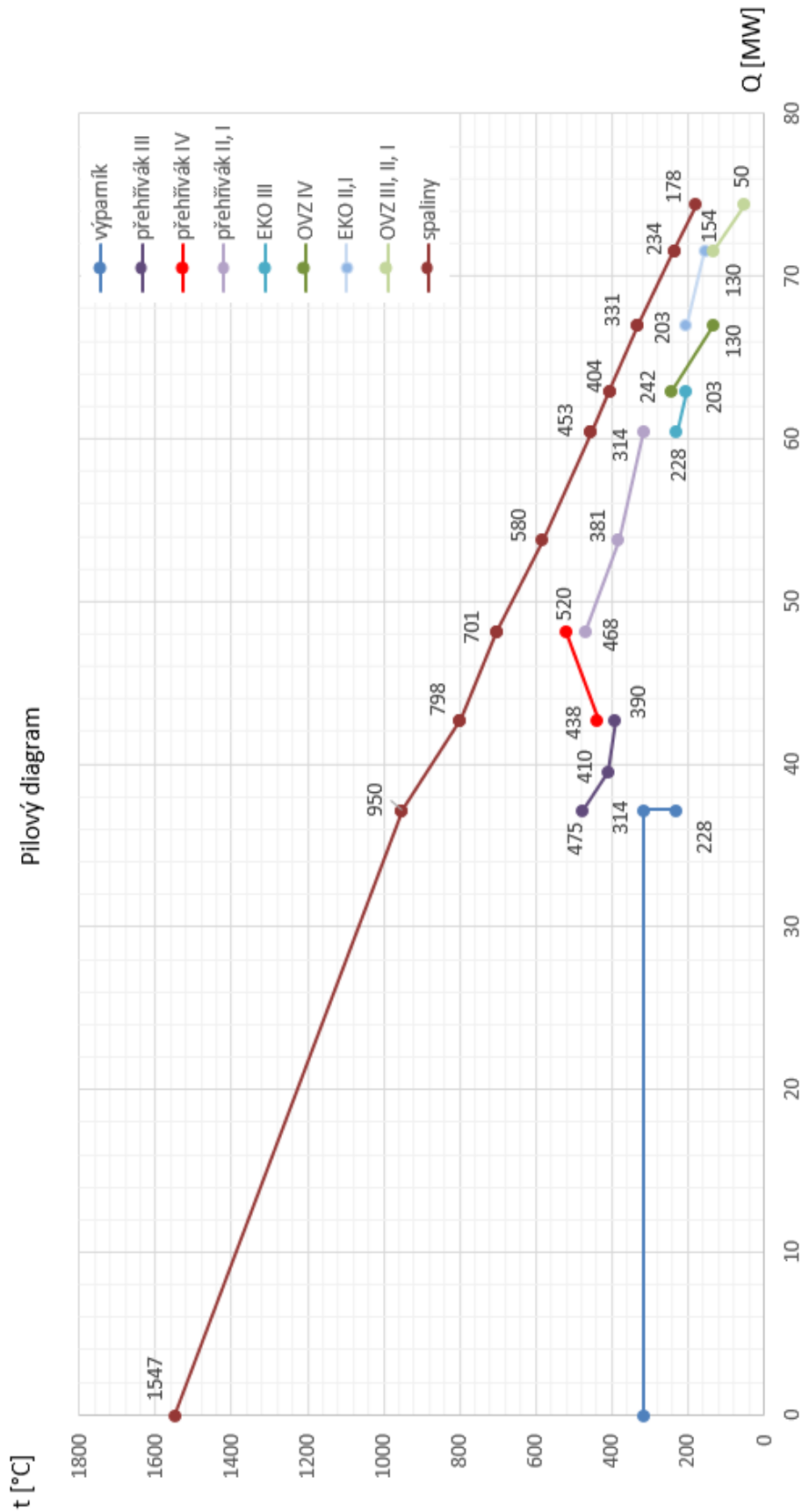
$$t_B = 798,46^\circ\text{C}$$

Pro následující výhřevné plochy je postup výpočtu obdobný. Výhřevné plochy jsou řazeny podle průchodu spalin.

Tab. 2.3 – Teploty spalin na výstupu z teplosměnných ploch

teplosměnné plochy		entalpie [kJ/kg]	teplota [°C]
<i>přehřívák III</i>	vstup	6933,3	950
	výstup	5893,062	798,46
<i>přehřívák IV</i>	vstup	5893,062	798,46
	výstup	5109,63	701,077
<i>přehřívák II</i>	vstup	5109,63	701,077
	výstup	4290,22	596,84
<i>kotlová mříž</i>	vstup	4290,22	596,84
	výstup	4162,79	580,26
<i>přehřívák I</i>	vstup	4162,79	580,26
	výstup	3197,39	453,37
<i>ekonomizér III</i>	vstup	3197,39	453,37
	výstup	2829,23	404,16
<i>ohřívák vzduchu IV</i>	vstup	2829,23	404,16
	výstup	2247,49	330,93
<i>ekonomizér II, I</i>	vstup	2247,49	330,93
	výstup	1595,57	233,89
<i>ohřívák vzduchu III, II, I</i>	vstup	1595,57	233,89
	výstup	1191,31	177,88

2.12 Pilový diagram



Obr. 2.5 – Pilový diagram spaliny - pára

3 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Rozměry spalovací komory jsou dány rozměrem vibračního roštu.

$$a = 6,715 \text{ m}$$

$$b = 5,355 \text{ m}$$

$$c = 15,293 \text{ m}$$

$$d = 13,744 \text{ m}$$

$$e = 3,065 \text{ m}$$

$$f = 3,965 \text{ m}$$

kde a – šířka spalovací komory

b – hloubka spalovací komory

c – výška spalovací komory

Plošný rozměr ohniště

$$S_0 = a \cdot b \quad (3.1)$$

$$S_0 = 5,355 \cdot 6,715 = 35,958 \text{ m}^2$$

Plošné zatížení roštu

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_r^i}{S_0} \quad (3.2)$$

$$q_s = \frac{7,322 \cdot 10,8}{35,958} = 2,192 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$$

Aktivní objem ohniště

$$V_0 = a \cdot b \cdot c - \frac{(a - e) \cdot (c - d) \cdot b}{2} \quad (3.3)$$

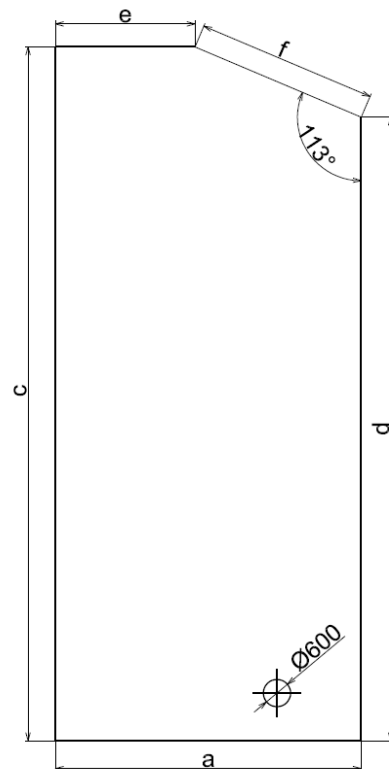
$$V_0 = 6,715 \cdot 5,435 \cdot 15,293 - \frac{(6,715 - 3,065) \cdot (15,293 - 13,74) \cdot 5,435}{2} = 543,789 \text{ m}^3$$

Povrch stěn ohniště

$$F_{st} = \left(2 \cdot a \cdot c - \frac{(a - e) \cdot (c - d)}{2} \right) + b \cdot (a + c + d + e + f) \quad (3.4)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 6,715 \cdot 5,435 - \left(\frac{(6,715 - 3,065) \cdot (15,293 - 13,744)}{2} \right) + 5,435 \cdot (6,715 +$$

$$+ 15,293 + 13,744 + 3,065 + 3,965) = 428,835 \text{ m}^2$$



Obr. 3.1 – Spalovací komora



Poměrná teplota spalin

$$\theta_0 = \frac{T_0}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} \quad (3.5)$$

Součinitel M

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 \quad (3.6)$$

kde x_0 – poměrná výška maximální hodnoty plamene, po odborné konzultaci voleno $x_0 = 0,105$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,105 = 0,5375$$

Boltzmannovo číslo

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot C}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (3.7)$$

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} \quad (3.8)$$

$$\varphi = 1 - \frac{1}{84,635 + 1} = 0,988$$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} \quad (3.9)$$

Uvolněné teplo v ohništi

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_c - z_{fs}}{100 - z_c} + Q_{vz} - Q_{vzv} \quad (3.10)$$

kde: Q_p^p – teplo přivedené do kotle
 z_{cn} – ztráta chemickým nedopalem
 z_c – ztráta hořlavinou tuhých zbytků
 z_{fs} – ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve škváře

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\bar{\psi} = x \cdot \xi \quad (3.11)$$

kde ξ – součinitel zanešení stěn ohniště
 x – úhlový součinitel, pro membránové stěny $x = 1$

$$\bar{\psi} = 1 \cdot 0,45 = 0,45$$

**Teplo přivedené se vzduchem**

Vzduch je uvažován dělený na 35% primárního, 65% sekundárního.

$$Q_{vz} = (\alpha_o - \Delta\alpha_o) \cdot (0,35 \cdot I_{vz\ min}^{180} + 0,65 \cdot I_{vz\ min}^{242}) + \Delta\alpha_o \cdot I_{vz\ min}^{25} \quad (3.12)$$

$$I_{vz\ min}^{180} = 722,521 \frac{kJ}{kg}$$

$$I_{vz\ min}^{242} = 973,01 \frac{kJ}{kg}$$

$$I_{vz\ min}^{25} = 135,058 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{vz} = (1,325 - 0,051) \cdot (0,35 \cdot 722,521 + 0,65 \cdot 973,01) + 0,051 \cdot 135,0577$$

$$Q_{vz} = 1134,81 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{vz\ v} = 135,0577 \frac{kJ}{kg}$$

Uvolněné teplo v ohništi

$$I_u = 10982,4 \cdot \frac{100 - 0,075 - 4,405 - 0,0189}{100 - 4,405} + 1134,81 - 135,0577$$

$$I_u = 11971,3 \frac{kJ}{kg}$$

Adiabatická teplota odpovídající I_u

$$\vartheta_a = 1500 + \frac{1600 - 1500}{12428,67 - 11556,20} \cdot (12367,88 - 11971,3) = 1547,578^\circ C$$

Předpokládaná teplota na výstupu z ohniště a ji odpovídající entalpie

$$\vartheta_0 = 950^\circ C$$

$$I_0 = 6933,30 \frac{kJ}{kg}$$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O}_{sp} \cdot C = \frac{11971,3 - 6933,30}{1547,58 - 950} = 8,431 \frac{kJ}{kgK}$$

Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{0,988 \cdot 6,976 \cdot 8,431}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 428,835 \cdot (1547,578 + 273,15)^3} = 0,8755$$



Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (3.13)$$

kde R – plocha hořící vrstvy paliva na roštu R

F_{st} – celková aktivní plocha ohniště

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (3.14)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa

s – účinná tloušťka sálavé vrstvy

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} \quad (3.15)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{534,789}{428,835} = 4,489m$$

Plocha hořící vrstvy

Plocha hořící vrstvy je menší než plocha roštu, protože na začátku roštu palivo ještě nehoří dokonale a na konci roštu palivo dohořívá a rošt je zde chlazen primárním vzduchem. Uvažuje se tedy délka aktivní plochy roštu o 2 metry kratší, než je plocha roštu.

$$R = (a - 2) \cdot b \quad (3.16)$$

$$R = (6,715 - 2) \cdot 5,355 = 25,248m^2$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (3.17)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nespítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

k_k – součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi $k_k = 1$

χ_1 – parametr druhu paliva $\chi_1 = 0,5$ dle [1]

χ_2 – parametr způsobu spalování $\chi_2 = 0,2$ dle [1]

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (3.18)$$

**Objemové části tříatomových plynů**

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (3.19)$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{sp}} \quad (3.20)$$

kde O_{SO_2} – objem SO_2 ve spalinách
 O_{CO_2} – objem CO_2 ve spalinách
 O_{sp} – skutečné množství spalin

$$r_{RO_2} = \frac{6,145 \cdot 10^{-5} + 0,589}{4,841} = 0,123 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} \quad (3.21)$$

$$O_{H_2O} = O_{H_2O \min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{vz \min}^s \quad (3.22)$$

$$O_{H_2O} = 0,927 + (1,0168 - 1) \cdot (1,2995 - 1) \cdot 2,967 = 0,927 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,927}{4,841} = 0,198 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,123 + 0,198 = 0,322 \frac{m^3}{kg}$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,101 \text{ MPa}$

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (3.23)$$

$$p_{sp} = 0,101 \cdot 0,322 = 0,0325 \text{ MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,198}{3,16 \cdot \sqrt{0,325 \cdot 4,489}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{950 + 273}{1000} \right) \cdot 0,322 = 1,43 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (3.24)$$

kde T_0 – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště

$$d = 20 \mu\text{m} [1]$$

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách



Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (3.25)$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalín

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,764} \cdot \frac{70}{100} = 2,894$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 950)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,894 = 0,149 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = 1,424 + 0,149 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 1,724 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-1,724 \cdot 0,101 \cdot 4,489} = 0,542$$

Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{0,542 + (1 - 0,542) \cdot \frac{25,249}{428,835}}{1 - (1 - 0,542) \cdot (1 - 0,45) \cdot \left(1 - \frac{25,249}{428,835}\right)} = 0,746$$

Poměrná teplota spalín

$$\theta_0 = \frac{T_0}{T_a} = \frac{1}{1 + 0,538 \cdot \left(\frac{0,746}{0,8755}\right)^{0,6}} = 0,672$$

Skutečná teplota spalín na výstupu z ohniště

$$\vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} \quad (3.26)$$

$$\vartheta_0 = \frac{1547,58 + 273,15}{1 + 0,538 \cdot \left(\frac{0,746}{0,8755}\right)^{0,6}} = 950,3^\circ C$$

Rozdíl mezi teplotou skutečnou a navrženou je minimální.

**Teplo odevzdané v ohništi do stěn**

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) \quad (3.27)$$

kde φ – součinitel uchování tepla

I_u – entalpie nechlazeného plamene (adiabatická)

I_o – entalpie spalin na výstupu z ohniště

$$Q_s = 0,988 \cdot (11971,3 - 6933,30) = 4979,169 \frac{kW}{kg}$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště

$$\bar{q} = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_u - I_o)}{F_{\dot{u}s}} \quad (3.28)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$F_{\dot{u}s} = F_{st} - a \cdot b - F_{ot} \quad (3.29)$$

Neotrubkované úseky

Součet úseků stěny, které nejsou pokryty trubkami (průlezy, hořáky, atd.)

$$F_{ot} = 2m^2$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$F_{\dot{u}s} = 428,835 - 6,715 \cdot 5,355 - 2 = 390,876m^2$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště

$$\bar{q} = \frac{0,988 \cdot 6,976 \cdot (11971,3 - 6933,30)}{390,876} = 88,863 \frac{kW}{m^2}$$

Plocha výstupního otvoru

$$F_{vo} = b \cdot e \cdot \psi \quad (3.30)$$

kde ψ – součinitel tepelné efektivity, $\psi = 0,65$

$$F_{vo} = 3,065 \cdot 5,355 \cdot 0,65 = 10,668 m^2$$

Teplo odevzdané v ohništi výparníku

$$Q_{výp} = \bar{q} \cdot (F_{\dot{u}s} - F_{vo}) \quad (3.31)$$

$$Q_{výp} = 88,863 \cdot (390,876 - 3,065 \cdot 5,355 \cdot 0,65) = 33786,459kW$$

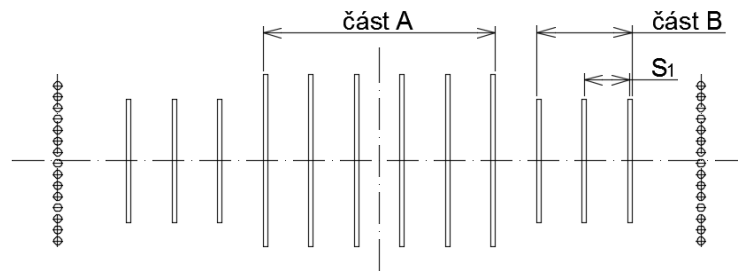
Teplo odsávané z ohniště výstupním průřezem

$$Q_{ods} = \bar{q} \cdot F_{vo} \quad (3.32)$$

$$Q_{ods} = 88,863 \cdot 10,668 = 947,404 kW$$

4 DESKOVÝ PŘEHŘÍVÁK - ČÁST A

Původně byl deskový přehřívák počítán jako jeden celek, ale z důvodu velkého parního průřezu, tudíž nízké rychlosti páry, byl rozdělen na dvě části, které jsou zapojeny sériově. Pára nejdříve vstupuje do části A, která je tvořena 6 deskami po 14 trubkách a umístěna ve středu kanálu. Následuje část B, do které vstupuje pára po průchodu části A. Část B je rozdělena na dvě části po 3 deskách o 10 trubkách a umístěna po stranách části A.



Obr. 4.1 – Uspořádání částí deskového přehříváku

4.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

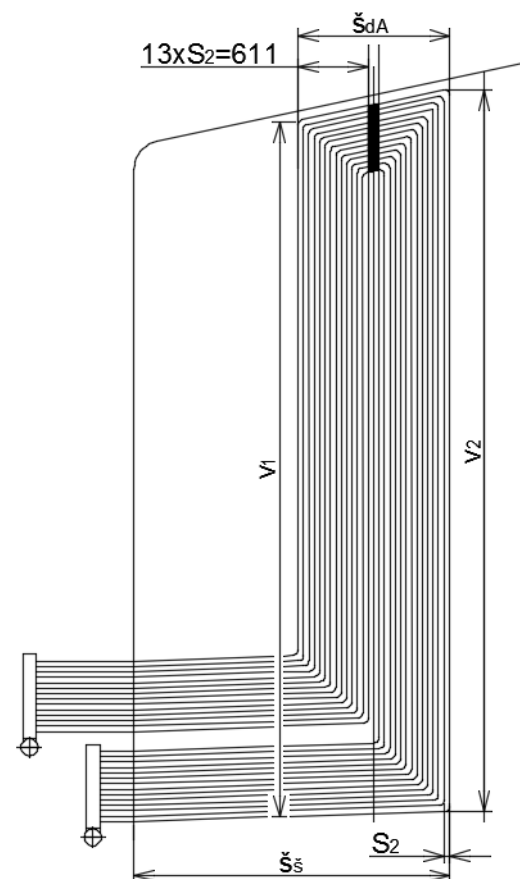
průměr trubky	$D = 0,0337 \text{ m}$
tloušťka stěny trubky	$t_l = 0,006 \text{ m}$
vnitřní průměr trubky	$d = 0,0217 \text{ m}$
příčná rozteč	$S_1 = 0,35 \text{ m}$
podélná rozteč	$S_2 = 0,047 \text{ m}$
počet trubek	$n_{tr} = 14$
počet desek	$n_d = 6$

Rozměry šotů

šířka šotů	$\check{s}_s = 2,769 \text{ m}$
výška šotů 1.	$v_1 = 6 \text{ m}$
výška šotů 2.	$v_2 = 6,288 \text{ m}$
střední výška šotů	$v = (v_1 + v_2)/2$
	$v = 6,144 \text{ m}$
mezera pro závěs	$m = 0,1 \text{ m}$

Rozměry vstupního kanálu

šířka kanálu	$a = 3,0685 \text{ m}$
hloubka kanálu	$b = 2,6775 \text{ m}$



Obr. 4.2 – Deskový přehřívák A



4.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_A + t_B}{2} \quad (4.1)$$

kde t_A – vstupní teplota spalin

t_B – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{950 + 798}{2} = 874^\circ\text{C}$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sp}}{F_{sp}} \quad (4.2)$$

kde M_{pv} – skutečné množství paliva

O_{sp} – poloviční skutečné množství spalin pro střední teplotu a střední hodnotu součinitele přebytku vzduchu

F_{sp} – světlý průřez proudu spalin

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot F_2}{F_1 + F_2} \quad (4.3)$$

kde F_1 – vstupní světlý průřez

F_2 – výstupní světlý průřez

$$F_1 = a \cdot b - n_{dA} \cdot D \cdot \check{s}_s \quad (4.4)$$

kde a – šířka kanálu

b – hloubka kanálu

n_d – počet desek

D – vnější průměr trubek

\check{s}_s – šířka šotů

$$F_1 = 3,0685 \cdot 2,678 - 6 \cdot 0,0337 \cdot 2,768 = 7,656\text{m}^2$$

$$F_2 = v_2 \cdot b - n_d \cdot D \cdot v_2 \quad (4.5)$$

kde v_2 – výška šotů na výstupu

$$F_2 = 6,288 \cdot 2,678 - 6 \cdot 0,0337 \cdot 6,288 = 15,568\text{m}^2$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot 7,656 \cdot 15,568}{7,656 + 15,568} = 10,264\text{m}^2$$



Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{6,976 \cdot 2,421}{10,264} = 8,558 \frac{m}{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro desky

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (4.6)$$

Oprava na počet podélných řad c_z

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin 874 °C

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,091668 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,00014128 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $Pr = 0,5726$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (4.7)$$

kde $\sigma_1 = S_1/D$; $\sigma_1 = 10,386$

$\sigma_2 = S_2/D$; $\sigma_2 = 1,395$

při $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ se do vzorce dosazuje $\sigma_1 = 3$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,395}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,852$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro desky

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,852 \cdot \frac{0,917}{0,0337} \cdot \left(\frac{8,558 \cdot 0,0337}{0,000141} \right)^{0,65} \cdot 0,573^{0,33} = 54,67 \frac{W}{m^2K}$$

4.3 Podélné proudění ze strany páry

Střední teplota páry

$$t_{p \text{ III } A \text{ stř}}^p = \frac{t_{p \text{ III } A}^{\text{in}} + t_{p \text{ III } A}^{\text{out}}}{2} \quad (4.8)$$

kde $t_{p \text{ III } A}^{\text{in}}$ – vstupní teplota páry
 $t_{p \text{ III } A}^{\text{out}}$ – výstupní teplota páry

$$t_{p \text{ III } A \text{ stř}}^p = \frac{390,8 + 410}{2} = 400,4^\circ\text{C}$$

Střední tlak páry

$$p_{p \text{ III } A \text{ stř}}^p = \frac{p_{p \text{ III } A}^{\text{in}} + p_{p \text{ III } A}^{\text{out}}}{2} \quad (4.9)$$

kde $p_{p \text{ III } A}^{\text{in}}$ – vstupní tlak páry
 $p_{p \text{ III } A}^{\text{out}}$ – výstupní tlak páry

$$p_{p \text{ III } A \text{ stř}}^p = \frac{9,85 + 10,0}{2} = 9,925 \text{ MPa}$$

Hmotnostní množství páry

$$M_{pp}^{p \text{ III } A} = M_{pp} - M_{vs \text{ II}} \quad (4.10)$$

$$M_{pp}^{p \text{ III } A} = 24,444 - 0,929 = 23,515 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu páry

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,06863 \text{ W/mK}$
součinitel dynamické viskozity $\mu = 0,000025815 \text{ m}^2/\text{s}$
prandtlovo číslo $\text{Pr} = 1,15902$

Součinitel kinematické viskozity

$$\gamma = \mu \cdot \nu \quad (4.11)$$

kde ν – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty a tlaku páry,
 $\nu = 0,0267 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\gamma = 0,0000258 \cdot 0,0267 = 7,733 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$



Rychlost páry

$$w_p = \frac{M_{pp}^{p III A}}{f} \cdot v \quad (4.12)$$

kde $M_{pp}^{p III A}$ – hmotnostní množství páry
 v – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty a tlaku páry

Průřez pro páru

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr A} \cdot n_d \quad (4.13)$$

kde d – vnitřní průměr trubky
 $n_{tr A}$ – počet trubek v desce
 n_d – počet desek

$$f = \frac{\pi \cdot 0,0217^2}{4} \cdot 14 \cdot 6 = 0,03107 \text{ m}^2$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{23,515}{0,03107} \cdot 0,0267 = 20,217 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\vartheta} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_m \quad (4.14)$$

kde λ – součinitel tepelné vodivosti páry pro střední teplotu
 d_e – ekvivalentní průměr, který při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru trubky
 v – součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry
 w_p – rychlost proudu páry
 c_t – opravný koeficient, který při ochlazování spalin roven $c_t = 1$ [1]
 c_m – opravný koeficient, při dvoustranném ohřevu roven $c_m = 1$ [1]

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0686}{0,0217} \cdot \left(\frac{20,217 \cdot 0,0217}{0,0267} \right)^{0,8} \cdot 1,159^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 3391,176 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalínách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (4.15)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ podle [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin T

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (4.16)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa podle [1]

s – účinná tloušťka sálové vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (4.17)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

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

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (4.18)$$

$$r_{RO_2} = 0,122 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,195 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,122 + 0,195 = 0,316 \frac{m^3}{kg}$$



Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ dle [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (4.19)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,316 = 0,0316 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{b} + \frac{1}{c}} \quad (4.20)$$

kde a – výška desek přehříváku
b – příčná rozteč přehříváku
c – hloubka desek přehříváku

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{6,144} + \frac{1}{0,35} + \frac{1}{2,769}} = 0,532 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvítvivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,195}{3,16 \cdot \sqrt{0,32 \cdot 0,532}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{874 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,316 = 4,64 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (4.21)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště
d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště
d = 20 μm podle [1]
 μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (4.22)$$

kde x_p – poloviční procento popela v úletu
 A^r – procento popelovin v původním stavu paliva
 O_{sp} – poloviční skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{2,4207} \cdot \frac{35}{100} = 2,892 \text{ g} \cdot \text{m}^3$$

**Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 859,5)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,892 = 0,154 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k \cdot s \cdot p = (4,642 + 0,154) \cdot 0,1 \cdot 0,532 = 0,257 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,257} = 0,227$$

Výhřevná plocha desek části A

$$S_{p III A} = n_d \cdot S_{DA} \cdot x \tag{4.23}$$

kde x – úhlový součinitel, který se určí z diagramu 7-2 v [1], $x = 0,8$

Plocha jedné desky

$$S_{DA} = 2 \cdot ((\check{s}_s - \check{s}_{dA}) \cdot \check{s}_{dA} + \check{s}_{dA} \cdot v) \tag{4.24}$$

Šířka desky

$$\check{s}_{dA} = 2 \cdot S_2 \cdot (n_{tr} - 1) + D + m \tag{4.25}$$

$$\check{s}_{dA} = 2 \cdot 0,047 \cdot (14 - 1) + 0,0337 + 0,1 = 1,3557m$$

Plocha jedné desky

$$S_{DA} = 2 \cdot ((\check{s}_s - \check{s}_{dA}) \cdot \check{s}_{dA} + \check{s}_{dA} \cdot v) \tag{4.26}$$

$$S_{DA} = 2 \cdot ((2,769 - 1,3557) \cdot 1,3557 + 1,3557 \cdot 6,144) = 20,489m^2$$

Výhřevná plocha desek části A

$$S_{p III A} = 6 \cdot 20,489 \cdot 0,8 = 98,349m^2$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_A + Q_{S,A}}{S_{p III A}} \cdot 10^3 \tag{4.27}$$

kde t – střední teplota média v trubkách

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do média

Q – množství tepla odevzdaného do plochy, určeno z tepelné bilance

$Q_{S,A}$ – množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště

$S_{p III A}$ – výhřevná plocha počítaného dílu

ε – součinitel zanešení výhřevné plochy



Teplo dodané sáláním z ohniště

$$Q_{S,A} = \frac{S_{p III A}}{S_{p III A} + S_{par III}} \cdot Q_{s,dp} \quad (4.28)$$

Sálavé teplo z ohniště zachycené v prostoru desek

$$Q_{s,dp} = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} \cdot F_{vo} - q_{sv} \cdot F_{sv} \quad (4.29)$$

kde δ – součinitel, $\delta = 1$ [2]

y_h – součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště, $y_h = 0,65$ dle [2]

\bar{q} – střední tepelný tok do stěn ohniště

q_{sv} – tepelný tok z ohniště procházející výstupním průřezem deskového přehříváku

F_{sv} – plocha výstupního průřezu deskového přehříváku

F_{vo} – plocha výstupního otvoru ohniště

Tepelný tok z ohniště procházející výstupním průřezem deskového přehříváku

$$q_{sv} = y_h \cdot \bar{q} \cdot \frac{F_{vo}}{F_{sv}} \cdot (1 - a) \cdot \varphi_{o-sv} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{sv} \cdot a \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^4 \quad (4.30)$$

kde a – stupeň černosti spalin mezi deskami

ψ_{sv} – součinitel tepelné efektivity následujícího svazku, $\psi_{sv} = 0,3$ dle [2]

φ_{o-sv} – úhlový součinitel ohniště – svazek, $\varphi_{o-sv} = 0,946$ dle [2]

t – střední teplota spalin v prostoru desek

$$q_{sv} = 0,65 \cdot 88,863 \cdot \frac{16,413}{35,0871} \cdot (1 - 0,227) \cdot 0,946 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 \cdot 0,227 \cdot \left(\frac{874}{100}\right)^4$$

$$q_{sv} = 19,735 \frac{kW}{m^2}$$

Sálavé teplo z ohniště zachycené v prostoru desek

$$Q_{s,dp} = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} \cdot F_{vo} - q_{sv} \cdot F_{sv} \quad (4.31)$$

$$Q_{s,dp} = 1 \cdot 0,65 \cdot 88,863 \cdot 16,413 - 19,735 \cdot 35,0871 = 254,955 kW$$

Teplo dodané sáláním z ohniště

$$Q_{S,A} = \frac{S_{p III A}}{S_{p III A} + S_{par III}} \cdot Q_{s,dp} \quad (4.32)$$

$$Q_{S,A} = \frac{98,345}{98,345 + 86,603} \cdot 254,955 = 149,58 kW$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = 400,4 + \left(0,004 + \frac{1}{3391,176}\right) \cdot \frac{3264,674 + 149,582}{98,345} \cdot 10^3 = 519,7^\circ C$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,227 \cdot 874^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{519,7 + 273}{874 + 273}\right)^4}{1 - \frac{519,7 + 273}{874 + 273}} = 43,972 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \xi \cdot \left(\alpha_k \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x} + \alpha_s \right) \quad (4.33)$$

kde ξ – součinitel využití plochy deskového přehříváku, $\xi = 0,85$ [1]

α_k – součinitel přestupu tepla konvekcí

D – vnější průměr trubek

s_2 – podélná rozteč trubek

x – je úhlový součinitel osálení desek, $x = 0,8$ [1]

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = 0,85 \cdot \left(54,670 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0337}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,8} + 43,972 \right) = 102,799 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{př} = \frac{\alpha_1}{1 + \alpha_1 \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (4.34)$$

kde ε – součinitel zanesení, $\varepsilon = 0,004$ [1]

α_1 – součinitel přestupu tepla na straně spalin

α_2 – součinitel přestupu tepla na straně páry

m – zachycený podíl tepla vysálaného z ohniště

Zachycený podíl tepla vysálaného z ohniště

$$m = \frac{Q_{s,dp}}{Q_A} \quad (4.35)$$

kde $Q_{s,dp}$ – sálavé teplo z ohniště zachycené v prostoru desek

Q_A – teplo odevzdané do deskového přehříváku

$$m = \frac{254,955}{3264,674} = 0,07809$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{př} = \frac{102,799}{1 + 102,799 \cdot \left(0,004 + \frac{1}{3391,176}\right) \cdot (1 + 0,07809)}$$

$$k_{př} = 69,648 \frac{W}{m^2 K}$$

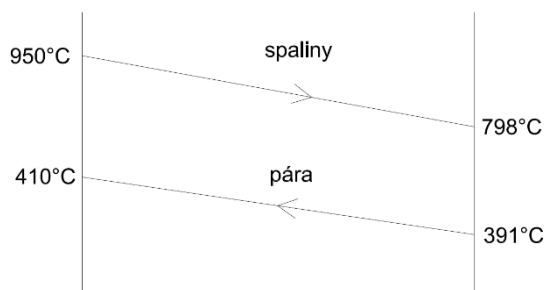
Teplu převzaté deskovým přehřívákem P III

$$Q_{P_{III}A}^{skut} = k_{př} \cdot \Delta t \cdot S_A \quad (4.36)$$

kde $k_{př}$ – součinitel přestupu tepla
 Δt – protiproudý teplotní spád
 S_A – výhřevná plocha deskového přehříváku

Protiproudý teplotní spád

Z důvodu umístění deskových přehříváku v oblastech vysokých teplot, je velký teplotní spád na obou koncích výhřevné plochy. Tudiž je splněna podmínka, že poměr většího a menšího rozdílu teplot je menší než 1,7. Teplotní spád lze tedy počítat jako rozdíl střední teploty spalin a páry.



Obr. 4.3 – Teplotní spád P III A

$$\Delta t = t_{stř}^{sp} - t_{p_{III}A}^p \quad (4.37)$$

$$\Delta t = 874 - 400,4 = 473,6^\circ C$$

Teplu převzaté deskovým přehřívákem P III A

$$Q_{P_{III}A}^{skut} = 69,648 \cdot 473,6 \cdot 98,345$$

$$Q_{P_{III}A}^{skut} = 3244,018 kW$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

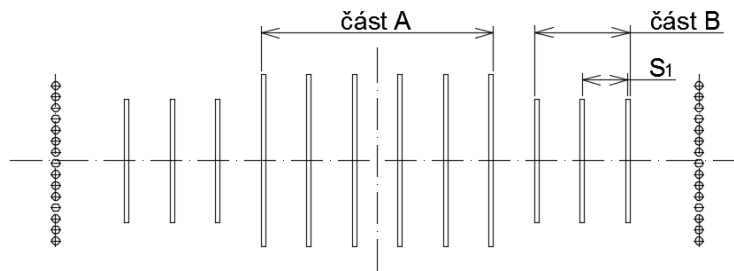
$$x = \frac{Q_{P_{III}A} - Q_{P_{III}}^{skut}}{Q_{P_{III}A}} \quad (4.38)$$

$$x = \frac{3264,674 - 3244,018}{3264,674}$$

$$x = 0,633\%$$

5 DESKOVÝ PŘEHŘÍVÁK - ČÁST B

Původně byl deskový přehřívák počítán jako jeden celek, ale z důvodu velkého parního průřezu, tudíž nízké rychlosti páry, byl rozdělen na dvě části, které jsou zapojeny sériově. Pára nejdříve vstupuje do části A, která je tvořena 6 deskami po 14 trubkách a umístěna ve středu kanálu. Následuje část B, do které vstupuje pára po průchodu části A. Část B je rozdělena na dvě části po 3 deskách o 10 trubkách a umístěna po stranách části A.



Obr. 5.1 – Uspořádání částí dekového přehříváku

5.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

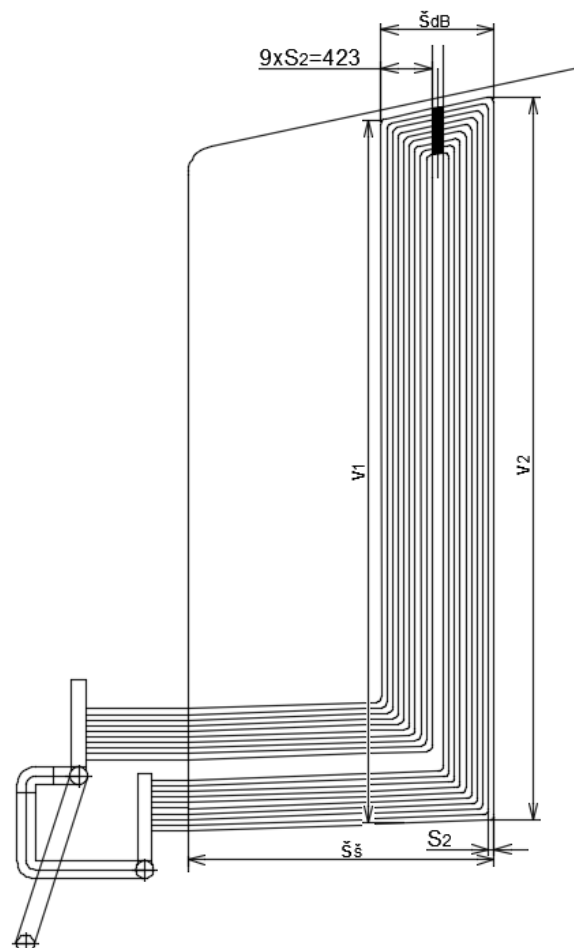
průměr trubky	$D = 0,0337 \text{ m}$
tloušťka stěny trubky	$t_l = 0,006 \text{ m}$
vnitřní průměr trubky	$d = 0,0217 \text{ m}$
příčná rozteč	$S_1 = 0,35 \text{ m}$
podélná rozteč	$S_2 = 0,047 \text{ m}$
počet trubek	$n_{tr} = 10$
počet desek	$n_d = 6$

Rozměry šotů

šířka šotů	$\check{s}_s = 2,769 \text{ m}$
výška šotů 1.	$v_1 = 6,04 \text{ m}$
výška šotů 2.	$v_2 = 6,248 \text{ m}$
střední výška šotů	$v = (v_1 + v_2)/2$
	$v = 6,144 \text{ m}$
mezera pro závěs	$m = 0,1 \text{ m}$

Rozměry vstupního kanálu

šířka kanálu	$a = 3,0685 \text{ m}$
hloubka kanálu	$b = 2,6775 \text{ m}$



Obr. 5.2 – Deskový přehřívák B



5.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_A + t_B}{2} \quad (5.1)$$

kde t_A – vstupní teplota spalin

t_B – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{950 + 798}{2} = 874^{\circ}\text{C}$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sp}}{F_{sp}} \quad (5.2)$$

kde M_{pv} – skutečné množství paliva

O_{sp} – poloviční skutečné množství spalin pro střední teplotu a střední hodnotu součinitele přebytku vzduchu

F_{sp} – světlý průřez proudu spalin

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot F_2}{F_1 + F_2} \quad (5.3)$$

kde F_1 – vstupní světlý průřez

F_2 – výstupní světlý průřez

$$F_1 = a \cdot b - n_{dA} \cdot D \cdot \check{s}_s \quad (5.4)$$

kde a – šířka kanálu

b – hloubka kanálu

n_d – počet desek

D – vnější průměr trubek

\check{s}_s – šířka šotů

$$F_1 = 3,0685 \cdot 2,678 - 6 \cdot 0,0337 \cdot 2,768 = 7,656\text{m}^2$$

$$F_2 = v \cdot b - n_d \cdot D \cdot v \quad (5.5)$$

kde v – výška šotů na výstupu

$$F_2 = 6,248 \cdot 2,678 - 6 \cdot 0,0337 \cdot 6,248 = 15,466\text{m}^2$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot 7,656 \cdot 15,568}{7,656 + 15,568} = 10,242\text{m}^2$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{6,976 \cdot 2,421}{10,242} = 8,576 \frac{m}{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro desky

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (5.6)$$

Oprava na počet podélných řad c_z

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin 874 °C

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,091668 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,00014128 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $Pr = 0,5726$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (5.7)$$

kde $\sigma_1 = S_1/D$; $\sigma_1 = 10,386$

$\sigma_2 = S_2/D$; $\sigma_2 = 1,395$

při $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ se do vzorce dosazuje $\sigma_1 = 3$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,395}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,852$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro desky

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,852 \cdot \frac{0,917}{0,0337} \cdot \left(\frac{8,576 \cdot 0,0337}{0,000141} \right)^{0,65} \cdot 0,573^{0,33} = 54,745 \frac{W}{m^2K}$$



5.3 Podélné proudění ze strany páry

Střední teplota páry

$$t_{p \text{ III B stř}}^p = \frac{t_{p \text{ III B}}^{\text{in}} + t_{p \text{ III B}}^{\text{out}}}{2} \quad (5.8)$$

kde $t_{p \text{ III B}}^{\text{in}}$ – vstupní teplota páry

$t_{p \text{ III B}}^{\text{out}}$ – výstupní teplota páry

$$t_{p \text{ III B stř}}^p = \frac{410 + 475}{2} = 442,5^\circ\text{C}$$

Střední tlak páry

$$p_{p \text{ III B stř}}^p = \frac{p_{p \text{ III B}}^{\text{in}} + p_{p \text{ III B}}^{\text{out}}}{2} \quad (5.9)$$

kde $p_{p \text{ III B}}^{\text{in}}$ – vstupní tlak páry

$p_{p \text{ III B}}^{\text{out}}$ – výstupní tlak páry

$$p_{p \text{ III B stř}}^p = \frac{10 + 10,2}{2} = 10,1 \text{ MPa}$$

Hmotnostní množství páry

$$M_{pp}^{p \text{ III B}} = M_{pp} - M_{vs \text{ II}} \quad (5.10)$$

$$M_{pp}^{p \text{ III B}} = 24,444 - 0,929 = 23,515 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu páry

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,07162 \text{ W/mK}$

součinitel dynamické viskozity $\mu = 0,000027315 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $\text{Pr} = 1,049$

Součinitel kinematické viskozity

$$\gamma = \mu \cdot v \quad (5.11)$$

kde v – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty a tlaku páry,

$$\gamma = 0,0000273 \cdot 0,0267 = 7,915 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

**Rychlost páry**

$$w_p = \frac{M_{pp}^{p III A}}{f} \cdot v \quad (5.12)$$

kde $M_{pp}^{p III A}$ – hmotnostní množství páry

v – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty a tlaku páry

Průřez pro páru

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr B} \cdot n_d \quad (5.13)$$

kde d – vnitřní průměr trubky

$n_{tr B}$ – počet trubek v desce

n_d – počet desek

$$f = \frac{\pi \cdot 0,0217^2}{4} \cdot 10 \cdot 6 = 0,0222 \text{ m}^2$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{23,515}{0,0222} \cdot 0,0289 = 30,708 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\vartheta} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_m \quad (5.14)$$

kde λ – součinitel tepelné vodivosti páry pro střední teplotu

d_e – ekvivalentní průměr, který při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru trubky

v – součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry

w_p – rychlost proudu páry

c_t – opravný koeficient, který při ochlazování spalin roven $c_t = 1$ [1]

c_m – opravný koeficient, při dvoustranném ohřevu roven $c_m = 1$ [1]

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0716}{0,0217} \cdot \left(\frac{30,708 \cdot 0,0217}{0,0289} \right)^{0,8} \cdot 1,049^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 4254,149 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



Součinitel přestupu tepla sáláním

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalinách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (5.15)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin T

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (5.16)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa [1]

s – účinná tloušťka sálavé vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (5.17)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

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

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (5.18)$$

$$r_{RO_2} = 0,122 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,195 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,122 + 0,195 = 0,316 \frac{m^3}{kg}$$

**Parciální tlak tříatomových plynů**

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (5.19)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,316 = 0,0316 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{b} + \frac{1}{c}} \quad (5.20)$$

kde a – výška desek přehříváku

b – příčná rozteč přehříváku

c – hloubka desek přehříváku

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{6,144} + \frac{1}{0,35} + \frac{1}{2,769}} = 0,532 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,195}{3,16 \cdot \sqrt{0,32 \cdot 0,532}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{874 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,316 = 4,64 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (5.21)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště

$$d = 20 \text{ } \mu\text{m} \text{ [1]}$$

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (5.22)$$

kde x_p – poloviční procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – poloviční skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{2,4207} \cdot \frac{35}{100} = 2,892 \text{ g} \cdot \text{m}^3$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 859,5)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,892 = 0,154 \frac{1}{\text{mMPa}}$$



Součinitel zeslabení sálání

$$k \cdot s \cdot p = (4,642 + 0,154) \cdot 0,1 \cdot 0,532 = 0,257 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,257} = 0,227$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_B + Q_{S,B}}{S_{P III B}} \cdot 10^3 \quad (5.23)$$

kde t – střední teplota média v trubkách

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do média

Q_B – množství tepla odevzdaného do plochy, určeno z tepelné bilance

$Q_{S,B}$ – množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště

$S_{P III B}$ – výhřevná plocha počítaného dílu

ε – součinitel zanešení výhřevné plochy $\varepsilon = 0,004 \text{ m}^2\text{K/W}$ dle [1]

Teplo dodané sáláním z ohniště

$$Q_{S,A} = \frac{S_{P III B}}{S_{P III B} + S_{par III}} \cdot Q_{s,dp} \quad (5.24)$$

kde $S_{par III}$ – paralelní plocha v prostoru dekových přehříváků

$Q_{s,dp}$ – sálavé teplo z ohniště zachycené v prostoru desek

$$Q_{S,A} = \frac{74,608}{74,608 + 86,603} \cdot 254,955 = 77,56 \text{ kW}$$

Výhřevná plocha desek části B

$$S_{III B} = n_d \cdot S_{DB} \cdot x \quad (5.25)$$

kde x – úhlový součinitel, který se určí z diagramu 7-2 v [1], $x = 0,8$

Plocha jedné desky

$$S_{DB} = 2 \cdot ((\check{s}_{\check{s}} - \check{s}_{dB}) \cdot \check{s}_{dB} + \check{s}_{dB} \cdot v) \quad (5.26)$$

Šířka desky

$$\check{s}_{dA} = 2 \cdot S_2 \cdot (n_{tr} - 1) + D + m \quad (5.27)$$

$$\check{s}_{dA} = 2 \cdot 0,047 \cdot (14 - 1) + 0,0337 + 0,1 = 1,3557 \text{ m}$$

Plocha jedné desky

$$S_{DA} = 2 \cdot ((2,769 - 1,3557) \cdot 1,3557 + 1,3557 \cdot 6,144) = 20,489 \text{ m}^2$$

**Výhřevná plocha desek části B**

$$S_{III A} = 6 \cdot 20,489 \cdot 0,8 = 98,349 m^2$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = 442,5 + \left(0,004 + \frac{1}{4254,149} \right) \cdot \frac{2340 + 77,56}{74,608} \cdot 10^3 = 552,3^\circ C$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,227 \cdot 874^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{552,3 + 273}{874 + 273} \right)^4}{1 - \frac{552,3 + 273}{874 + 273}} = 45,924 \frac{W}{m^2 K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \xi \cdot \left(\alpha_k \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x} + \alpha_s \right) \quad (5.28)$$

kde ξ – součinitel využití plochy deskového přehříváku, $\xi = 0,85$ podle [1]

α_k – součinitel přestupu tepla konvekcí

D – vnější průměr trubek

s_2 – podélná rozteč trubek

x – je úhlový součinitel osálení desek, $x = 0,8$ dle [1]

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = 0,85 \cdot \left(54,74 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0337}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,8} + 45,924 \right) = 104,548 \frac{W}{m^2 K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{př} = \frac{\alpha_1}{1 + \alpha_1 \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (5.29)$$

kde ε – součinitel zanesení, $\varepsilon = 0,004$ [2]

α_1 – součinitel přestupu tepla na straně spalin

α_2 – součinitel přestupu tepla na straně páry

m – zachycený podíl tepla vysálaného z ohniště

Zachycený podíl tepla vysálaného z ohniště

$$m = \frac{Q_{s,dp}}{Q_B} \quad (5.30)$$

kde $Q_{s,dp}$ – sálavé teplo z ohniště zachycené v prostoru desek

Q_B – teplo odevzdané do deskového přehříváku

$$m = \frac{254,955}{2340} = 0,1089$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{př} = \frac{104,548}{1 + 104,548 \cdot \left(0,004 + \frac{1}{4254,148}\right) \cdot (1 + 0,1089)}$$

$$k_{př} = 72,464 \frac{W}{m^2 K}$$

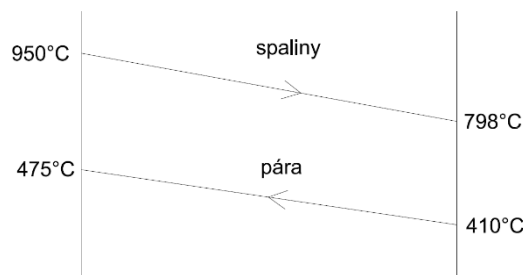
Teplu převzaté deskovým přehřívákem P III

$$Q_{P_{III} B}^{skut} = k_{př} \cdot \Delta t \cdot S_B \quad (5.31)$$

kde $k_{př}$ – součinitel přestupu tepla
 Δt – protiproudý teplotní spád
 S_B – výhřevná plocha deskového přehříváku

Protiproudý teplotní spád

Z důvodu umístění deskových přehříváku v oblastech vysokých teplot, je velký teplotní spád na obou koncích výhřevné plochy. Tudíž je splněna podmínka, že poměr většího a menšího rozdílu teplot je menší než 1,7. Teplotní spád lze tedy počítat jako rozdíl střední teploty spalin a páry.



Obr. 5.3 – Teplotní spád P III B

$$\Delta t = t_{stř}^{sp} - t_{p \text{ III B } stř}^p \quad (5.32)$$

$$\Delta t = 874 - 442,5 = 431,5^\circ C$$

Teplu převzaté deskovým přehřívákem P III B

$$Q_{P_{III} B}^{skut} = 72,464 \cdot 431,5 \cdot 74,608$$

$$Q_{P_{III} B}^{skut} = 2332,8707 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

$$x = \frac{Q_{P_{III} B} - Q_{P_{III} B}^{skut}}{Q_{P_{III} B}} \quad (5.33)$$

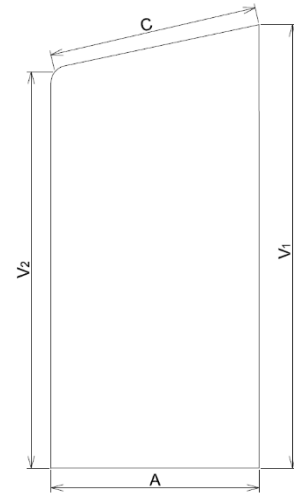
$$x = \frac{2340 - 2332,8707}{2340}$$

$$x = 0,305\%$$

5.4 Výpočet paralelních ploch v prostoru deskových přehříváků

Geometrické parametry paralelní plochy

šířka boční stěny	$A = 3,068 \text{ m}$
hloubka spalínového kanálu	$B = 5,355 \text{ m}$
šikmá délka stropu	$C = 3,137 \text{ m}$
výška boční stěny 1.	$V_1 = 6,552 \text{ m}$
výška boční stěny 2.	$V_2 = 5,9 \text{ m}$



Obr. 5.3 – Paralelní plocha par III

Plocha paralelní membránové stěny v prostoru deskových přehříváků

$$S_{par III} = 2 \cdot S_{bs} + V_1 \cdot B + C \cdot B \quad (5.34)$$

Plocha boční stěny

$$S_{bs} = A \cdot V_1 + \frac{(V_1 + V_2) \cdot A}{2} \quad (5.35)$$

$$S_{bs} = 3,068 \cdot 5,9 + \frac{(6,552 + 5,9) \cdot 3,068}{2} = 19,105 \text{ m}^2$$

$$S_{par III} = 2 \cdot 19,105 + 5,9 \cdot 5,355 + 3,137 \cdot 5,355 = 86,603 \text{ m}^2$$

Celkový skutečný výkon deskových přehříváků

$$Q_{III}^{skut} = Q_{PIII A}^{skut} + Q_{PIII B}^{skut} \quad (5.36)$$

$$Q_{PIII}^{skut} = 2332,87 + 3244,018 = 5576,88 \text{ kW}$$

Tepelný tok v prostoru deskových přehříváků

$$q_{par III} = \frac{Q_{PIII}^{skut}}{S_{P III A} + S_{P III B} + S_{par III}} \quad (5.37)$$

kde $S_{P III A}$ – výhřevná plocha dílu A

$S_{P III B}$ – výhřevná plocha dílu B

$S_{par III}$ – plocha paralelní membránové stěny v prostoru deskových přehříváků

$$q_{par III} = \frac{5576,88}{98,349 + 74,608 + 86,6025} = 18,4178 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

Teplený výkon paralelních ploch v prostoru deskových přehříváků

$$Q_{par III} = q_{par III} \cdot S_{par III} \quad (5.38)$$

$$Q_{par III} = 18,4178 \cdot 86,6025 = 1595,02 \text{ kW}$$

6 PŘEHŘÍVÁK IV

Výstupní přehřívák je souproutě zapojen a tvořen dvoj-hadem z hladkých trubek, které jsou uspořádány za sebou. Stěny spalínového kanálu jsou tvořeny membránovou stěnou.

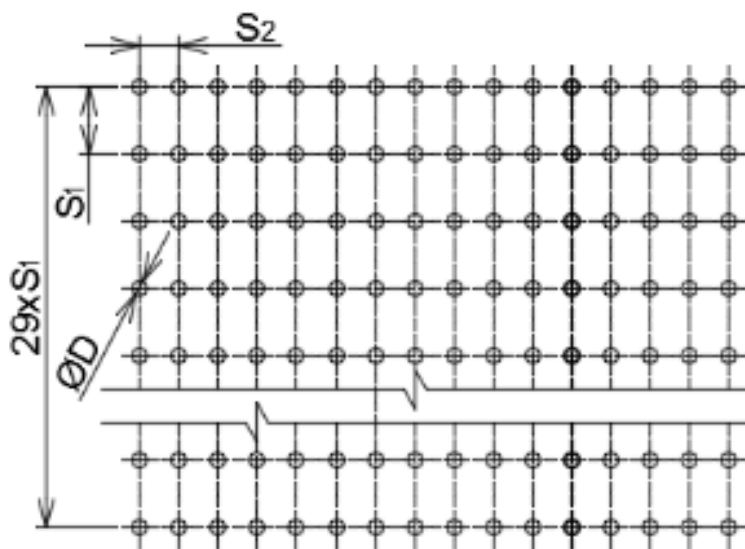
6.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

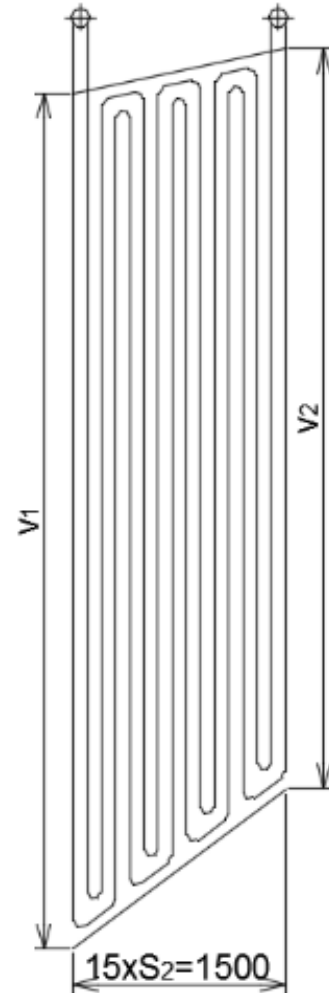
průměr trubky	$D = 0,038$ m
tloušťka stěny trubky	$tl = 0,006$ m
vnitřní průměr trubky	$d = 0,026$ m
příčná rozteč	$S_1 = 0,170$ m
podélná rozteč	$S_2 = 0,100$ m
počet trubek	$n_{tr} = 30$
počet řad	$n_r = 16$
celkový počet trubek	$n_c = 480$

Rozměry vstupního kanálu

délka kanálu	$d = 1,638$ m
výška kanálu na vstupu	$v_1 = 6,052$ m
výška kanálu na výstupu	$v_2 = 5,241$ m
střední výška kanálu	$v_{stř} = 5,647$ m
šířka kanálu	$b = 5,355$ m



Obr. 6.2 – Uspořádání trubkového svazku



Obr. 6.1 – Výstupní přehřívák



6.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_B + t_C}{2} \quad (6.1)$$

kde t_B – vstupní teplota spalin

t_C – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{798,5 + 701}{2} = 749,8^\circ C$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (6.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světlý průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (6.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,325 - 1) \cdot 3,0167] = 33,773 \frac{m^3}{s}$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot F_2}{F_1 + F_2} \quad (6.4)$$

kde F_1 – vstupní světlý průřez

F_2 – výstupní světlý průřez

Vstupní světlý průřez

$$F_1 = v_1 \cdot b - n_{tr} \cdot D \cdot v_1 \quad (6.5)$$

kde v_1 – vstupní výška kanálu,

b – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_1 = 6,052 \cdot 5,355 - 30 \cdot 0,038 \cdot 6,052 = 25,509 m^2$$



Výstupní světlý průřez

$$F_2 = v_2 \cdot b - n_{tr} \cdot D \cdot v_2 \quad (6.6)$$

kde v_2 – výstupní výška kanálu

b – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_2 = 5,241 \cdot 5,355 - 30 \cdot 0,038 \cdot 5,241 = 22,091 \text{ m}^2$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot 25,509 \cdot 22,091}{25,509 \cdot 22,091} = 23,677 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{33,773}{23,677} \cdot \frac{273 + 749,8}{273} = 5,344 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.7)$$

Oprava na počet podélných řad

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,08183 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,0001185 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $Pr = 0,585026$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (6.8)$$

kde $\sigma_1 = S_1/D = 4,474$

$\sigma_2 = S_2/D = 2,632$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 4,474 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,632}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,151$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,514 \cdot \frac{0,0818}{0,038} \cdot \left(\frac{5,343 \cdot 0,038}{0,000118} \right)^{0,65} \cdot 0,585^{0,33} = 69,120 \frac{W}{m^2 K}$$

6.3 Podélné proudění ze strany páry**Střední teplota páry**

$$t_{pIV\ stř}^p = \frac{t_{pIV}^{in} + t_{pIV}^{out}}{2} \quad (6.9)$$

kde t_{pIV}^{in} – vstupní teplota páry

t_{pIV}^{out} – výstupní teplota páry

$$t_{pIV\ stř}^p = \frac{437,8 + 520}{2} = 478,9^\circ C$$

Střední tlak páry

$$p_{pIV\ stř}^p = \frac{p_{pIV}^{in} + p_{pIV}^{out}}{2} \quad (6.10)$$

kde p_{pIV}^{in} – vstupní tlak páry

p_{pIV}^{out} – výstupní tlak páry

$$p_{pIV\ stř}^p = \frac{9,6 + 9,85}{2} = 9,725\ MPa$$

Hmotnostní množství páry

$$M_{pp}^{pIV} = M_{pp} \quad (6.11)$$

$$M_{pp}^{pIV} = 24,444 \frac{kg}{s}$$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu páry

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,0754034\ W/mK$

součinitel dynamické viskozity $\mu = 0,00003042\ m^2/s$

prandtlovo číslo $Pr = 1,0053$

Součinitel kinematické viskozity

$$\gamma = \mu \cdot v \quad (6.12)$$

kde v – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty tlaku páry
 $v = 0,0325\ m^3/kg$

$$\gamma = 0,00003042 \cdot 0,0325 = 9,9030 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$



Rychlost páry

$$w_p = \frac{M_{pp}^{pIV}}{f} \cdot v \quad (6.13)$$

Průřez pro páru

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{\ddot{r}} \quad (6.14)$$

$$f = \frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \cdot 30 \cdot 16 = 0,03186 m^2$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{24,444}{0,03186} \cdot 0,0325 = 24,977 \frac{m}{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\vartheta} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_m \quad (6.15)$$

kde λ – součinitel tepelné vodivosti páry pro střední teplotu

d_e – ekvivalentní průměr, který při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru trubky

v – součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry

w_p – rychlost proudu páry

c_t – opravný koeficient, který při ochlazování spalin roven $c_t = 1$ podle [1]

c_m – opravný koeficient, při dvoustranném ohřevu roven $c_m = 1$ podle [1]

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0754}{0,026} \cdot \left(\frac{24,977 \cdot 0,026}{0,0325} \right)^{0,8} \cdot 1,00534^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 3009,328 \frac{W}{m^2 K}$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalinách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.16)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ dle [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.17)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa podle [1]

s – účinná tloušťka sálové vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (6.18)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

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

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (6.19)$$

$$r_{RO_2} = 0,122 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,195 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,122 + 0,195 = 0,3165 \frac{m^3}{kg}$$



Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ dle [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (6.20)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,316 = 0,0316 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) \quad (6.21)$$

kde D – vnější průměr trubek svazku

S_1 – příčná rozteč svazku

S_2 – podélná rozteč svazku

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,17 \cdot 0,1}{0,038^2} - 1 \right) = 0,478 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,195}{3,197 \cdot \sqrt{0,32 \cdot 0,478}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{749,7 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,316$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 5,145 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (6.22)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště

$d = 20 \text{ } \mu\text{m}$, dle [1]

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (6.23)$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,841} \cdot \frac{70}{100} = 2,892 \text{ g} \cdot \text{m}^3$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 749,7)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,892 = 0,161 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

**Součinitel zeslabení sálání**

$$k \cdot s \cdot p = (5,145 + 0,161) \cdot 0,1 \cdot 0,478 = 0,266 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,266} = 0,226$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{IV}}{S_{IV}} \cdot 10^3 \quad (6.24)$$

kde t – střední teplota média v trubkách

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do média

Q_{IV} – množství tepla odevzdaného do plochy,
určeno v tepelné bilanci

S_{IV} – výhřevná plocha počítaného dílu

ε – součinitel zanešení výhřevné plochy $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2\text{K/W}$ [1]

Výhřevná plocha ohříváku

$$S_{p\ IV} = \pi \cdot D \cdot v_{stř} \cdot n_c \quad (6.25)$$

kde D – průměr trubek

$v_{stř}$ – střední výška spalínového kanálu

n_c – celkový počet trubek

$$S_{p\ IV} = \pi \cdot 0,038 \cdot 5,647 \cdot 480 = 323,559 \text{ m}^2$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = 478,9 + \left(0,0043 + \frac{1}{3009,32} \right) \cdot \frac{5377,77}{323,559} \cdot 10^3 = 555,9^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2262 \cdot (749,731 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{555,87 + 273}{749,7 + 273} \right)^4}{1 - \frac{555,87 + 273}{749,7 + 273}}$$

$$\alpha_s = 37,233 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) \quad (6.26)$$

kde ξ – součinitel využití charakterizující neúplnost spalín, dle geometrie $\xi = 1$

$$\alpha_1 = 1 \cdot (69,120 + 37,233) = 106,353 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{pr} = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (6.27)$$

kde ψ – součinitel tepelné efektivity, pro tuhé palivo $\psi = 0,6$ dle [1]

α_1 – součinitel přestupu tepla ze stěny do spalín

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do páry

$$k_{pr} = \frac{0,6 \cdot 106,353}{1 + \frac{106,353}{3008,329}} = 61,634$$

Teplo převzaté výstupním přehřívákem P IV

$$Q_{P\ IV}^{skut} = k_{pr} \cdot \Delta t \cdot S \quad (6.28)$$

kde k_{pr} – součinitel přestupu tepla

Δt – souproutý teplotní spád

S – výhřevná plocha výstupního přehříváku

Souproutý teplotní spád

Jelikož je splněna podmínka, že poměr většího a menšího rozdílu teplot je menší než 1,7, lze počítat teplotní spád jako střední aritmetický.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v + \Delta t_m}{2} \quad (6.29)$$

$$\Delta t_v = t_B - t_{pIV}^{out} \quad (6.30)$$

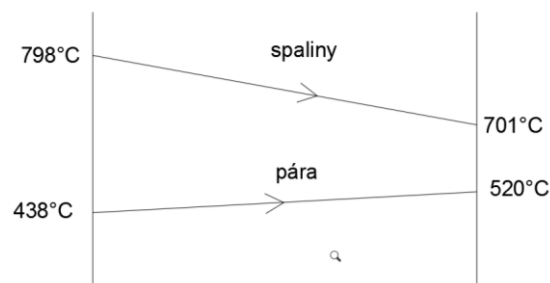
$$\Delta t_v = 798,5 - 438 = 360,5^\circ C$$

$$\Delta t_m = t_C - t_{pIV}^{in} \quad (6.31)$$

$$\Delta t_m = 701 - 520$$

$$\Delta t_m = 181^\circ C$$

$$\Delta t = \frac{278,5 + 263,3}{2} = 270,8^\circ C$$



Obr. 6.3 – Teplotní spád P IV

Teplo převzaté výstupním přehřívákem P IV

$$Q_{P\ IV}^{skut} = 61,634 \cdot 270,851 \cdot 323,559 = 5401,343\ kW$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

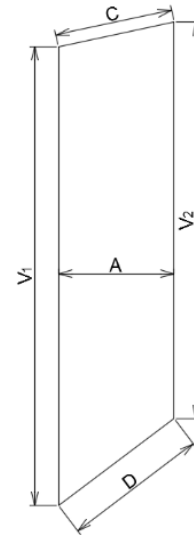
$$x = \frac{Q_{P\ IV}^{skut} - Q_{P\ IV}}{Q_{P\ IV}} \quad (6.32)$$

$$x = \frac{5401,343 - 5377,778}{5377,778} = -0,438\%$$

6.4 Výpočet paralelních ploch v prostoru výstupního přehříváku

Geometrické parametry paralelní plochy

šířka boční stěny	$A = 1,5 \text{ m}$
šířka spalínového kanálu	$B = 5,355 \text{ m}$
šikmá délka stropu	$C = 1,533 \text{ m}$
šikmá délka dna	$D = 1,878 \text{ m}$
výška boční stěny 1.	$V_1 = 6,052 \text{ m}$
výška boční stěny 2.	$V_2 = 5,241 \text{ m}$



Plocha paralelní membránové stěny v prostoru deskových přehříváků

Obr. 6.3 – Paralelní plocha par IV

$$S_{par\ IV} = 2 \cdot S_{bs} + C \cdot B + D \cdot B \quad (6.33)$$

Plocha boční stěny

$$S_{bs} = 8,4693 \text{ m}^2 \quad - \text{ odečteno v programu autoCAD}$$

$$S_{par\ IV} = 2 \cdot 8,4693 + 1,533 \cdot 5,355 + 1,878 \cdot 5,355 = 35,205 \text{ m}^2$$

Tepelný tok v prostoru výstupního přehříváku

$$q_{dp} = \frac{Q_{PIV}^{skut}}{S_{PIV} + S_{par\ IV}} \quad (6.34)$$

kde S_{PIV} – výhřevná plocha přehříváku

$S_{par\ IV}$ – paralelní plocha okolo výstupního přehříváku

$$q_{par\ IV} = \frac{5401,343}{323,559 + 35,205} = 15,055 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

Teplený výkon paralelních ploch v prostoru výstupního přehříváku

$$Q_{par\ IV} = q_{par\ IV} \cdot S_{par\ IV} \quad (6.35)$$

$$Q_{par\ IV} = 15,055 \cdot 35,205 = 530,0188 \text{ kW}$$

7 PŘEHŘÍVÁK II

Přehřívák II je tvořen protiproudě zapojenými hladkými trubkami, které jsou uspořádány za sebou. Stěny spalínového kanálu jsou tvořeny membránovou stěnou.

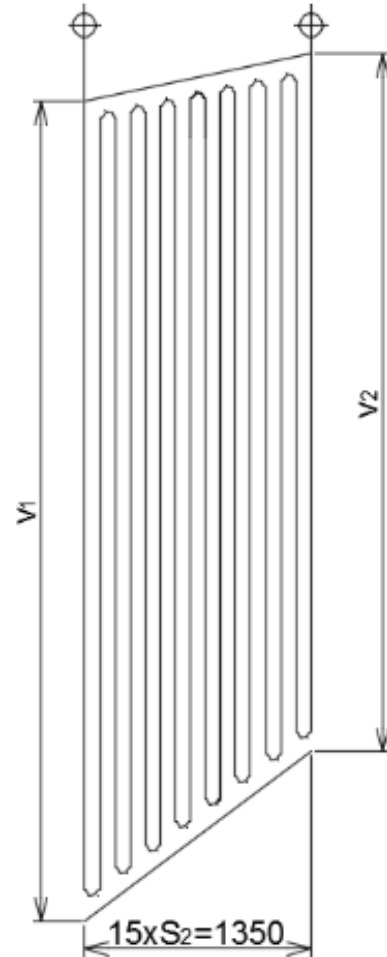
7.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

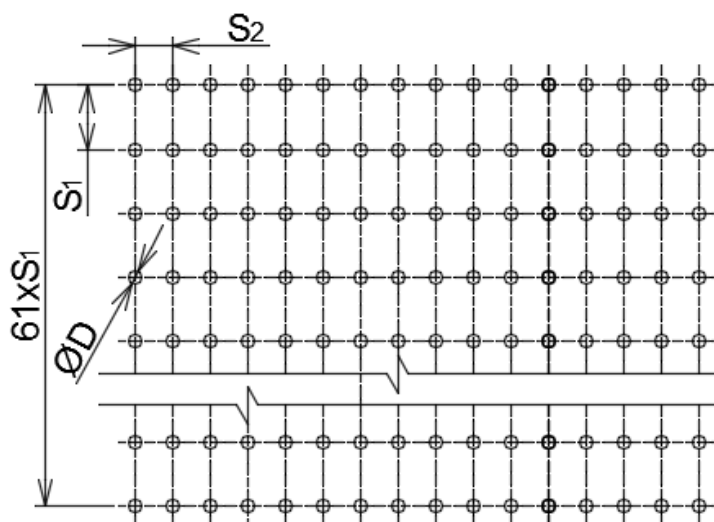
průměr trubky	$D = 0,038 \text{ m}$
tloušťka stěny trubky	$tl = 0,004 \text{ m}$
vnitřní průměr trubky	$d = 0,03 \text{ m}$
příčná rozteč	$S_1 = 0,085 \text{ m}$
podélná rozteč	$S_2 = 0,09 \text{ m}$
počet trubek	$n_{tr} = 61$
počet řad	$n_r = 16$
celkový počet trubek	$n_c = 976$

Rozměry spalínového kanálu

délka kanálu	$d = 1,338 \text{ m}$
výška kanálu na vstupu	$v_1 = 4,916 \text{ m}$
výška kanálu na výstupu	$v_2 = 4,186 \text{ m}$
střední výška kanálu	$v_{stř} = 4,551 \text{ m}$
šířka kanálu	$š = 5,355 \text{ m}$



Obr. 7.1 – Přehřívák II



Obr. 7.2 – Uspořádání trubkového svazku



7.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_c + t_D}{2} \quad (7.1)$$

kde t_c – vstupní teplota spalin

t_D – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{701 + 597}{2} = 649^\circ\text{C}$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (7.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světlý průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (7.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,325 - 1) \cdot 3,0167] = 33,773 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot F_2}{F_1 + F_2} \quad (7.4)$$

kde F_1 – vstupní světlý průřez

F_2 – výstupní světlý průřez

Vstupní světlý průřez

$$F_1 = v_1 \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v_1 \quad (7.5)$$

kde v_1 – vstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_1 = 4,916 \cdot 5,355 - 61 \cdot 0,038 \cdot 4,916 = 14,930\text{m}^2$$



Výstupní světlý průřez

$$F_2 = v_2 \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v_2 \quad (7.6)$$

kde v_2 – výstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_2 = 4,186 \cdot 5,355 - 61 \cdot 0,038 \cdot 4,186 = 12,713 \text{m}^2$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = \frac{2 \cdot 14,930 \cdot 12,713}{14,930 \cdot 12,713} = 13,733 \text{m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{33,773}{13,733} \cdot \frac{273 + 649}{273} = 8,306 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.7)$$

Oprava na počet podélných řad

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,0738249 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,00010003 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $Pr = 0,5950962$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (7.8)$$

kde $\sigma_1 = S_1/D = 2,237$

$\sigma_2 = S_2/D = 2,368$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,237 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,368}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,0187$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,0187 \cdot \frac{0,0738}{0,038} \cdot \left(\frac{8,306 \cdot 0,038}{0,00010003} \right)^{0,65} \cdot 0,595^{0,33} = 62,732 \frac{W}{m^2 K}$$

7.3 Podélné proudění ze strany páry**Střední teplota páry**

$$t_{pII\ st\check{r}}^p = \frac{t_{pII}^{in} + t_{pII}^{out}}{2} \quad (7.9)$$

kde t_{pII}^{in} – vstupní teplota páry

t_{pII}^{out} – výstupní teplota páry

$$t_{pII\ st\check{r}}^p = \frac{380,6 + 468}{2} = 424,3^\circ C$$

Střední tlak páry

$$p_{pII\ st\check{r}}^p = \frac{p_{pII}^{in} + p_{pII}^{out}}{2} \quad (7.10)$$

kde p_{pII}^{in} – vstupní tlak páry

p_{pII}^{out} – výstupní tlak páry

$$p_{pII\ st\check{r}}^p = \frac{10,3 + 10,2}{2} = 10,25\ MPa$$

Hmotnostní množství páry

$$M_{pp}^{pII} = M_{pp} - M_{vs\ 2} - M_{vs\ 1} \quad (7.11)$$

$$M_{pp}^{pII} = 24,444 - 0,929 - 2,0047 = 21,5107 \frac{kg}{s}$$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu páry

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,0685029\ W/mK$

součinitel dynamické viskozity $\mu = 0,000026868\ m^2/s$

prandtlovo číslo $Pr = 1,04839$

Součinitel kinematické viskozity

$$\gamma = \mu \cdot v \quad (7.12)$$

kde v – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty tlaku páry

$v = 0,0273\ m^3/kg$

$$\gamma = 0,0000269 \cdot 0,0273 = 7,339 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$



Rychlost páry

$$w_p = \frac{M_{pp}^{pII}}{f} \cdot v \quad (7.13)$$

Průřez pro páru

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{\ddot{r}} \quad (7.14)$$

$$f = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 61 \cdot 16 = 0,0431 m^2$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{21,5107}{0,0431} \cdot 0,0273 = 13,628 \frac{m}{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\vartheta} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_m \quad (7.15)$$

kde λ – součinitel tepelné vodivosti páry pro střední teplotu

d_e – ekvivalentní průměr, který při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru trubky

v – součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry

w_p – rychlost proudu páry

c_t – opravný koeficient, který při ochlazování spalin roven $c_t = 1$ [1]

c_m – opravný koeficient, při dvoustranném ohřevu roven $c_m = 1$ [1]

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0685}{0,03} \cdot \left(\frac{13,628 \cdot 0,03}{0,0273} \right)^{0,8} \cdot 1,0483^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 2114,622 \frac{W}{m^2K}$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalínách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (7.16)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.17)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa [1]

s – účinná tloušťka sálové vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.18)$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (7.19)$$

$$r_{RO_2} = 0,122 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,195 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,122 + 0,195 = 0,3165 \frac{m^3}{kg}$$



Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (7.20)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,316 = 0,0319 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) \quad (7.21)$$

kde D – vnější průměr trubek svazku

S_1 – příčná rozteč svazku

S_2 – podélná rozteč svazku

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,085 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,197 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,195}{3,197 \cdot \sqrt{0,0319 \cdot 0,197}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{649,0 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,316$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,622 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (7.22)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště

$d = 20 \text{ } \mu\text{m}$ [1]

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100}$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,841} \cdot \frac{70}{100} = 2,892 \text{ g} \cdot \text{m}^3$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 649,0)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,892 = 0,172 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

**Součinitel zeslabení sálání**

$$k \cdot s \cdot p = (8,622 + 0,172) \cdot 0,1 \cdot 0,197 = 0,175 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,175} = 0,1601$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{II}}{S_{P II}} \cdot 10^3 \quad (7.23)$$

kde t – střední teplota média v trubkách

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do média

Q_{II} – množství tepla odevzdaného do plochy, určeno v tepelné bilanci

$S_{P II}$ – výhřevná plocha počítaného dílu

ε – součinitel zanešení výhřevné plochy $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2\text{K/W}$ [1]

Výhřevná plocha ohříváku

$$S_{P II} = \pi \cdot D \cdot v_{stř} \cdot n_c \quad (7.24)$$

kde D – průměr trubek

$v_{stř}$ – střední výška spalínového kanálu

n_c – celkový počet trubek

$$S_{P II} = \pi \cdot 0,038 \cdot 4,551 \cdot 976 = 768,227 \text{ m}^2$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = 424,3 + \left(0,0043 + \frac{1}{2114,622} \right) \cdot \frac{5614,29}{530,262} \cdot 10^3 = 474,8^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1601 \cdot (649,038 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{474,8 + 273}{649 + 273} \right)^4}{1 - \frac{474,8 + 273}{649 + 273}}$$

$$\alpha_s = 19,332 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) \quad (7.25)$$

kde ξ – součinitel využití charakterizující neúplnost spalín, dle geometrie $\xi = 1$ [1]

$$\alpha_1 = 1 \cdot (62,697 + 19,332) = 82,0642 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{pr} = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (7.26)$$

kde ψ – součinitel tepelné efektivity, pro tuhé palivo $\psi = 0,6$ [1]

α_1 – součinitel přestupu tepla ze stěny do spalín

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do páry

$$k_{pr} = \frac{0,6 \cdot 82,0642}{1 + \frac{82,0642}{2114,622}} = 47,399 \frac{W}{m^2K}$$

Teplo převzaté přehřívákem P II

$$Q_{P II}^{skut} = k_{pr} \cdot \Delta t \cdot S \quad (7.27)$$

kde k_{pr} – součinitel přestupu tepla

Δt – protiproudý teplotní spád

S – výhřevná plocha výstupního přehříváku

Protiproudý teplotní spád

Jelikož je splněna podmínka, že poměr většího a menšího rozdílu teplot je menší než 1,7, lze počítat teplotní spád jako střední aritmetický.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v + \Delta t_m}{2} \quad (7.28)$$

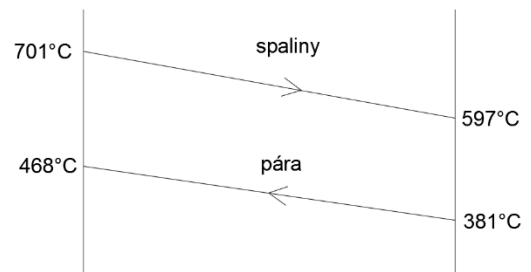
$$\Delta t_v = t_c - t_{pII}^{out} \quad (7.29)$$

$$\Delta t_v = 701,1 - 468 = 233,1^\circ C$$

$$\Delta t_m = t_D - t_{pII}^{in} \quad (7.30)$$

$$\Delta t_m = 595 - 380,526 = 216,5^\circ C$$

$$\Delta t = \frac{233,1 + 216,5}{2} = 224,3^\circ C$$



Obr. 7.3 – Teplotní spád P II

Teplo převzaté přehřívákem P II

$$Q_{PIV}^{skut} = 47,399 \cdot 224,3 \cdot 530,262 = 5649,48 kW$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

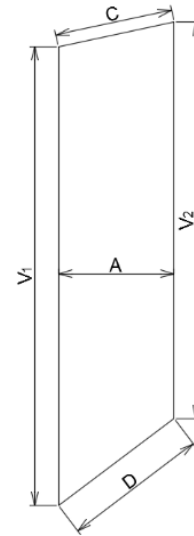
$$x = \frac{Q_{PII}^{skut} - Q_{PII}}{Q_{PII}} \quad (7.31)$$

$$x = \frac{5649,48 - 5614,29}{5614,29} = -0,6268\%$$

7.4 Výpočet paralelních ploch v prostoru přehříváku II

Geometrické parametry paralelní plochy

šířka boční stěny	A = 2,060 m
šířka spalínového kanálu	B = 5,355 m
šikmá délka stropu	C = 2,243 m
šikmá délka dna	D = 2,646 m
výška boční stěny 1.	V ₁ = 5,241 m
výška boční stěny 2.	V ₂ = 4,186 m



Plocha paralelní membránové stěny v prostoru deskových přehříváku

Obr. 7.3 – Paralelní plocha par II

$$S_{par II} = 2 \cdot S_{bs} + C \cdot B + D \cdot B \quad (7.32)$$

Plocha boční stěny

$$S_{bs} = 10,0164 m^2 \quad - \text{odečteno v programu autoCAD}$$

$$S_{par II} = 2 \cdot 10,0164 + 2,243 \cdot 5,355 + 2,646 \cdot 5,355 = 35,205 m^2$$

Tepelný tok v prostoru přehříváku

$$q_{dp} = \frac{Q_{PII}^{skut}}{S_{PII} + S_{par II}} \quad (7.33)$$

kde S_{PII} – výhřevná plocha přehříváku

$S_{par II}$ – paralelní plocha okolo přehříváku

$$q_{par II} = \frac{5649,48}{530,262 + 46,213} = 9,800 \frac{kW}{m^2}$$

Teplený výkon paralelních ploch v prostoru přehříváku

$$Q_{par II} = q_{par II} \cdot S_{par II} \quad (7.34)$$

$$Q_{par II} = 9,800 \cdot 46,213 = 412,826 kW$$

8 KOTLOVÁ MŘÍŽ

Kotlová mříž je tvořena hladkými rozvolněnými trubkami membránové stěny výparníku. Tvoří předěl mezi prvním a druhým tahem kotle. Rozvonění trubek je provedeno vyhnutím trubek, tak aby vznikl svazek tří trubek uspořádaných za sebou.

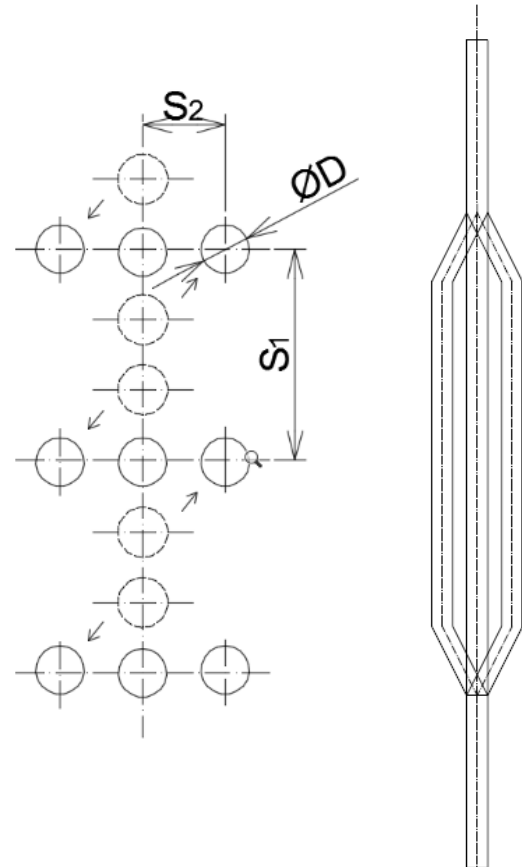
8.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

průměr trubky	D	= 0,0603 m
tloušťka stěny trubky	tl	= 0,004 m
vnitřní průměr trubky	d	= 0,0523 m
příčná rozteč	S ₁	= 0,255 m
podélná rozteč	S ₂	= 0,1 m
počet trubek	n _{tr}	= 20
počet řad	n _ř	= 3
celkový počet trubek	n _c	= 64

Rozměry vstupního kanálu

délka kanálu	d	= 0,2603 m
výška kanálu	v	= 4,077 m
šířka kanálu	š	= 5,355 m



Obr. 8.1 – Způsob rozvolnění kotlové mříže



8.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_D + t_E}{2} \quad (8.1)$$

kde t_D – vstupní teplota spalin

t_E – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{597,4 + 595}{2} = 588,4^\circ C$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (8.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světlý průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (8.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,325 - 1) \cdot 3,0167] = 33,773 \frac{m^3}{s}$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = v \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v \quad (8.4)$$

kde v – vstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_{sp} = 4,077 \cdot 5,355 - 20 \cdot 0,0603 \cdot 4,007 = 16,916 m^2$$



Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{33,773}{16,915} \cdot \frac{273 + 588,4}{273} = 6,299 \frac{m}{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.5)$$

Oprava na počet podélných řad

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,069097 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,00008946 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $Pr = 0,6012$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (8.6)$$

kde $\sigma_1 = S_1/D = 4,229$

$\sigma_2 = S_2/D = 1,658$

při $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ se do vzorce dosazuje $\sigma_1 = 3$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,658}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,9707$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,9707 \cdot \frac{0,0691}{0,0603} \cdot \left(\frac{6,299 \cdot 0,0603}{0,0000998} \right)^{0,65} \cdot 0,601^{0,33} = 42,912 \frac{W}{m^2K}$$

8.3 Podélné proudění ze strany páry

Teplota sytosti páry při tlaku 10,5MPa

$$t_{KM}^p = 314,6^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalinách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (8.7)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.8)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa

s – účinná tloušťka sálavé vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (8.9)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

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

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (8.10)$$

$$r_{RO_2} = 0,122 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,195 \frac{m^3}{kg}$$



Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,122 + 0,195 = 0,3165 \frac{m^3}{kg}$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \tag{8.11}$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,316 = 0,0319 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) \tag{8.12}$$

kde D – vnější průměr trubek svazku

S_1 – příčná rozteč svazku

S_2 – podélná rozteč svazku

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,255 \cdot 0,1}{0,038^2} - 1 \right) = 0,403 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,195}{3,197 \cdot \sqrt{0,0319 \cdot 0,403}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{588,4 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,316$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 6,108 \frac{1}{m \text{ MPa}}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \tag{8.13}$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částic popílku pro roštové ohniště

$d = 20 \mu\text{m}$ [1]

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \tag{8.14}$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,841} \cdot \frac{70}{100} = 2,892 \text{ g} \cdot \text{m}^3$$

**Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 588,4)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,892 = 0,185 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k \cdot s \cdot p = (6,108 + 0,185) \cdot 0,1 \cdot 0,197 = 0,273 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,273} = 0,239$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t + \Delta t$$

(8.15)

kde t – střední teplota média v trubkách Δt – pro mříž na výstupu, $\Delta t = 80^\circ\text{C}$ [1]

$$t_z = 314,6 + 80 = 394,6^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,239 \cdot (588,421 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{394,6 + 273}{588,4 + 273}\right)^4}{1 - \frac{394,6 + 273}{588,4 + 273}}$$

$$\alpha_s = 22,691 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s)$$

(8.16)

kde ξ – součinitel využití charakterizující neúplnost spalin, dle geometrie $\xi = 1$

$$\alpha_1 = 1 \cdot (42,912 + 22,691) = 65,603 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{pr} = \psi \cdot \alpha_1 \quad (8.17)$$

kde ψ – součinitel tepelné efektivity, pro tuhé palivo $\psi = 0,6$ [1]

α_1 – součinitel přestupu tepla ze stěny do spalín

$$k_{pr} = 0,6 \cdot 65,603 = 39,362$$

Teplo převzaté kotlovou mříží

$$Q_{KM}^{skut} = k_{pr} \cdot \Delta t \cdot S \quad (8.18)$$

kde k_{pr} – součinitel přestupu tepla

Δt – protiproudý teplotní spád

S – výhřevná plocha kotlové mříže

Výhřevná plocha kotlové mříže

$$S_{KM} = \pi \cdot D \cdot v \cdot n_c \quad (8.19)$$

kde D – průměr trubek

v – výška spalínového kanálu

n_c – celkový počet trubek

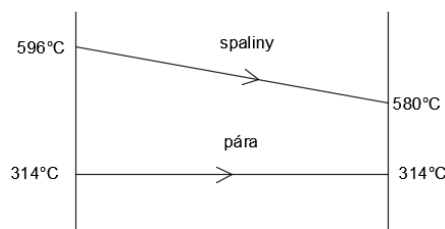
$$S_{KM} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 4,077 \cdot 64 = 49,429 m^2$$

Protiproudý teplotní spád

Jelikož je splněna podmínka, že poměr většího a menšího rozdílu teplot je menší než 1,7, lze počítat teplotní spád jako střední aritmetický.

$$\Delta t = \frac{t_{KM}^p + t_{stř}^{sp}}{2} \quad (8.20)$$

$$\Delta t = \frac{314,6 + 314,6}{2} = 451,6^\circ C$$



Obr. 8.2 – Teplotní spád KM

Teplo převzaté kotlovou mříží

$$Q_{KM}^{skut} = 47,359 \cdot 451,6 \cdot 49,429 = 878,488 kW$$

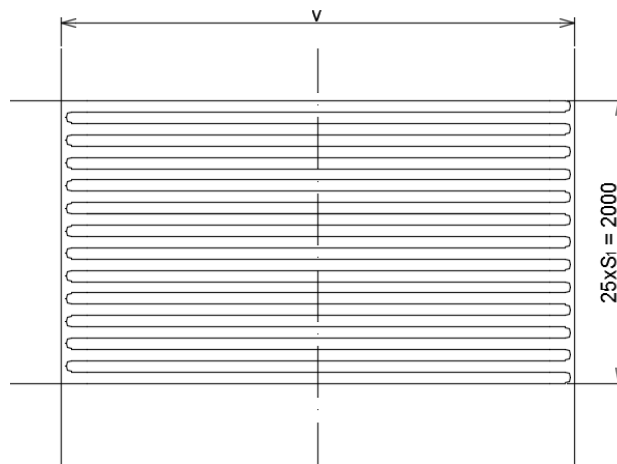
9 PŘEHŘÍVÁK I

Přehřívák I je tvořen protiproudě zapojenými hladkými trubkami, které jsou uspořádány za sebou.

9.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

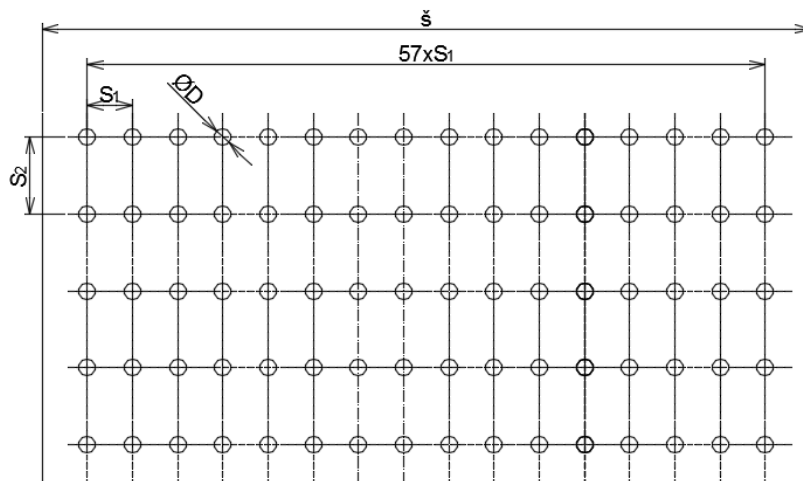
průměr trubky	$D = 0,0445 \text{ m}$
tloušťka stěny trubky	$t_l = 0,006 \text{ m}$
vnitřní průměr trubky	$d = 0,0325 \text{ m}$
příčná rozteč	$S_1 = 0,08 \text{ m}$
podélná rozteč	$S_2 = 0,08 \text{ m}$
počet trubek	$n_{tr} = 58$
počet řad	$n_r = 26$
celkový počet trubek	$n_c = 1508$



Rozměry vstupního kanálu

délka kanálu	$d = 1,338 \text{ m}$
výška kanálu	$v = 3,644 \text{ m}$
šířka kanálu	$\check{s} = 4,7 \text{ m}$

Obr. 9.1 – Přehřívák I



Obr. 9.2 – Uspořádání trubkového svazku



9.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_E + t_F}{2} \quad (9.1)$$

kde t_E – vstupní teplota spalin

t_F – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{580,256 + 454}{2} = 517,1^\circ C$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (9.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světlý průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (9.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,325 - 1) \cdot 3,0167] = 33,773 \frac{m^3}{s}$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = v \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v \quad (9.4)$$

kde v – vstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_{sp} = 3,644 \cdot 4,7 - 58 \cdot 0,0445 \cdot 3,644 = 7,722 m^2$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{33,773}{7,722} \cdot \frac{273 + 517,1}{273} = 12,658 \frac{m}{s}$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.5)$$

Oprava na počet podélných řad

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,06354 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,000077 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $Pr = 0,608$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

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

kde $\sigma_1 = S_1/D = 1,798$

$\sigma_2 = S_2/D = 1,798$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 1,798 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,798}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,99877$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,99877 \cdot \frac{0,0738}{0,0445} \cdot \left(\frac{8,306 \cdot 0,0445}{0,000077} \right)^{0,65} \cdot 0,608^{0,33} = 78,332 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



9.3 Podélné proudění ze strany páry

Střední teplota páry

$$t_{PI\ st\check{r}}^p = \frac{t_{pl}^{in} + t_{pl}^{out}}{2} \quad (9.7)$$

kde t_{pl}^{in} – vstupní teplota páry

t_{pl}^{out} – výstupní teplota páry

$$t_{PI\ st\check{r}}^p = \frac{314,6 + 380,5}{2} = 424,3^\circ C$$

Střední tlak páry

$$p_{PI\ st\check{r}}^p = \frac{p_{pl}^{in} + p_{pl}^{out}}{2} \quad (9.8)$$

kde p_{pl}^{in} – vstupní tlak páry

p_{pl}^{out} – výstupní tlak páry

$$p_{PI\ st\check{r}}^p = \frac{10,3 + 10,5}{2} = 10,4\ MPa$$

Hmotnostní množství páry

$$M_{pp}^{pl} = M_{pp} - M_{vs\ 2} - M_{vs\ 1} \quad (9.9)$$

$$M_{pp}^{pl} = 24,444 - 0,929 - 2,0047 = 21,5107 \frac{kg}{s}$$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu páry

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,06638\ W/mK$

součinitel dynamické viskozity $\mu = 0,0000225\ m^2/s$

prandtlovo číslo $Pr = 1,136858$

Součinitel kinematické viskozity

$$\gamma = \mu \cdot v \quad (9.10)$$

kde v – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty tlaku páry
 $v = 0,02103\ m^3/kg$

$$\gamma = 0,0000225 \cdot 0,0210 = 4,6 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

**Rychlost páry**

$$w_p = \frac{M_{pp}^{pII}}{f} \cdot v \quad (9.11)$$

Průřez pro páru

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{\ddot{r}} \quad (9.12)$$

$$f = \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} \cdot 58 \cdot 26 = 0,04812 m^2$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{21,5107}{0,04812} \cdot 0,0210 = 12,658 \frac{m}{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\vartheta} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_m \quad (9.13)$$

kde λ – součinitel tepelné vodivosti páry pro střední teplotu

d_e – ekvivalentní průměr, který při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru trubky

v – součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry

w_p – rychlost proudu páry

c_t – opravný koeficient, který při ochlazování spalin roven $c_t = 1$ [1]

c_m – opravný koeficient, při dvoustranném ohřevu roven $c_m = 1$ [1]

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0664}{0,0325} \cdot \left(\frac{12,658 \cdot 0,0325}{0,0210} \right)^{0,8} \cdot 1,3685^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 2406,56 \frac{W}{m^2 K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalinách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (9.14)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn



Stupeň černosti zaprášeného proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (9.15)$$

- kde k – součinitel zeslabení sálání
p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101 \text{ MPa}$ [1]
s – účinná tloušťka sálavé vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (9.16)$$

- kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny
 $k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

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

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (9.17)$$

$$r_{RO_2} = 0,122 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,195 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,122 + 0,195 = 0,3165 \frac{m^3}{kg}$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (9.18)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,316 = 0,0319 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) \quad (9.19)$$

- kde D – vnější průměr trubek svazku
S₁ – příčná rozteč svazku
S₂ – podélná rozteč svazku

$$s = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,08}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,124 \text{ m}$$

**Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny**

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,195}{3,197 \cdot \sqrt{0,0319 \cdot 0,124}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{517,1 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,316$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 11,631 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (9.20)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště

$d = 20 \mu m$ [1]

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (9.21)$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2 \cdot 70}{4,841} \cdot \frac{1}{100} = 2,892 g \cdot m^3$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 517,1)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,892 = 0,188 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k \cdot s \cdot p = (11,631 + 0,188) \cdot 0,1 \cdot 0,197 = 0,149 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,149} = 0,1386$$



Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_I}{S_{PI}} \cdot 10^3 \quad (9.22)$$

kde t – střední teplota média v trubkách

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do média

Q_I – množství tepla odevzdaného do plochy, určeno v tepelné bilanci

S_{PI} – výhřevná plocha počítaného dílu

ε – součinitel zanešení výhřevné plochy $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2\text{K/W}$ [1]

Výhřevná plocha přehříváku

$$S_{PI} = \pi \cdot D \cdot v \cdot n_c \quad (9.23)$$

kde D – průměr trubek

v – výška spalínového kanálu

n_c – celkový počet trubek

$$S_{PI} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 3,644 \cdot 5724 = 768,227 \text{ m}^2$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = 380,526 + \left(0,0043 + \frac{1}{2406,56} \right) \cdot \frac{6690,0646}{768,227} \cdot 10^3 = 388,6^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,138 \cdot (517,128 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{388,6 + 273}{517,128 + 273} \right)^4}{1 - \frac{388,6 + 273}{517,128 + 273}}$$

$$\alpha_s = 9,954 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) \quad (9.24)$$

kde ξ – součinitel využití charakterizující neúplnost spalín, dle geometrie $\xi = 1$

$$\alpha_1 = 1 \cdot (78,332 + 9,954) = 88,286 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{pr} = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (9.25)$$

kde ψ – součinitel tepelné efektivity, pro tuhé palivo $\psi = 0,6$ [1]

α_1 – součinitel přestupu tepla ze stěny do spalin

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do páry

$$k_{pr} = \frac{0,6 \cdot 88,286}{1 + \frac{88,286}{2406,56}} = 51,0969 \frac{W}{m^2 K}$$

Teplu převzaté prvním přehřívákem P I

$$Q_{PI}^{skut} = k_{pr} \cdot \Delta t \cdot S \quad (9.26)$$

kde k_{pr} – součinitel přestupu tepla

Δt – protiproudý teplotní spád

S – výhřevná plocha výstupního přehříváku

Protiproudý teplotní spád

Jelikož je splněna podmínka, že poměr většího a menšího rozdílu teplot je menší než 1,7, lze počítat teplotní spád jako střední aritmetický.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v + \Delta t_m}{2} \quad (9.27)$$

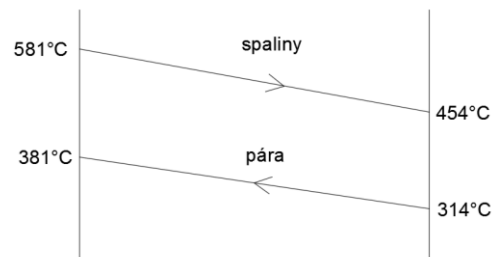
$$\Delta t_v = t_E - t_{pII}^{out} \quad (9.28)$$

$$\Delta t_v = 580,3 - 380,6 = 199,7^\circ C$$

$$\Delta t_m = t_F - t_{pII}^{in} \quad (9.29)$$

$$\Delta t_m = 454 - 314,6 = 139,4^\circ C$$

$$\Delta t = \frac{199,7 + 139,4}{2} = 169,6^\circ C$$



Obr. 9.3 – Teplotní spád P I

Teplu převzaté prvním přehřívákem P I

$$Q_{PI}^{skut} = 51,097 \cdot 169,6 \cdot 768,227 = 6656,0078 kW$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

$$x = \frac{Q_{PI}^{skut} - Q_{PI}}{Q_{PI}} \quad (9.30)$$

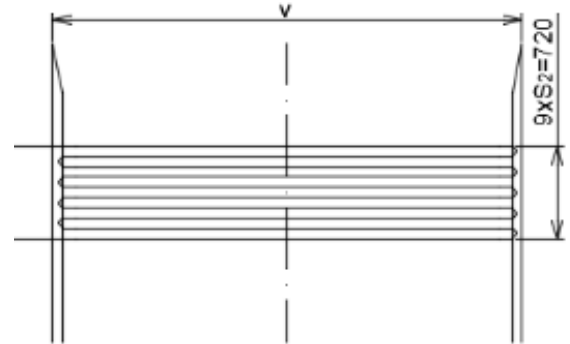
$$x = \frac{6656,0078 - 6690,0646}{6690,0646} = 0,509\%$$

10 EKONOMIZÉR III

Ekonomizér je tvořen protiproudě zapojenými hladkými trubkami, které jsou uspořádány za sebou.

Uvažované rozměry

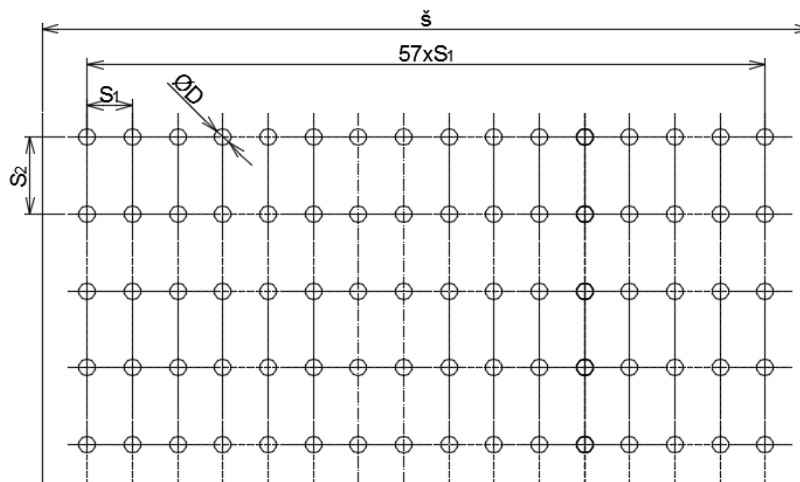
průměr trubky	$D = 0,038 \text{ m}$
tloušťka stěny trubky	$t_l = 0,005 \text{ m}$
vnitřní průměr trubky	$d = 0,028 \text{ m}$
příčná rozteč	$S_1 = 0,08 \text{ m}$
podélná rozteč	$S_2 = 0,08 \text{ m}$
počet trubek	$n_{tr} = 58$
počet řad	$n_r = 10$
celkový počet trubek	$n_c = 580$



Obr. 10.1 – Ekonomizér III

Rozměry vstupního kanálu

délka kanálu	$d = 0,758 \text{ m}$
výška kanálu	$v = 3,644 \text{ m}$
šířka kanálu	$\check{s} = 4,7 \text{ m}$



Obr. 10.2 – Uspořádání trubkového svazku



10.1 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_F + t_G}{2} \quad (10.1)$$

kde t_F – vstupní teplota spalin

t_G – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{453,366 + 404}{2} = 428,7^\circ C$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (10.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světly průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (10.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,325 - 1) \cdot 3,0167] = 33,773 \frac{m^3}{s}$$

Světly průřez proudu spalin

$$F_{sp} = v \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v \quad (10.4)$$

kde v – vstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_{sp} = 3,644 \cdot 4,7 - 58 \cdot 0,038 \cdot 3,644 = 9,0954 m^2$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{33,773}{9,0954} \cdot \frac{273 + 428,7}{273} = 9,544 \frac{m}{s}$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (10.5)$$

Oprava na počet podélných řad

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,05657 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,000064 \text{ m}^2/\text{s}$

prandtlovo číslo $Pr = 0,61713$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

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

kde $\sigma_1 = S_1/D = 2,105$

$\sigma_2 = S_2/D = 2,105$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,105 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,105}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,00035$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,00035 \cdot \frac{0,566}{0,038} \cdot \left(\frac{9,544 \cdot 0,038}{0,000064} \right)^{0,65} \cdot 0,61713^{0,33} = 70,168 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

10.2 Podélné proudění ze strany páry

Střední teplota páry

$$t_{EKO\ III\ stř}^v = \frac{t_{EKO\ III}^{in} + t_{EKO\ III}^{out}}{2} \quad (10.7)$$

kde $t_{EKO\ III}^{in}$ – vstupní teplota páry
 $t_{EKO\ III}^{out}$ – výstupní teplota páry

$$t_{EKO\ III\ stř}^v = \frac{202,6 + 228,6}{2} = 215,6^\circ\text{C}$$

Střední tlak páry

$$p_{EKO\ III\ stř}^v = \frac{p_{EKO\ III}^{in} + p_{EKO\ III}^{out}}{2} \quad (10.8)$$

kde $p_{EKO\ III}^{in}$ – vstupní tlak páry
 $p_{EKO\ III}^{out}$ – výstupní tlak páry

$$p_{EKO\ III\ stř}^v = \frac{10,5 + 10,7}{2} = 10,6\ \text{MPa}$$

Hmotnostní množství páry

$$M_{pp}^{EKO\ III} = M_{pp} - M_{vs\ 2} - M_{vs\ 1} \quad (10.9)$$

$$M_{pp}^{EKO\ III} = 24,444 - 0,929 - 2,0047 = 21,5107\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalinách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (10.10)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (10.11)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101\ \text{MPa}$ [1]

s – účinná tloušťka sálavé vrstvy



Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (10.12)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesvítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.13)$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (10.14)$$

$$r_{RO_2} = 0,122 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,195 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,122 + 0,195 = 0,3165 \frac{m^3}{kg}$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (10.15)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,316 = 0,0319 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) \quad (10.16)$$

kde D – vnější průměr trubek svazku

S_1 – příčná rozteč svazku

S_2 – podélná rozteč svazku

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1 \right) = 0,159 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,195}{3,197 \cdot \sqrt{0,0319 \cdot 0,159}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{428,683 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,316$$



$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 10,991 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (10.17)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště

$$d = 20 \mu m [1]$$

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (10.18)$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,841} \cdot \frac{70}{100} = 2,892 g \cdot m^3$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 428,7)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,892 = 0,2088 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k \cdot s \cdot p = (10,991 + 0,2088) \cdot 0,1 \cdot 0,159 = 0,179 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,179} = 0,1644$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t + \Delta t \quad (10.19)$$

kde t – střední teplota média v trubkách

Δt – pro mříž na výstupu, $\Delta t = 60^\circ C [1]$

$$t_z = 215,6 + 60 = 275,6^\circ C$$



Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,164 \cdot (428,7 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{275,6 + 273}{428,7 + 273}\right)^4}{1 - \frac{275,6 + 273}{428,7 + 273}}$$
$$\alpha_s = 8,032 \frac{W}{m^2 K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) \tag{10.20}$$

kde ξ – součinitel využití charakterizující neúplnost spalin, dle geometrie $\xi = 1$ [1]

$$\alpha_1 = 1 \cdot (70,167 + 8,032) = 78,199 \frac{W}{m^2 K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{pr} = \psi \cdot \alpha_1 \tag{10.21}$$

kde ψ – součinitel tepelné efektivity, pro tuhé palivo $\psi = 0,6$

α_1 – součinitel přestupu tepla ze stěny do spalin, $\alpha_1 = 88,286 \frac{W}{m^2 K}$

$$k_{pr} = 0,6 \cdot 78,199 = 46,919 \frac{W}{m^2 K}$$

Teplo převzaté prvním ekonomizérem EKO III

$$Q_{EKO III}^{skut} = k_{pr} \cdot \Delta t \cdot S \tag{10.22}$$

kde k_{pr} – součinitel přestupu tepla

Δt – protiproudý teplotní spád

S – výhřevná plocha výstupního přehříváku

Protiproudý teplotní spád

Jelikož je splněna podmínka, že poměr většího a menšího rozdílu teplot je menší než 1,7, lze počítat teplotní spád jako střední aritmetický.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v + \Delta t_m}{2} \quad (10.23)$$

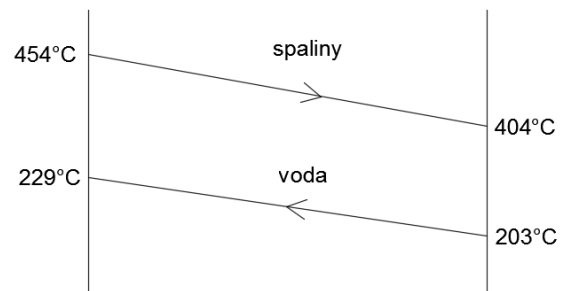
$$\Delta t_v = t_F - t_{EKO III}^{out} \quad (10.24)$$

$$\Delta t_v = 453,366 - 228,606 = 224,8^\circ C$$

$$\Delta t_m = t_G - t_{EKO III}^{in} \quad (10.25)$$

$$\Delta t_m = 404 - 202,5 = 201,5^\circ C$$

$$\Delta t = \frac{224,760 + 201,5}{2} = 213,1^\circ C$$



Obr. 10.3 – Teplotní spád EKO III

Výhřevná plocha ekonomizéru

$$S_{EKO III} = \pi \cdot D \cdot v \cdot n_c \quad (10.26)$$

kde D – průměr trubek

v – výška spalínového kanálu

n_c – celkový počet trubek

$$S_{OVZ III-I} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 3,644 \cdot 580 = 252,313 m^2$$

Teplu převzaté ekonomizérem EKO III

$$Q_{EKO III}^{skut} = 46,919 \cdot 213,107 \cdot 252,313 = 2522,868 kW$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

$$x = \frac{Q_{EKO III}^{skut} - Q_{EKO III}}{Q_{EKO III}} \quad (10.27)$$

$$x = \frac{2522,868 - 2538,230}{2538,230} = 0,606\%$$

11 OHŘÍVÁK VZDUCHU IV

Ohřívák vzduchu je řešený dvěma paralelně řazenými bloky, které jsou tvořeny za sebou řazenými hladkými trubkami. Zapojení obou částí ohříváků je křížové.

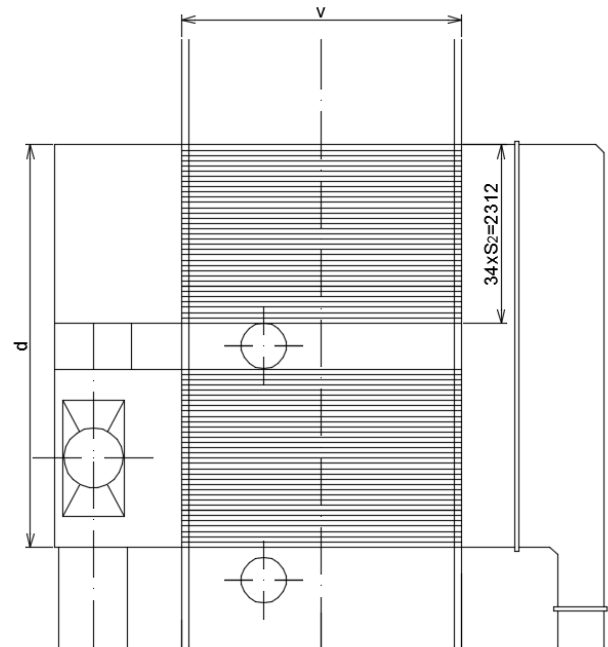
11.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

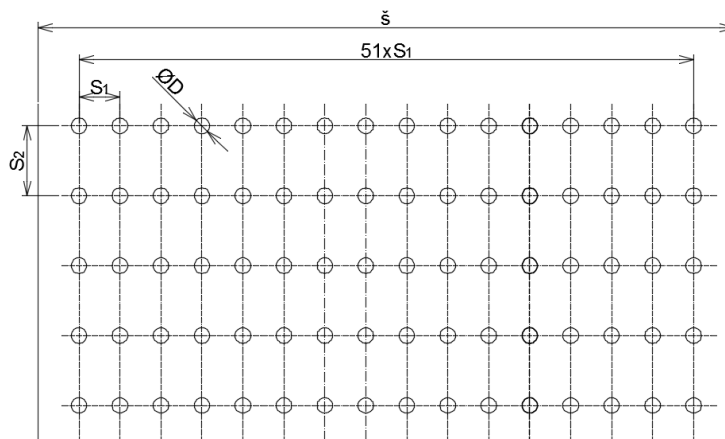
průměr trubky	$D = 0,0445$ m
tloušťka stěny trubky	$t_l = 0,004$ m
vnitřní průměr trubky	$d = 0,0365$ m
příčná rozteč	$S_1 = 0,092$ m
podélná rozteč	$S_2 = 0,068$ m
počet trubek	$n_{tr} = 51$
počet řad	$n_r = 68$
celkový počet trubek	$n_c = 3468$

Rozměry vstupního kanálu

délka kanálu	$d = 5,224$ m
výška kanálu	$v = 3,644$ m
šířka kanálu	$\check{s} = 4,7$ m



Obr. 11.1 – Ohřívák vzduchu IV



Obr. 11.2 – Uspořádání trubkového svazku



11.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_G + t_H}{2} \quad (11.1)$$

kde t_G – vstupní teplota spalin

t_H – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{404,155 + 331}{2} = 367,6^\circ C$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (11.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světly průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (11.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,334 - 1) \cdot 3,0167] = 33,962 \frac{m^3}{s}$$

Světly průřez proudu spalin

$$F_{sp} = v \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v \quad (11.4)$$

kde v – vstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_{sp} = 3,644 \cdot 4,7 - 51 \cdot 0,0445 \cdot 3,644 = 8,857 m^2$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{33,962}{8,857} \cdot \frac{273 + 367,6}{273} = 8,998 \frac{m}{s}$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (11.5)$$

Oprava na počet podélných řad

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,0517386$ W/mK

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,0000546$ m²/s

prandtlovo číslo $Pr = 0,6232422$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (11.6)$$

kde $\sigma_1 = S_1/D = 2,067$

$\sigma_2 = S_2/D = 1,528$

$$c_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,067 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,528}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,9708$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,97084 \cdot \frac{0,0517}{0,0445} \cdot \left(\frac{8,998 \cdot 0,0445}{0,0000546} \right)^{0,65} \cdot 0,623^{0,33} = 62,854 \frac{W}{m^2K}$$



11.3 Podélné proudění ze strany vzduchu

Střední teplota vzduchu

$$t_{OVZ\ IV\ stř}^{vz} = \frac{t_{OVZ\ IV}^{in} + t_{OVZ\ IV}^{out}}{2} \quad (11.7)$$

kde $t_{OVZ\ IV}^{in}$ – vstupní teplota vzduchu

$t_{OVZ\ IV}^{out}$ – výstupní teplota vzduchu

$$t_{OVZ\ IV\ stř}^{vz} = \frac{130 + 242}{2} = 186^{\circ}C$$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu vzduchu

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,0383\ W/mK$

součinitel dynamické viskozity $\mu = 0,00002541\ Ns/m^2$

prandtlovo číslo $Pr = 0,6876$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,00003315\ m^2/s$

Rychlost vzduchu

$$w_{vz} = \frac{M_{pv} \cdot \beta_{vz} \cdot O_{vz\ min}}{f_{vz}} \cdot \left(1 + \frac{t}{273}\right) \quad (11.8)$$

kde M_{pv} – skutečné množství spáleného paliva

$O_{vz\ min}$ – minimální objem vzduchu

β_{vz} – součinitel přebytku vzduchu v ohříváku vzduchu na straně vzduchu

t – střední teplota vzduchu

f_{vz} – průřez pro vzduch

Průřez pro vzduch

$$f_{vz} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_d \quad (11.9)$$

$$f_{vz} = \frac{\pi \cdot 0,365^2}{4} \cdot 51 \cdot 68 = 0,03628m^2$$

Rychlost vzduchu

$$w_{vz} = \frac{6,9759 \cdot 1,274 \cdot 3,0168}{0,03628} \cdot \left(1 + \frac{186}{273}\right) = 12,423 \frac{m}{s}$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d_e}{\vartheta} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_m \quad (11.10)$$

kde λ – součinitel tepelné vodivosti páry pro střední teplotu

d_e – ekvivalentní průměr, který při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru trubky

ν – součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry

w_{vz} – rychlost proudu páry

c_t – opravný koeficient závislý na teplotě proudu a stěny

c_m – opravný koeficient, při dvoustranném ohřevu roven $c_m = 1$ [1]

Opravný koeficient

$$c_t = \left(\frac{T}{T_{st}} \right)^{0,5} \quad (11.11)$$

kde T – teplota vzduchu

T_z – teplota stěny

Teplota stěny

$$T_z = \frac{t_{OVZ IV st\check{r}}^{vz} + t_{st\check{r}}^{sp}}{2} + 273 \quad (11.12)$$

$$T_z = \frac{186 + 367,578}{2} + 273 = 549,939K$$

Opravný koeficient

$$c_t = \left(\frac{459,15}{549,939} \right)^{0,5} = 0,91374$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,038292}{0,0365} \cdot \left(\frac{12,423 \cdot 0,0365}{0,0000315} \right)^{0,8} \cdot 0,687^{0,4} \cdot 0,9138 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 38,65023 \frac{W}{m^2K}$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalínách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (11.13)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (11.14)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa [1]

s – účinná tloušťka sálavé vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (11.15)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (11.16)$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (11.17)$$

$$r_{RO_2} = 0,120 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,193 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,120 + 0,193 = 0,313 \frac{m^3}{kg}$$



Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (11.18)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,313 = 0,0316 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) \quad (11.19)$$

kde D – vnější průměr trubek svazku

S_1 – příčná rozteč svazku

S_2 – podélná rozteč svazku

$$s = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,092 \cdot 0,068}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,12105 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \cdot \sqrt{0,0316 \cdot 0,12105}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{367,6 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,313$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 12,824 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (11.20)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částic popílku pro roštové ohniště

$d = 20 \text{ } \mu\text{m}$ [1]

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (11.21)$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,841} \cdot \frac{70}{100} = 2,86 \text{ g} \cdot \text{m}^3$$

**Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 367,6)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,86 = 0,216 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k \cdot s \cdot p = (12,82 + 0,216) \cdot 0,1 \cdot 0,121 = 0,159 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,159} = 0,147$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot (367,6 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{276,8 + 273}{367,6 + 273}\right)^4}{1 - \frac{276,8 + 273}{367,6 + 273}}$$

$$\alpha_s = 5,974 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) \tag{11.22}$$

kde ω – součinitel využití charakterizující neúplnost spalin, po odborné $\omega = 1$ [1]

$$\alpha_1 = 1 \cdot (62,854 + 5,974) = 68,828 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{pr} = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \tag{11.23}$$

kde ξ – součinitel využití, po odborné konzultaci, voleno $\xi = 0,55$

α_1 – součinitel přestupu tepla ze stěny do spalin

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do vzduchu

$$k_{pr} = 0,55 \cdot \frac{38,65 \cdot 68,828}{38,65 + 68,828} = 13,613 \frac{W}{m^2K}$$

Teplo převzaté ohřívákem vzduchu IV

$$Q_{OVZ IV}^{skut} = k_{pr} \cdot \Delta t_{ln} \cdot S \quad (11.24)$$

kde k_{pr} – součinitel přestupu tepla
 Δt_{ln} – křížový teplotní spád
 $S_{OVZ IV}$ – výhřevná plocha ohříváku vzduchu

Křížový teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} \cdot \psi \quad (11.25)$$

kde Δt_v – větší teplotní spád na konci výhřevné plochy
 Δt_m – menší teplotní spád na konci výhřevné plochy
 ψ – součinitel pro křížové proudění, $\psi = 0,93$ [1]

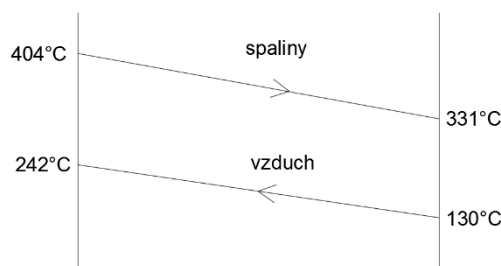
$$\Delta t_v = t_H - t_{OVZ IV}^{in} \quad (11.26)$$

$$\Delta t_v = 331 - 130 = 201^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_G - t_{OVZ IV}^{out} \quad (11.27)$$

$$\Delta t_m = 404,155 - 242 = 162,2^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{201 - 162,2}{2,3 \cdot \log \frac{201}{162,2}} \cdot 0,93 = 168,4^\circ\text{C}$$



Obr. 11.3 – Teplotní spád OVZ IV

Výhřevná plocha

$$S_{OVZ IV} = \pi \cdot D \cdot v \cdot n_c \quad (11.28)$$

kde D – průměr trubek
 v – výška spalínového kanálu
 n_c – celkový počet trubek

$$S_{OVZ IV} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 3,644 \cdot 3468 = 1766,72\text{m}^2$$

Teplo převzaté ohřívákem vzduchu OVZ IV

$$Q_{OVZ IV}^{skut} = 13,613 \cdot 168,4 \cdot 1766,72 = 4050,39\text{kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

$$x = \frac{Q_{OVZ IV}^{skut} - Q_{OVZ IV}}{Q_{OVZ IV}} \quad (11.29)$$

$$x = \frac{4050,39 - 4058,24}{4058,24} = 0,194\%$$

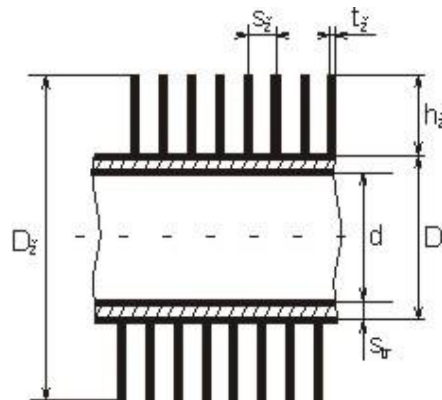
12 EKONOMIZÉR II, I

Ekonomizér je řešen dvěma svazky žebrovaných trubek v protiproudém zapojení. Žebrované trubky jsou řazeny za sebou.

12.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry trubek

průměr trubky	$D = 0,032 \text{ m}$
tloušťka stěny trubky	$t_l = 0,006 \text{ m}$
vnitřní průměr trubky	$d = 0,02 \text{ m}$
příčná rozteč	$S_1 = 0,082 \text{ m}$
podélná rozteč	$S_2 = 0,08 \text{ m}$
počet trubek	$n_{tr} = 44$
počet řad	$n_r = 32$



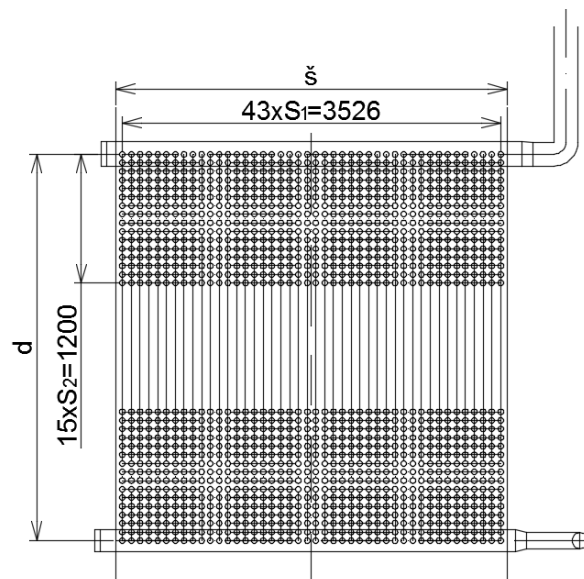
Obr. 12.1 – Žebrovaná trubka

Uvažované rozměry žeber

výška žeber	$h_z = 0,1 \text{ m}$
tloušťka žeber	$t_z = 0,0008 \text{ m}$
počet žeber na metr	$n_z = 140 \text{ ž/m}$
vzdálenost mezi žebry	$s_z = 0,00714 \text{ m}$
průměr žebra	$D_z = 0,52 \text{ m}$

Rozměry vstupního kanálu

délka kanálu	$d = 3,6 \text{ m}$
výška kanálu	$v = 3,7 \text{ m}$
šířka kanálu	$\check{s} = 4,7 \text{ m}$



Obr. 12.2 – Ekonomizér II, I



12.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_H + t_I}{2} \quad (12.1)$$

kde t_H – vstupní teplota spalin

t_I – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{330,93 + 224}{2} = 277,5^\circ\text{C}$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (12.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světly průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (12.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,343 - 1) \cdot 3,0167] = 34,152 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Světly průřez proudu spalin

$$F_{sp} = v \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot v \cdot n_z \cdot n_{tr} \quad (12.4)$$

kde v – vstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

h_z – výška žeber

t_z – tloušťka žeber

n_z – počet žeber na metr

$$F_{sp} = 3,7 \cdot 3,532 - 44 \cdot 0,032 \cdot 3,7 - 2 \cdot 0,01 \cdot 0,0008 \cdot 3,7 \cdot 140 \cdot 44 = 7,746 \text{m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{34,152}{7,746} \cdot \frac{273 + 277,5}{273} = 8,89 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany spalin**

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} \quad (12.5)$$

kde E – součinitel efektivity žebra

μ – součinitel rozšíření žebra, $\mu = 1[1]$

ψ_z – koeficient, charakterizující nerovnoměrnost α_K po povrchu žebra, pro kruhová žebra $\psi_z = 0,85 [1]$

ε – součinitel znečištění, podle [1] $\varepsilon = 0,018$

α_K – součinitel přestupu tepla konvekcí pro uspořádání za sebou s kruhovými žebry

Průměr žebra

$$D_z = D + 2 \cdot h_z \quad (12.6)$$

$$D_z = 0,032 + 2 \cdot 0,01 = 0,052m$$

Vzdálenost mezi žebry

$$s_z = \frac{1}{n_z} \quad (12.7)$$

$$s_z = \frac{1}{140} = 0,00714m$$

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad (12.8)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{0,052}{0,032}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,052}{0,032}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,00714}{0,032} - \frac{0,0008}{0,032}\right)} = 0,805$$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} \quad (12.9)$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - 0,805 = 0,195$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí pro uspořádání za sebou s kruhovými žebry

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot s_z}{\nu}\right)^{0,72} \quad (12.10)$$

Opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku

při $z \geq 4$, pak $C_z = 1$

Opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku

při $\sigma_2 > 2$, pak $C_s = 1$, $\sigma_2 = 2,5$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,0446649 \text{ W/mK}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,00004203 \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0447}{0,00714} \cdot \left(\frac{0,032}{0,00714}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,00714}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{8,890 \cdot 0,00714}{0,00004203}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k = 54,227 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel efektivnosti žebra

Součinitel žebra E se určuje v závislosti na $\beta \cdot h_z$ a D_z/D z nomogramu

$$\beta = \frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)} \quad (12.11)$$

kde ψ_z – koeficient, charakterizující nerovnoměrnost α_K po povrchu žebra, pro kruhová žebra $\psi_z = 0,85$ [1]

λ_z – součinitel tepelné vodivosti žebek, $\lambda_z = 40 \text{ W/mK}$ [1]

t_z – tloušťka žebra, $t_z = 0,0008 \text{ m}$

ε – součinitel znečištění, podle [1] $\varepsilon = 0,018$

α_K – součinitel přestupu tepla konvekcí pro uspořádání za sebou s kruhovými žebry

$$\beta = \frac{2 \cdot 0,85 \cdot 54,227}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,018 \cdot 0,85 \cdot 54,227)} = 39,679$$

**Součinitel efektivity žebra**

$$\beta \cdot h_z = 39,679 \cdot 0,01 = 0,3968m$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,52}{0,32} = 1,625$$

Z nomogramu odečteno E pro $\beta \cdot h_z$ a D_z/D

$$E = 0,88$$

$$\alpha_{1r} = [0,8054 \cdot 0,88 \cdot 1 + 0,195] \cdot \frac{0,85 \cdot 54,227}{1 + 0,018 \cdot 0,85 \cdot 54,227} = 22,757 \frac{W}{m^2K}$$

12.3 Podélné proudění ze strany vody**Střední teplota páry**

$$t_{EKO II, I}^v \text{ stř} = \frac{t_{EKO II, I}^{in} + t_{EKO II, I}^{out}}{2} \quad (12.12)$$

kde $t_{EKO II, I}^{in}$ – vstupní teplota vody

$t_{EKO II, I}^{out}$ – výstupní teplota vody

$$t_{EKO II, I}^v \text{ stř} = \frac{154 + 202,6}{2} = 178,3^\circ C$$

Střední tlak vody

$$p_{EKO II, I}^v \text{ stř} = \frac{p_{EKO II, I}^{in} + p_{EKO II, I}^{out}}{2} \quad (12.13)$$

kde $p_{EKO II, I}^{in}$ – vstupní tlak vody

$p_{EKO II, I}^{out}$ – výstupní tlak vody

$$p_{EKO II, I}^v \text{ stř} = \frac{11,1 + 10,7}{2} = 10,9 \text{ MPa}$$

Hmotnostní množství vody

$$M_{pp}^{EKO II, I} = M_{pp} - M_{vs II} - M_{vs I} \quad (12.14)$$

$$M_{pp}^{EKO II, I} = 24,444 - 0,929 - 2,0047 = 21,5107 \frac{kg}{s}$$

Rychlost vody

$$w_v = \frac{M_{pp}^{EKO II, I}}{f} \cdot v \quad (12.15)$$

kde v – měrný objem páry, který je funkcí střední teploty a tlaku vody,
 $v = 0,00112m^3/kg$ [3]



Průřez pro vody

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \quad (12.16)$$

$$f = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \cdot 44 = 0,0138m^2$$

Rychlost vody

$$w_v = \frac{21,5107}{0,0138} \cdot 0,00112 = 1,738 \frac{m}{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_{2r} = C_t \cdot a_N \quad (12.17)$$

kde C_t – součinitel, odečtený z nomogramu, závislý na střední teplotě vody,
 $C_t = 1,11$ [1]

a_N – součinitel, závislý na rychlosti vody a ekvivalentním průměru,
 $a_N = 820W/m^2K$ [1]

$$\alpha_{2r} = 1,11 \cdot 820 = 910,2 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_1}{S_2}} \quad (12.18)$$

Plocha jednoho žebra

$$S_{1ž} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{ž} - D}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} \quad (12.19)$$

$$S_{1ž} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{0,52 - 0,32}{4} + \pi \cdot 0,52 \cdot 0,0008 = 0,00277m^2$$

Celková vnější plocha jedné trubky i s plochou žeber

$$S_1 = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} \quad (12.20)$$

$$S_1 = \pi \cdot 0,32 \cdot (1 - 140 \cdot 0,0008) + 140 \cdot 0,00277 = 0,477m^2$$

Celková vnitřní plocha jedné trubky

$$S_2 = \pi \cdot (D - 2 \cdot tl) \quad (12.21)$$

$$S_2 = \pi \cdot (0,32 - 2 \cdot 0,006) = 0,0328m^2$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{22,757} + \frac{1}{910,2 \cdot 0,0328}} = 19,126 \frac{W}{m^2 K}$$

Teplu převzaté ekonomizérem II, I

$$Q_{EKO II, I}^{skut} = k_{př} \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{EKO II, I} \quad (12.22)$$

kde $k_{př}$ – součinitel přestupu tepla

Δt – protiproudý teplotní spád

$S_{EKO II, I}$ – výhřevná plocha deskového přehříváku

Plocha ekonomizéru II, I

$$S_{EKO II, I} = v \cdot n_{tr} \cdot n_{ř} \cdot S_1 \quad (12.23)$$

$$S_{EKO II, I} = 3,7 \cdot 44 \cdot 32 \cdot 0,477 = 2485,08 m^2$$

Protiproudý teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} \quad (12.24)$$

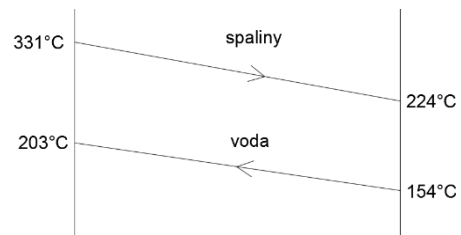
$$\Delta t_v = t_H - t_{EKO II, I}^{out} \quad (12.25)$$

$$\Delta t_v = 330,9 - 202,6 = 128,3^\circ C$$

$$\Delta t_m = t_I - t_{EKO II, I}^{in} \quad (12.26)$$

$$\Delta t_m = 224 - 154 = 70^\circ C$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{128,3 - 70}{2,3 \cdot \log \frac{128,3}{70}} = 96,3^\circ C$$



Obr. 12.3 – Teplotní spád EKO II, I

Teplu převzaté ekonomizérem II, I

$$Q_{PIV}^{skut} = 19,126 \cdot 96,3 \cdot 2485,08 = 4575,364 kW$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

$$x = \frac{Q_{EKO II, I}^{skut} - Q_{EKO II, I}}{Q_{EKO II, I}} \quad (12.27)$$

$$x = \frac{4575,364 - 4547,739}{4547,739} = -0,607\%$$

13 OHŘÍVÁK VZDUCHU III, II, I

Ohřívák vzduchu je tvořen třemi za sebou řazenými svazky hladkých trubek v protiproudém zapojení, které jsou uspořádány vystřídane.

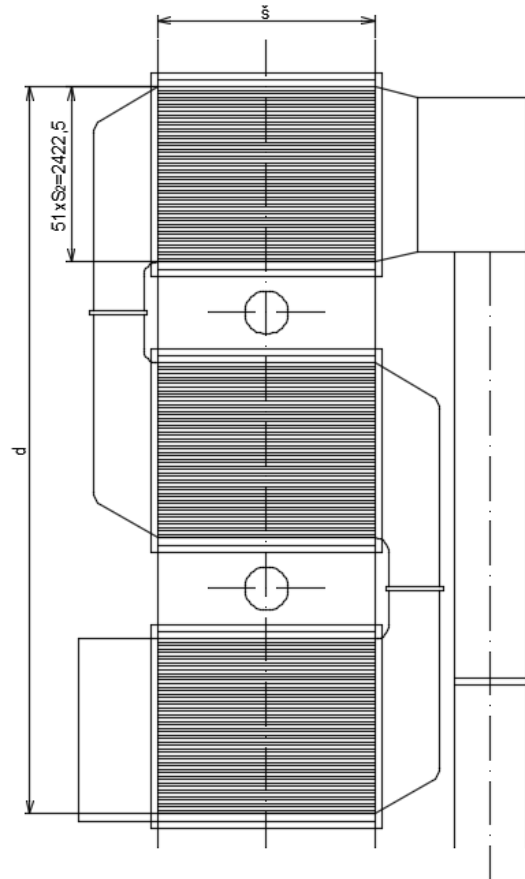
13.1 Geometrické parametry

Uvažované rozměry

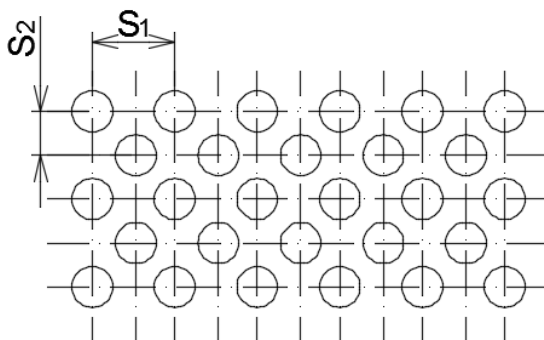
průměr trubky	$D = 0,0445$ m
tloušťka stěny trubky	$t_l = 0,0025$ m
vnitřní průměr trubky	$d = 0,0395$ m
příčná rozteč	$S_1 = 0,09$ m
podélná rozteč	$S_2 = 0,0475$ m
počet trubek	$n_{tr} = 53$
počet řad	$n_r = 108$
celkový počet trubek	$n_c = 5724$

Rozměry vstupního kanálu

délka kanálu	$d = 10,675$ m
výška kanálu	$v = 3,558$ m
šířka kanálu	$š = 2,994$ m



Obr. 13.1 – Ohřívák vzduchu III-I



Obr. 13.2 – Uspořádání trubkového svazku



13.2 Příčné proudění ze strany spalin

Střední teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_K + t_L}{2} \quad (13.1)$$

kde t_K – vstupní teplota spalin

t_L – výstupní teplota spalin

$$t_{stř}^{sp} = \frac{233 + 178}{2} = 206^\circ\text{C}$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_S}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}^{sp}}{273} \quad (13.2)$$

kde V_S – objemový průtok spalin

F_{sp} – světly průřez proudu spalin

Objemový průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot [O_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz\ min}] \quad (13.3)$$

$$V_S = 6,976 \cdot [3,861 + (1,3565 - 1) \cdot 3,0167] = 34,436 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Světly průřez proudu spalin

$$F_{sp} = v \cdot \check{s} - n_{tr} \cdot D \cdot v \quad (13.4)$$

kde v – vstupní výška kanálu

\check{s} – šířka kanálu

n_{tr} – počet trubek

D – vnější průměr trubek

$$F_{sp} = 3,644 \cdot 4,7 - 51 \cdot 0,0445 \cdot 3,644 = 3,591 \text{m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{34,436}{3,591} \cdot \frac{273 + 206}{273} = 16,8223 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané vystřídane

$$\alpha_k = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (13.5)$$

Oprava na počet podélných řad

při $n_{tr} \geq 10$ pak $c_z = 1$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu spalin

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,03919$ W/mK

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,000032$ m²/s

prandtlovo číslo $Pr = 0,64881$

Oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné a poměrné podélné rozteči

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \quad (13.6)$$

kde

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \quad (13.7)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,09}{0,0445} = 2,0225$$

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (13.8)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{D} \quad (13.9)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,0475}{0,0445} = 1,0674$$

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,0225^2 + 1,0674^2} = 1,47037$$

$$\varphi_\sigma = \frac{2,0225 - 1}{1,47037 - 1} = 2,174$$

Pro $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$ při $\sigma_1 < 3$ $c_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,5}$

$$c_s = 0,275 \cdot 2,174^{0,5} = 0,4054$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí pro hladké trubky uspořádané za sebou**

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,4054 \cdot \frac{0,0392}{0,0445} \cdot \left(\frac{16,822 \cdot 0,0445}{0,000035} \right)^{0,6} \cdot 0,648^{0,33} = 128,455 \frac{W}{m^2 K}$$

13.3 Podélné proudění ze strany vzduchu**Střední teplota vzduchu**

$$t_{OVZ III-I}^{stř} = \frac{t_{OVZ III-I}^{in} + t_{OVZ III-I}^{out}}{2} \quad (13.10)$$

kde $t_{OVZ III-I}^{in}$ – vstupní teplota vzduchu

$t_{OVZ III-I}^{out}$ – výstupní teplota vzduchu

$$t_{OVZ III-I}^{stř} = \frac{50 + 130}{2} = 90^\circ C$$

Interpolované hodnoty pro střední teplotu vzduchu

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,03138 \text{ W/mK}$

součinitel dynamické viskozity $\mu = 0,000021 \text{ Ns/m}^2$

prandtlovo číslo $Pr = 0,7059$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 0,000022 \text{ m}^2/\text{s}$

Rychlost vzduchu

$$w_{vz} = \frac{M_{pv} \cdot \beta_{vz} \cdot O_{vz \min}}{f_{vz}} \cdot \left(1 + \frac{t}{273} \right) \quad (13.11)$$

kde M_{pv} – skutečné množství spáleného paliva

$O_{vz \min}$ – minimální objem vzduchu

β_{vz} – součinitel přebytku vzduchu v ohříváku vzduchu na straně vzduchu

t – střední teplota vzduchu

f_{vz} – průřez pro vzduch

Průřez pro vzduch

$$f_{vz} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_d \quad (13.12)$$

$$f_{vz} = \frac{\pi \cdot 0,365^2}{4} \cdot 53 \cdot \frac{108}{3} = 2,234 \text{ m}^2$$

Rychlost vzduchu

$$w_{vz} = \frac{6,976 \cdot 1,274 \cdot 3,0168}{2,234} \cdot \left(1 + \frac{90}{273} \right) = 15,248 \frac{m}{s}$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d_e}{\vartheta} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_m \quad (13.13)$$

kde λ – součinitel tepelné vodivosti páry pro střední teplotu

d_e – ekvivalentní průměr, který při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru trubky

ν – součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry

w_{vz} – rychlost proudu páry

c_t – opravný koeficient závislý na teplotě proudu a stěny

c_m – opravný koeficient, při dvoustranném ohřevu roven $c_m = 1$ [1]

Opravný koeficient

$$c_t = \left(\frac{T}{T_z} \right)^{0,5} \quad (13.14)$$

kde T – teplota vzduchu

T_z – teplota stěny

Teplota stěny

$$T_z = \frac{t_{OVZ III-I stě}^{vz} + t_{stě}^{sp}}{2} + 273 \quad (13.15)$$

$$T_z = \frac{90 + 206}{2} + 273 = 421,1K$$

Opravný koeficient

$$c_t = \left(\frac{363,15}{421,124} \right)^{0,5} = 0,92862$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,03138}{0,0395} \cdot \left(\frac{15,248 \cdot 0,0395}{0,000022} \right)^{0,8} \cdot 0,7059^{0,4} \cdot 0,92862 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 21,886 \frac{W}{m^2K}$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Při výpočtu se uvažuje sálání tříatomových plynů a sálání popílkových částic ve spalinách.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (13.16)$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn, uvažuje se $a_{st} = 0,80$ [1]

a – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin při teplotě proudu spalin

T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (13.17)$$

kde k – součinitel zeslabení sálání

p – tlak v ohništi. U kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa [1]

s – účinná tloušťka sálavé vrstvy

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (13.18)$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání nesevítivými plyny

$k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny

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

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (13.19)$$

$$r_{RO_2} = 0,120 \frac{m^3}{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,193 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{sp} = 0,120 + 0,193 = 0,313 \frac{m^3}{kg}$$



Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$ [1]

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} \quad (13.20)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot 0,313 = 0,0316 \text{ MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) \quad (13.21)$$

kde D – vnější průměr trubek svazku

S_1 – příčná rozteč svazku

S_2 – podélná rozteč svazku

$$s = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,0475}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,07004 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \cdot \sqrt{0,0316 \cdot 0,07004}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{205,948 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,313$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 18,357 \frac{1}{\text{mMPa}}$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (13.22)$$

kde T – teplota spalin na výstupu z ohniště

d – střední efektivní průměr částiček popílku pro roštové ohniště

$d = 20 \text{ } \mu\text{m}$ [1]

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{x_p}{100} \quad (13.23)$$

kde x_p – procento popela v úletu

A^r – procento popelovin v původním stavu paliva

O_{sp} – skutečné množství spalin

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,895} \cdot \frac{70}{100} = 2,86 \text{ g} \cdot \text{m}^3$$

**Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273 + 206)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,86 = 0,262 \frac{1}{mMPa}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k \cdot s \cdot p = (18,357 + 0,262) \cdot 0,1 \cdot 0,07004 = 0,1317 \frac{1}{mMPa}$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a = 1 - e^{-0,1317} = 0,123$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,123 \cdot (205,948 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{148 + 273}{206 + 273}\right)^4}{1 - \frac{148 + 273}{206 + 273}}$$

$$\alpha_s = 2,151 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) \tag{13.24}$$

kde ω – součinitel využití charakterizující neúplnost spalin, $\omega = 1$ [1]

$$\alpha_1 = 1 \cdot (128,455 + 2,151) = 130,607 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{pr} = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \tag{13.25}$$

kde ξ – součinitel využití, po odborné konzultaci voleno $\xi = 0,55$

α_1 – součinitel přestupu tepla ze stěny do spalin

α_2 – součinitel přestupu tepla ze stěny do vzduchu

$$k_{pr} = 0,55 \cdot \frac{21,886 \cdot 130,60}{21,886 + 130,60} = 10,31 \frac{W}{m^2K}$$

Teplo převzaté prvním ohřívákem vzduchu III, II, I

$$Q_{OVZ\ III-I}^{skut} = k_{pr} \cdot \Delta t_{ln} \cdot S \tag{13.26}$$

kde k_{pr} – součinitel přestupu tepla

Δt_{ln} – křížový teplotní spád

$S_{OVZ\ III-I}$ – výhřevná plocha ohříváku vzduchu

Křížový teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} \cdot \psi \quad (13.27)$$

kde Δt_v – větší teplotní spád na konci výhřevné plochy

Δt_m – menší teplotní spád na konci výhřevné plochy

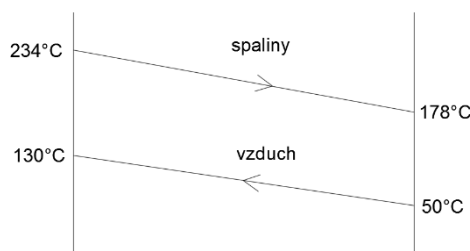
ψ – součinitel pro křížové proudění, $\psi = 0,98$ [1]

$$\Delta t_v = 178 - 50 = 128^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_K - t_{OVZ\ III-I}^{out}$$

$$\Delta t_m = 233,9 - 130 = 103,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{128 - 103,9}{2,3 \cdot \log \frac{128}{103,9}} \cdot 0,98 = 113,4^\circ\text{C}$$



Obr. 13.3 – Teplotní spád OVZ III-I

Výhřevná plocha ohříváku

$$S_{OVZ\ III-I} = \pi \cdot D \cdot \check{s} \cdot n_c \quad (13.28)$$

kde D – průměr trubek

\check{s} – šířka spalínového kanálu

n_c – celkový počet trubek

$$S_{OVZ\ III-I} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,994 \cdot 5724 = 2395,86\text{m}^2$$

Teplo převzaté ohřívákem vzduchu

$$Q_{OVZ\ III-I}^{skut} = 10,31 \cdot 113,346 \cdot 2395,86 = 2799,76\text{kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla s teplem navrženým

$$x = \frac{Q_{OVZ\ III-I}^{skut} - Q_{OVZ\ III-I}}{Q_{OVZ\ III-I}} \quad (13.29)$$

$$x = \frac{2799,76 - 2820,08}{2820,08} = 0,721\%$$



14 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE

Kontrola výkonu kotle

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100} \cdot M_{pv} - \sum Q_i \cdot \frac{100 - z_c}{100} \quad (14.1)$$

kde Q_p^p – teplo přivedené do kotle

η_k – tepelná účinnost kotle

M_{pv} – skutečné množství paliva

$\sum Q_i$ – součet skutečných výkonů výhřevných ploch

z_c – ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

Součet skutečných výkonů jednotlivých ploch

$$\begin{aligned} \sum Q_i = & Q_{VYP}^{skut} + Q_{P III A}^{skut} + Q_{P III B}^{skut} + Q_{par III}^{skut} + Q_{P IV}^{skut} + Q_{par IV}^{skut} + Q_{P II}^{skut} + Q_{par II}^{skut} + \\ & + Q_{KM}^{skut} + Q_{PI}^{skut} + Q_{EKO III}^{skut} + Q_{EKO II-I}^{skut} \end{aligned} \quad (14.2)$$

$$\begin{aligned} \sum Q_i = & 33786,458 + 3244,018 + 2332,871 + 1595,022 + 5401,343 + 530,0188 + \\ & + 5649,477 + 412,826 + 878,488 + 6656,0078 + 2522,867 + 4575,364 \end{aligned}$$

Součet skutečných výkonů jednotlivých ploch

$$\sum Q_i = 67584,762 kW$$

Kontrola výkonu kotle

$$\Delta Q = 10982,378 \cdot 84,635 \cdot 6,976 - 67584,762 \cdot \frac{100 - 4,405}{100} = 233,463 kW$$

Odchylka tepelné bilance

$$\frac{\Delta Q}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100} \cdot M_{pv}} \cdot 100 = \frac{233,463}{10982,378 \cdot \frac{84,635}{100} \cdot 6,976} \cdot 100 = 0,36001\% \quad (14.3)$$

Tab. 14.1 – Přehled tepel výpočtu

teplosměnné plochy		teplota média [°C]	teplota spalin [°C]	návrhový výkon [kJ/kg]	výpočtový výkon [kW]	ΔQ [kW]
<i>přehřívák IV</i>	výstup	520	701	5377,778	5401,343	-20,525
	vstup	438	798			
<i>přehřívák III</i>	výstup	475	798	5831,285	5776,888	54,397
	vstup	391	950			
<i>přehřívák II</i>	výstup	468	597	5614,286	5649,476	-35,412
	vstup	381	701			
<i>přehřívák I</i>	výstup	381	453	6690,065	6656,008	33,883
	vstup	315	580			
<i>výparník a paralelní plochy</i>	výstup	315	950	37229,012	37002,81	226,202
	vstup	228	1548			
<i>ekonomizér III</i>	výstup	228	404	2538,250	2522,868	15,298
	vstup	203	453			
<i>Ekonomizér II, I</i>	výstup	203	234	4547,734	4575,364	-27,792
	výstup	154	331			
<i>CELKEM</i>				67828,954	67584,762	244,192

Odchylka návrhového výkonu od výpočtového

$$\frac{\Sigma Q - \Sigma Q_{skut}}{\Sigma Q} \cdot 100 = \frac{67828,954 - 67584,762}{67828,954} \cdot 100 = 0,360\% \quad (14.4)$$

Konstrukční provedení a tepelný výpočet kotle odpovídá zadaným podmínkám a parametrů, protože odchylka je velmi malá.



ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout moderní kotel s vibračním roštem na spalování biomasy s předehřevem spalovacího vzduchu a vysokou účinností. Zároveň bylo cílem vypracovat tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle při uvažované výstupní přehřáté páře o parametrech 88 t/h, 520 °C a 9,6 MPa.

Na základě stechiometrických výpočtů a zvolených přebytků vzduchu v kotli byly stanoveny entalpie produktů spalování a spalovacích vzduchů. Z tepelné bilance byly vypočteny jednotlivé ztráty kotle a stanovena jeho účinnost, která činí 84,635 %, také bylo stanoveno skutečné množství spáleného paliva za jednotku času. Následovalo rozmístění jednotlivých teplosměnných ploch po kotli a návrh jejich tepelného výkonu ze strany pracovního média. Z těchto údajů byl sestaven pilový diagram.

Dalším krokem byl tepelný výpočet spalovací komory a jednotlivých teplosměnných ploch. Rozměry spalovací komory a umístění sekundárních hořáků vychází z rozměrů a typu vibračního roštu. Spalovací komora je tvořena membránovou stěnou a teplota na výstupu z ohniště je 950 °C. Na výstupu ze spalovací komory jsou umístěny deskové přehříváky, za nimiž následuje regulační vstřík napájecí vody. Za vstříkem je navržen souproudě zapojený výstupní přehřívák z hladkých trubek uspořádaných za sebou. Další regulační vstřík se nachází mezi druhým přehřívákem a deskovým přehřívákem, první část kotle je ukončena kotlovou mříží. Za kotlovou mříží pokračuje druhý tah kotle v podobě plechového kanálu, ve kterém je umístěn první přehřívák, třetí ekonomizér, dvě části čtvrtého ohříváku vzduchu, druhý a první žebrovaný ekonomizér. V třetím tahu jsou umístěny první až třetí ohřívák vzduchu, které mají jako jediné v kotli uspořádání trubek vystřídane. Z třetího tahu jdou spaliny do elektrostatického odlučovače prachu.

Teplota na výstupu spalin z kotle činí 178 °C, což je dostatečné pro nepodkročení teploty rosného bodu vodní páry a síry obsažené ve spalinách. Celkový konstrukční výkon kotle činí 67 584,762 kW.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4., přeprac. vyd. Brno: VUT, 1992, 200 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, c1999, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [3] HLAVÁČ, D. *Možnosti energetického využití biomasy – přímé spalování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 41 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr..
- [4] X Steam version 2. 6. Excel Steam Tables

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Popis
a	[-]	Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin
a, b, c	[m]	Rozměry spalovací komory
a, b, c	[m]	Výška, příčná rozteč a hloubka desek přehříváku
a_0	[-]	Stupeň černosti ohniště
a_{pl}	[-]	Stupeň černosti plamene
a_{st}	[-]	Stupeň černosti povrchu stěn
A^r	[%]	Obsah popela v palivu
A, B, C	[m]	Rozměry spalínového kanálu
B_0	[-]	Boltzmannovo číslo
c_i	[kJ·kg ⁻¹]	Měrné teplo paliva
c_s	[-]	Opravný koeficient na uspořádání svazku
c_z	[-]	Opravný koeficient na počet podélných řad
C^r	[-]	Hmotnostní obsah uhlíku v palivu
$C_{\dot{u}}$	[%]	Procento hořlaviny v úletu
C_p	[%]	Procento hořlaviny v popílku
C_r	[%]	Procento hořlaviny v propadu
C_s	[%]	Procento hořlaviny ve škváře
$(CO_2)_{max}$	[-]	Maximální množství CO ₂
d	[m]	Střední efektivní průměr částic popílku
d	[mm]	Vnitřní průměr trubky
d_e	[m]	Ekvivalentní průměr
D	[mm]	Vnější průměr trubky
$D_{\dot{z}}$	[m]	Průměr žebra
E	[-]	Součinitel efektivnosti žebra
F	[m ²]	Světlý průřez
f	[-]	Součinitel f
f	[m ²]	Průřez pro páru
$F_{\dot{u}s}$	[m ²]	Účinná sálavá plocha stěn ohniště
F_{ot}	[m ²]	Neotrubkovaná plocha
F_{st}	[m ²]	Povrch stěn ohniště



F_{vo}	[m ²]	Plocha výstupního otvoru
H^r	[-]	Hmotnostní obsah vodíku v palivu
$h_{\check{z}}$	[m]	Výška žeber
i	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie
i_p	[kJ·kg ⁻¹]	Fyzické teplo paliva
$I_{sp\ min}$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie spalin při stechiometrickém množství vzduchu
I_{sp}	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie spalin
I_u	[kJ·kg ⁻¹]	Teplo uvolněné v ohništi
I_u	[kJ·kg ⁻¹]	Uvolněné teplo v ohništi
k	[1·m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Součinitel zeslabení sálání
k_k	[1·m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
$k_p \cdot \mu$	[1·m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
$k_{p\check{r}}$	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	[1·m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Součinitel zeslabení sálání nesvitivými plyny
m	[-]	Zachycený podíl tepla vysálaného z ohniště
$mgCO$	[mg·Nm ⁻³]	Emisní limit CO
M	[-]	Součinitel M
M_p	[kg·s ⁻¹]	Množství paliva převedeného do kotle
M_{pp}	[kg·s ⁻¹]	Parní výkon kotle
M_{pv}	[kg·s ⁻¹]	Skutečné množství spáleného paliva
M_{vs}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní množství vstříku
$n_{\check{z}}$	[-]	Počet žeber
n_d	[-]	Počet desek
n_{tr}	[-]	Počet trubek
N^r	[-]	Hmotnostní obsah dusíku v palivu
O_{CO_2}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Objem CO ₂ ve spalinách
$O_{H_2O\ min}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Minimální objem vodní páry
O_{H_2O}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Objem vodní páry v minimálním množství vlhkého vzduchu
O_{N_2}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Objem N ₂ ve spalinách
$O_{O_2\ min}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Minimální množství kyslíku
O_{SO_2}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Objem SO ₂ ve spalinách



$O_{2\ ref}$	[%]	Obsah kyslíku pro referenční stav spalin
O^r	[-]	Hmotnostní obsah kyslíku v palivu
O_{Ar}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Objem Ar ve spalinách
$O_{sp\ min}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Minimální množství vlhkých spalin
$O_{sp\ min}^S$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Minimální množství suchých spalin
O_{sp}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Skutečné množství spalin
$\overline{O_{sp} \cdot C}$	[kJ·m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Střední měrné teplo spalin
$O_{vz\ min}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Minimální množství vlhkého vzduchu
$O_{vz\ min}^S$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Teoretický objem suchého vzduchu
O_{vz}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Skutečné množství vzduchu
p	[MPa]	Tlak
p_{sp}	[MPa]	Parciální tlak tříatomových plynů
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
\bar{q}	[kJ·kg ⁻¹]	Střední tepelné zatížení stěn ohniště
q_s	[MW·m ⁻²]	Plošné zatížení kotle
Q	[kW]	Předané teplo
Q_V	[kJ·s ⁻¹]	Výrobní teplo páry
Q_{ci}	[kJ·kg ⁻¹]	Výhřevnost hořlaviny
Q_i^r	[kJ·kg ⁻¹]	Výhřevnost paliva
Q_{ods}	[kJ·kg ⁻¹]	Teplo odsávané v ohništi výparníku
Q_p^p	[kJ·kg ⁻¹]	Teplo přivedené do kotle
Q_s	[kW·m ⁻²]	Teplo odevzdané v ohništi do stěn
$Q_{vz\ v}$	[kJ·kg ⁻¹]	Teplo ohřátí vlhkého vzduchu
Q_{vz}	[kJ·kg ⁻¹]	Teplo předané se vzduchem
r_{sp}	[m ³ ·kg ⁻¹]	Objemové části tříatomových plynů
R	[m ²]	Plocha hořící vrstvy
s	[m]	Účinná tloušťka sálavé vrstvy
\check{s}	[m]	Šířka
$\check{s}_\check{s}$	[m]	Šířka šotů
$s_{\check{z}}$	[m]	Vzdálenost mezi žebry
S_0	[m ²]	Plošný rozměr ohniště



S_1	[m]	Příčná rozteč
$S_{1ž}$	[m ²]	Plocha jednoho žebra
S_2	[m]	Podélná rozteč
S^r	[-]	Hmotnostní obsah síry v palivu
tl	[mm]	Tloušťka stěny trubky
$t_ž$	[m]	Tloušťka žeber
t_i	[°C]	Teplota paliva
t_z	[°C]	Teplota vnějšího povrchu nánosů
T_z	[°C]	Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn
v	[m]	Výška
v	[m ³ ·kg]	Měrný objem páry
V_{H_2O}	[-]	Objem vodní
V_0	[m ³]	Aktivní objem ohniště
w	[m·s ⁻¹]	Rychlost
x	[-]	Kontrola
x	[-]	Úhlový součinitel osálení
$X_{ú}$	[%]	Procento popela v úletu
X_p	[%]	Procento popela v popílku
X_r	[%]	Procento popela v propadu
X_s	[%]	Procento popela ve škváře
z_{SO}	[%]	Ztráta sdílením tepla do okolí
z_c	[%]	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků
$z_{cú}$	[%]	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků v úletu
z_{cn}	[%]	Ztráta chemickým neodpalem
z_{cp}	[%]	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků v popílku
z_{cr}	[%]	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků propadem
z_{cs}	[%]	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků ve škváře
z_f	[%]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
z_k	[%]	Ztráta citelným teplem spalin
z_n	[%]	Nepočitatelná ztráta
α	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
α_{1r}	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_2	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry



α_K	[-]	Součinitel přebytku vzduchu na konci kotle
α_k	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin
α_s	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel přestupu sáláním
β_{vz}	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
Δt	$[\text{°C}]$	Teplotní spád
Δt_{ln}	$[\text{°C}]$	Logaritmický teplotní spád
η_k	[%]	Tepelná účinnost kotle
θ_0	[-]	Poměrná teplota spalin
$\lambda_{\bar{z}}$	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti žeber
σ_1	[-]	Poměrná příčná rozteč
σ_2	[-]	Poměrná podélná rozteč
σ'_2	[-]	Poměrná úhlopříčná rozteč
φ_σ	[-]	Opravný součinitel na uspořádání svazku
χ_1	[-]	Parametr druhu paliva
χ_2	[-]	Parametr způsobu spalování
ϑ_0	$[\text{°C}]$	Předpokládaná teplota
ϑ_a	$[\text{°C}]$	Adiabatická teplota
ε	[-]	Součinitel zanešení výhřevné plochy
λ	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti
μ	[-]	Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách
μ	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	Součinitel dynamické viskozity
ν	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	Součinitel kinematické viskozity
ξ	[-]	Součinitel využití
φ	[-]	Součinitel uchování tepla
ψ	[-]	Součinitel křížového proudění
ψ	[-]	Součinitel tepelné efektivity



Dolní indexy

<i>cel</i>	Celkový
<i>EKO</i>	Ekonomizér
<i>KM</i>	Kotlová mříž
<i>nv</i>	Napájecí voda
<i>OVZ</i>	Ohřívák vzduchu
<i>p</i>	Popílek
<i>p I</i>	Přehřívák I
<i>p II</i>	Přehřívák II
<i>p III</i>	Přehřívák III
<i>p IV</i>	Přehřívák IV
<i>par I</i>	Výhřevná plocha paralelních ploch okolo přehříváku I
<i>par II</i>	Výhřevná plocha paralelních ploch okolo přehříváku II
<i>par III</i>	Výhřevná plocha paralelních ploch okolo přehříváku III
<i>pp</i>	Výstupní pára
<i>r</i>	Propad
<i>s</i>	Škvára
<i>skut</i>	Skutečné
<i>sp</i>	Spaliny
<i>stř</i>	Střední
<i>ú</i>	Úlet
<i>V</i>	Objemový průtok
<i>výp</i>	Výparník
<i>vz</i>	Vzduch

Horní indexy

<i>in</i>	Vstupní
<i>max</i>	Maximální
<i>min</i>	Minimální
<i>out</i>	Výstupní
<i>sp</i>	Spaliny
<i>v</i>	Voda



SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.1 I - t diagram
- Obr. 2.1 Schéma rozložení ploch
- Obr. 2.2 Bilanční schéma 2. vstřiku
- Obr. 2.3 Bilanční schéma 1. vstřiku
- Obr. 2.4 Pilový diagram pro vodu a páru
- Obr. 2.5 Pilový diagram spaliny - pára
- Obr. 3.1 Spalovací komora
- Obr. 4.1 Uspořádání částí dekového přehříváku
- Obr. 4.2 Deskový přehřívák A
- Obr. 4.3 Teplotní spád P III A
- Obr. 5.1 Uspořádání částí dekového přehříváku
- Obr. 5.2 Deskový přehřívák B
- Obr. 5.3 Teplotní spád P III B
- Obr. 5.3 Paralelní plocha par III
- Obr. 6.1 Výstupní přehřívák
- Obr. 6.2 Uspořádání trubkového svazku
- Obr. 6.3 Teplotní spád P IV
- Obr. 6.3 Paralelní plocha par IV
- Obr. 7.1 Přehřívák II
- Obr. 7.2 Uspořádání trubkového svazku
- Obr. 7.3 Teplotní spád P II
- Obr. 7.3 Paralelní plocha par II
- Obr. 8.1 Způsob rozvolnění kotlové mříže
- Obr. 8.2 Teplotní spád KM
- Obr. 9.1 Přehřívák I
- Obr. 9.2 Uspořádání trubkového svazku



- Obr. 9.3 Teplotní spád P I
- Obr. 10.1 Ekonomizér III
- Obr. 10.2 Uspořádání trubkového svazku
- Obr. 10.3 Teplotní spád EKO III
- Obr. 11.1 Ohřívák vzduchu IV
- Obr. 11.2 Uspořádání trubkového svazku
- Obr. 11.3 Teplotní spád OVZ IV
- Obr. 12.1 Žebrovaná trubka
- Obr. 12.2 Ekonomizér II, I
- Obr. 12.3 Teplotní spád EKO II, I
- Obr. 13.2 Uspořádání trubkového svazku
- Obr. 13.1 Ohřívák vzduchu III-I
- Obr. 13.3 Teplotní spád OVZ III-I

SEZNAM TABULEK

- Tab. 1.1 Hmotnostní složení hořlaviny
- Tab. 1.1 Hmotnostní složení hořlaviny
- Tab. 1.2 Množství vzduchu a spalin
- Tab. 1.3 Měrná entalpie některých složek spalin
- Tab. 1.4 Přebytky vzduchu jednotlivých místech kotle
- Tab. 1.5 Entalpie složek spalin pro jednotlivé přebytky vzduchu a teploty
- Tab. 1.6 Procentuální podíly spálitelných látek a popela v palivu
- Tab. 1.7 Hodnoty jednotlivých ztrát kotle
- Tab. 2.1 Tlakové ztráty uvažované v teplosměnných plochách
- Tab. 2.2 Shrnutí navrhovaných teplot, entalpií a výkonů ze strany páry
- Tab. 2.3 Teploty spalin na výstupu z teplosměnných ploch
- Tab. 14.1 Přehled tepel výpočtu

SEZNAM PŘÍLOH

- 1. Výkresová dokumentace