VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ DŘEVA

STEAM BOILER WITH WOOD GRATE FIRING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. PAVEL JAKEŠ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2010

Anotace

Diplomová práce se zabývá návrhem parního kotle na spalování nekontaminovaného dřeva. Pro zadané parametry byly provedeny stechiometrické výpočty a výpočty entalpie spalin. V další části byla provedena tepelná bilance kotle, účinnost kotle, návrh rozměrů spalovací komory a výpočet jednotlivých výhřevných ploch.
Výstupní parametry jsou teplota, tlak a množství páry.

Klíčová slova: parní kotel, palivo, výparník, přehřívák, účinnost kotle

Annotation

This diploma thesis deals with proposal of the steam boiler on combustion uncontaminated wood. For the specified parameters have been implemented stoichiometric calculations and calculations enthalpy burnt gas. In the next part have been dealt with heat balance of the boiler, the efficiency of the boiler, design of the combustion chamber and calculation of particular rating surfaces.
The output parametres are temperature, pressure and the amount of steam.

Key words: steam boiler, fuel, eveporator, superheater, boiler efficiency

Bibliografická citace mé práce:

JAKEŠ, P. *Roštový kotel na spalování dřeva.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 101 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Roštový kotel na spalování dřeva vypracoval sám za pomoci vedoucího diplomové práce doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc. a konzultanta Ing. Bedřicha Heinze, literatury a ostatních zdrojů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v závěru práce.

V Brně dne 27. května 2010 ----------

Podpis

Poděkování

Děkuji mému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. a panu Ing. Bedřichu Heinze za poskytnutí odborných konzultací, včetně podkladových materiálů pro vypracování diplomové práce.

Obsah

OBSAH **9**

1. ÚVOD **12**

1.1. SPALOVÁNÍ BIOMASY **12**

1.2. VÝHŘEVNOST BIOMASY **12**

1.3. VÝHODY A NEVÝHODY BIOMASY **13**

2. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY **14**

2.1. MINIMÁLNÍ OBJEMY VZDUCHU A SPALIN Z PRVKOVÉHO ROZBORU PALIVA **14**

2.2. OBJEMY VZDUCHU A SPALIN **15**

2.2.1 MNOŽSTVÍ VZDUCHU A SPALIN 16

2.3. ENTALPIE VZDUCHU A PRODUKTŮ SPALOVÁNÍ **17**

2.4. I-T DIAGRAM VZDUCHU A SPALIN **19**

3. TEPELNÁ BILANCE KOTLE **20**

3.1. TEPLO PŘIVEDENÉ DO KOTLE **20**

3.2. ZTRÁTY KOTLE A TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE **21**

3.2.1 ZTRÁTA HOŘLAVINOU V TUHÝCH ZBYTCÍCH (MECHANICKÝ NEDOPAL) 21

3.2.2 ZTRÁTA FYZICKÝM TEPLEM TUHÝCH ZBYTKŮ 22

3.2.3 ZTRÁTA HOŘLAVINOU VE SPALINÁCH (CHEMICKÝ NEDOPAL) 22

3.2.4 ZTRÁTA FYZICKÝM TEPLEM SPALIN (KOMÍNOVÁ) 22

3.2.5 ZTRÁTA SDÍLENÍM TEPLA DO OKOLÍ SÁLÁNÍM A VEDENÍM 23

3.2.6 TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE 23

3.3. VÝROBNÍ TEPLO PÁRY A MNOŽSTVÍ PALIVA **23**

3.3.1 VÝROBNÍ TEPLO PÁRY 23

3.3.2 MNOŽSTVÍ PALIVA 23

4. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY **24**

4.1. TEPELNÝ VÝPOČET OHNIŠTĚ **24**

4.1.1 URČENÍ ADIABATICKÉ TEPLOTY V OHNIŠTI 24

4.1.2 POMĚRNÁ TEPLOTA SPALIN 26

4.1.3 SOUČINITEL M 26

4.1.4 BOLTZMANNOVO ČÍSLO 27

4.1.5 SOUČINITEL TEPELNÉ EFEKTIVNOSTI STĚN 28

4.1.6 STUPEŇ ČERNOSTI OHNIŠTĚ 28

4.1.7 MNOŽSTVÍ TEPLA ODEVZDANÉHO V OHNIŠTI DO STĚN 30

4.2. SCHÉMA SPALOVACÍ KOMORY **30**

5. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH **31**

5.1. TLAK NAPÁJECÍ VODY **31**

5.2. ROZVRŽENÍ TEPELNÉHO VÝKONU KOTLE NA VÝHŘEVNÉ PLOCHY **32**

5.2.1 PŘEHŘÍVÁK III 32

5.2.2 PŘEHŘÍVÁK II 32

5.2.3 PŘEHŘÍVÁK I 33

5.2.4 ZÁVĚSNÉ TRUBKY ... 34
5.2.5 VÝPARNÍK ... 34
5.2.6 OHŘÍVÁK VODY (EKONOMIZÉR) ... 35
5.2.7 CELKOVÉ POTŘEBNÉ TEPLO ... 35
5.2.8 PŘEHLED VÝHŘEVNÝCH PLOCH ZE STRANY PRACOVNÍHO MÉDIA ... 35

6. VÝPOČET I. TAHU ... 36

7. VÝPOČET MŘÍŽE ... 37

7.1. KONSTRUKČNÍ VÝPOČET ... 38

7.2. SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA ... 39

7.3. SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA ... 40

7.4. PŘEPOČET TEPLOTY SPALIN NA VÝSTUPU Z MŘÍŽE ... 41

8. VÝPOČET II. TAHU KOTLE ... 41

8.1 VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY ... 42

8.2 PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z II. TAHU ... 45

9. VÝPOČET III. TAHU KOTLE ... 45

9.1. VÝPOČET 1. ČÁSTI III. TAHU ... 45

9.1.1 VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY ... 46
9.1.2 PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 1. ČÁSTI III. TAHU ... 48

9.2. VÝPOČET 2. ČÁSTI III. TAHU ... 49

9.2.1 VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY ... 50
9.2.2 VÝPOČET PŘEHŘÍVÁKU III ... 53
9.2.3 VÝPOČET ZÁVĚSNÝCH TRUBEK ... 56
9.2.4 PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 2. ČÁSTI III. TAHU ... 58

9.3. VÝPOČET 3. ČÁSTI III. TAHU ... 59

9.3.1 VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY ... 61
9.3.2 VÝPOČET PŘEHŘÍVÁKU II ... 63
9.3.3 VÝPOČET ZÁVĚSNÝCH TRUBEK ... 66
9.3.4 PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 3. ČÁSTI III. TAHU ... 68

9.4. VÝPOČET 4. ČÁSTI III. TAHU ... 69

9.4.1 VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY ... 71
9.4.2 VÝPOČET PŘEHŘÍVÁKU I ... 73
9.4.3 VÝPOČET ZÁVĚSNÝCH TRUBEK ... 76
9.4.4 PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 4. ČÁSTI III. TAHU ... 78

10. VÝPOČET IV. TAHU KOTLE ... 79

10.1. VÝPOČET 1. ČÁSTI EKONOMIZÉRU ... 79

10.1.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA ... 81
10.1.2 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA ... 82
10.1.3 PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 1. ČÁSTI EKA ... 83

10.2. VÝPOČET 1. ČÁSTI OHŘÍVÁKU VZDUCHU ... 84

10.2.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ SPALIN ... 85
10.2.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ VZDUCHU ... 86
10.2.3 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA ... 86

11. VÝPOČET V. TAHU KOTLE 87
11.1. VÝPOČET 2. ČÁSTI EKONOMIZÉRU 87
11.1.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA 89
11.1.2 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA 89
11.1.3 PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 2. ČÁSTI EKA 90
11.2. VÝPOČET 2. ČÁSTI OHŘÍVÁKU VZDUCHU 91
11.2.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ SPALIN 92
11.2.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ VZDUCHU 93
11.2.3 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA 93
12. KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE 94
13. ZÁVĚR 95
14. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY 96
POUŽÍTÉ SYMBOLY A ZKRATKY 97

1. Úvod

1.1. Spalování biomasy

Co je to biomasa? Jde o hmotu organického původu. Pro energetické účely se využívá odpadů ze zemědělské, potravinářské a lesní produkce nebo cíleně pěstovaných rostlin. Efektivní a ekologické využití biomasy má minimální negativní vliv na životní prostředí.

Biomasu rozlišujeme podle obsahu vody na suchou (dřevo, dřevní odpady, sláma a další odpady), mokrou (tekuté odpady – kejda atd.), speciální (olejniny, škrobové a cukernaté plodiny).

Suchou biomasu lze spalovat přímo, případně po mírném vysušení. Působením vysokých teplot je možno ze suché biomasy uvolnit hořlavé plynné složky – dřevoplyn, který se spaluje obdobně jako jiná plynná paliva. Mokrá biomasa se využívá zejména v bioplynových technologiích. Speciální biomasa slouží k získání energetických látek – zejména bionafty nebo lihu.

V zásadě existují dva typy základních procesů:

- suché procesy (spalování, zplynování)

- mokré procesy (fermentace – produkce etanolu, anaerobní vyhnívání – produkce bioplynu)

V našich podmínkách lze využívat biomasu:

- odpadní (rostlinné a lesní odpady, organické odpady z průmyslových výrob, odpady ze živočišné výroby a komunální organické odpady),

- záměrně produkovanou k energetickým účelům, energetické plodiny.

Nejčastěji přicházejí v úvahu přímé spalovací procesy vlastní primární biomasy (např. spalování dřeva), nebo spalování produktů mokrých nebo suchých procesů (bioplyn, dřevoplyn).

1.2. Výhřevnost biomasy

Výhřevnost dřeva a dalších rostlinných paliv kolísá nejen podle druhu dřeva či rostliny, ale ještě navíc s vlhkostí, na kterou jsou tato paliva citlivější. Dřevní hmota při přirozeném provětrávání pod střechou sníží svůj obsah vody na 20 % za jeden rok.

Výhřevnost dřeva je srovnatelná s hnědým uhlím. Na druhé straně však objemová měrná hmotnost pevné biomasy je 3 až 10 krát vyšší než je tomu např. u klasických fosilních pevných paliv (vztaženo na výhřevnost). Pak velikost skladovacího prostoru může být limitujícím faktorem.

Tab. 1-1 Srovnání výhřevnosti jednotlivých druhů biomasy

Druh biomasy	**Obsah vody** [%]	**Výhřevnost** [kJ/kg]	**Objemová hmotnost** [kg/m^3]
Polena	10	16,4	375
Polena	20	14,28	400
Polena	30	12,18	425
Dřevní odpad	10	16,4	170
Dřevní odpad	20	14,28	190
Dřevní štěpka	30	12,18	210
Dřevní štěpka	40	10,10	225
Sláma obilovin	10	15,50	120 (balíky)
Lněné stonky	10	16,9	140 (balíky)
Sláma řepky	10	16,0	100 (balíky)

1.3. Výhody a nevýhody biomasy:

Výhody:

- Biomasa má jako zdroj energie obnovitelný charakter.
- Likvidace odpadů, zbytek po zpracování lze využít jako hnojiva.
- Je tuzemským zdrojem energie, který není vázán jen na určitou lokalitu, což znamená úsporu finančních prostředků a energie za dopravu.
- Pěstováním energetických plodin je možné využívat přebytečnou zemědělskou půdu. Půdy, které se nehodí nebo nejsou potřebné k potravinářské výrobě.
- Spalování pevných komunálních odpadů (na jednu osobu připadá cca 500 – 800 kg pevných odpadů za rok).
- Její využití pomáhá ke zlepšení životního prostředí

Nevýhody:

- Větší obsah vody a tudíž nižší výhřevnost (dřevní hmoty).
- Větší objem paliva, vyšší nároky na skladovací prostory.
- Nutnost úpravy paliva (sušení, tvarování, atd.) vyžadují investice do nových zařízení.
- U výroby a využití bioplynu poměrně vysoké investiční náklady na technická zařízení, což zvyšuje cenu vyrobené energie.
- Poměrně složitá manipulace s palivem ve srovnání s plynem, elektřinou, LTO.
- Nutnost likvidace popela.

2. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Objemy a entalpie jsou vztaženy na 1 kg spáleného tuhého paliva za normálních podmínek, (tj. při teplotě 0 °C a tlaku 0,1 MPa) .

2.1. Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva

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

$$O_{O_2\,\min} = \frac{22{,}39}{100} \cdot \left(\frac{24{,}68}{12{,}01} + \frac{3{,}12}{4{,}032} + \frac{0{,}05}{32{,}06} + \frac{21{,}3}{32} \right) = 0{,}4847 m^3 / kg$$

kde C^r, H_2^r, O_2^r jsou obsahy složek v hrubém vzorku paliva

S_{prch}^r je obsah prchavé složky síry v původním stavu

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ\,\min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2\,\min} = \frac{100}{21} \cdot 0{,}4847 = 2{,}3080 m^3 / kg$$

Objem vodní páry na 1 m^3 suchého vzduchu

$$V_{H_2O} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} \qquad \frac{p''}{p_c - p''} = 0{,}024 \qquad \text{pro teplotu 20°C}$$

φ - relativní vlhkost vzduchu [70 %]

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

p_c - celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

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

Součinitel f

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

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ\,\min} = f \cdot O_{VZ\,\min}^S = 1{,}0168 \cdot 2{,}3080 = 2{,}3468 m^3 / kg$$

Složky spalin

Objem CO_2 ve spalinách:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O^S_{VZ\min} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{24,68}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,3080 = 0,4581 m^3/kg$$

Objem SO_2 ve spalinách:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r_{prch}}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,05}{32,06} = 0,0003 m^3/kg$$

Objem N_2 ve spalinách:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O^S_{VZ\min} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,24}{28,016} + 0,7805 \cdot 2,3080 = 1,8033 m^3/kg$$

Objem Ar ve spalinách:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O^S_{VZ\min} = 0,0092 \cdot 2,3080 = 0,0212 m^3/kg$$

Minimální množství suchých spalin

Vznikne dokonalým spálením paliva při minimálním množství vzduchu, tj. bez přebytku vzduchu ($\alpha = 1$).

$$O^S_{SP\min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,4581 + 0,0003 + 1,8033 + 0,0212 = 2,2830 m^3/kg$$

Maximální množství CO_2 ve spalinách

$$(CO_2)_{\max} = \frac{O_{CO_2}}{O^S_{SP\min}} \cdot 100 = \frac{0,4581}{2,2830} \cdot 100 = 20,07\%$$

Minimální objem vodní páry

$$O_{H_2O\min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r_2}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r_t}{18,016} + (f-1) \cdot O^S_{VZ\min}$$

$$O_{H_2O\min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,12}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{48}{18,016} + (1,0168-1) \cdot 2,3080 = 0,9822 m^3/kg$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{SP\min} = O^S_{SP\min} + O_{H_2O\min} = 2,2830 + 0,9822 = 3,2652 m^3/kg$$

2.2. Objemy vzduchu a spalin

Skutečné hodnoty množství spalovacího vzduchu a vzniklých spalin závisí na součiniteli přebytku vzduchu α, který závisí na typu kotle a druhu paliva.

2.2.1 Množství vzduchu a spalin

Skutečné množství vzduchu s přebytkem vzduchu β = 1,3

$$O_{VZ} = \beta \cdot O_{VZ\,\min} = 1{,}3 \cdot 2{,}3468 = 3{,}0508\, m^3 / kg$$

Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu α = 1,3

$$O_{SP} = O_{SP\,\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ\,\min} = 3{,}2652 + (1{,}3 - 1) \cdot 2{,}3468 = 3{,}9693\, m^3 / kg$$

Skutečné množství vodní páry

$$O_{H_2O} = O_{H_2O\,\min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O^S_{VZ\,\min}$$

$$O_{H_2O} = 0{,}9822 + (1{,}0168 - 1) \cdot (1{,}3 - 1) \cdot 2{,}308 = 0{,}9934\, m^3 / kg$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0{,}0003 + 0{,}4581}{3{,}9693} = 0{,}1155$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0{,}9934}{3{,}9693} = 0{,}2504$$

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0{,}1155 + 0{,}2504 = 0{,}3659$$

Koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{x_U}{100} = \frac{10 \cdot 2{,}6}{3{,}9693} \cdot \frac{50}{100} = 3{,}2752\ \mathrm{g/m^3}$$

$x_U = 50\,\%$ - procento popela v úletu

Ar - je procento popelovin v původnim stavu paliva

Tab. 2-1 Vývoj produktů spalování

Veličina	$\alpha = 1$	$\alpha = 1{,}25$	$\alpha = 1{,}3$	$\alpha = 1{,}4$
O_{H_2O} [m^3 / kg]	0,9822	0,9937	0,9934	1,0006
O_{SP} [m^3 / kg]	3,2652	3,8519	3,9693	4,2039
r_{RO_2} [-]	0,1401	0,1190	0,1155	0,1091
r_{H_2O} [-]	0,3008	0,2580	0,2504	0,2380
r_{SP} [-]	0,4412	0,3770	0,3659	0,3471
$\mu [g / m^3]$	3,9813	3,3749	3,2752	3,0923

2.3. Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie minimálního množství spalin pro α = 1, t = 500 °C

$$I_{SP\min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O\min} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar}$$

$$I_{SP\min} = 0{,}4581 \cdot 994 + 0{,}0003 \cdot 1070 + 1{,}8033 \cdot 666 + 0{,}9822 \cdot 795 + 0{,}0212 \cdot 465 = 2447{,}5\ \mathrm{kJ}/kg$$

Entalpie minimálního množství vzduchu

$$I_{VZ\min} = O^S_{VZ\min} \cdot (c \cdot t)_{VZ} = 2{,}7236 \cdot 1{,}3696 \cdot 500 = 1865{,}12\ \mathrm{kJ}/kg$$

kde c_s …měrné teplo suchého vzduchu, $c_s = 1{,}343\ \mathrm{kJ}/m^3 \cdot K$

c_{H_2O} …měrné teplo vodní páry, $c_{H_2O} = 1{,}590\ \mathrm{kJ}/m^3 \cdot K$

$$c = c_S + 0{,}0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} = 1{,}343 + 0{,}0016 \cdot 10{,}4464 \cdot 1{,}59 = 1{,}3696 \mathrm{kJ}/m^3 \cdot K$$

$$d = (f - 1) \cdot \frac{0{,}804}{1{,}293} \cdot 10^3 = (1{,}0168 - 1) \cdot \frac{0{,}804}{1{,}293} \cdot 10^3 = 10{,}4464\ \mathrm{g}/kg$$

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva ($t = 500\,°\mathrm{C}$; $\alpha = 1$; $f = 1{,}0168$):

$$I_{SP} = I_{SP\min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ\min} + I_P = 2447{,}5 + (1 - 1) \cdot 1865{,}1 = 2447{,}5\ \mathrm{kJ}/kg$$

Entalpie popílku I_P ve spalinách se uvažuje, pokud procento popelovin v palivu splňuje nerovnost

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41{,}8 \cdot x_U}$$

$$2{,}6 > \frac{6 \cdot 9200}{41{,}8 \cdot 50} = 26{,}4$$

- nerovnost nebyla splněna, takže I_P neuvažuji.

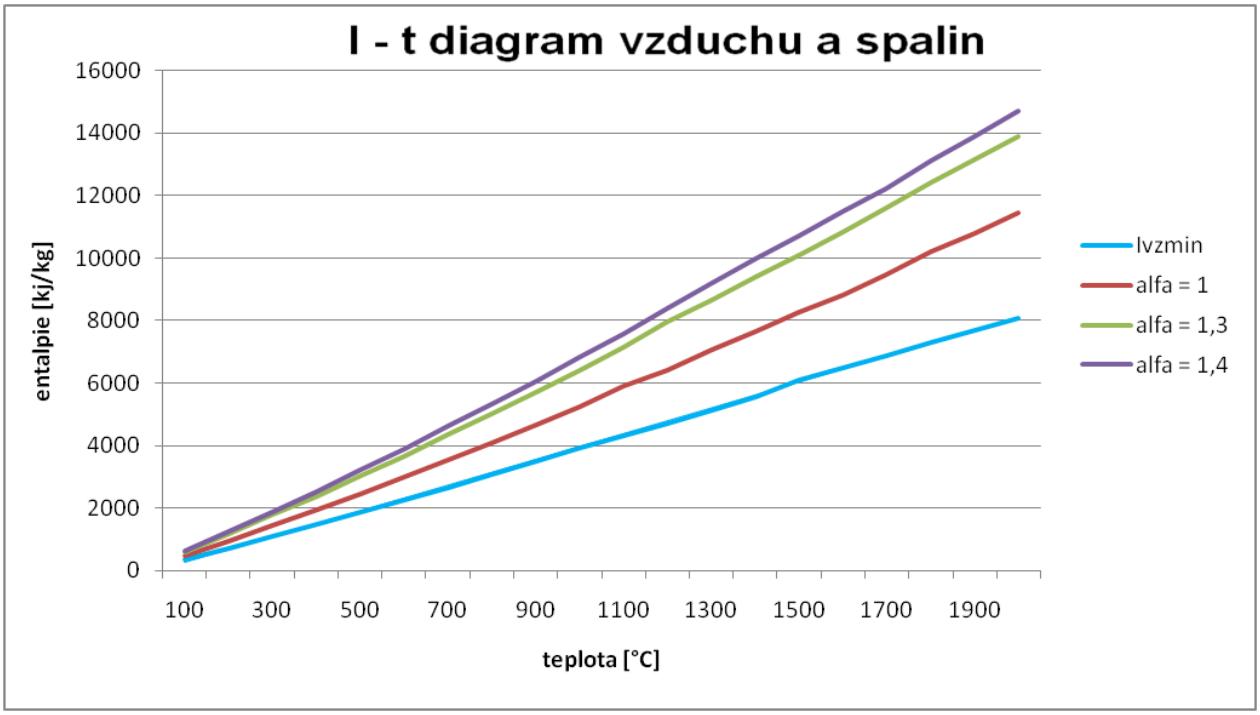
Tab. 2-2 Entalpie složek spalin a měrné teplo

teplota	Entalpie složek spalin					Měrné teplo	
t [°C]	CO_2 [kJ/m^3]	N_2 [kJ/m^3]	H_2O [kJ/m^3]	SO_2 [kJ/m^3]	Ar [kJ/m^3]	C_s [kJ/m^{3}K]	C_{H2O} [kJ/m^{3}K]
100	170	130	150	189	93	1,300	1,505
200	357	260	304	392	186	1,307	1,522
300	559	392	463	610	278	1,317	1,542
400	772	527	626	836	372	1,329	1,565
500	994	666	795	1070	465	1,343	1,59
600	1225	804	969	1310	557	1,356	1,615
700	1462	948	1149	1550	650	1,371	1,641
800	1705	1094	1334	1800	743	1,384	1,688
900	1952	1242	1526	2050	834	1,398	1,696
1000	2204	1392	1723	2305	928	1,410	1,723
1500	3504	2166	2779	3590	1390	1,462	1,853
2000	4844	2965	3926	4890	1855	1,500	1,963

Tab. 2-3 Entalpie spalin při různých hodnotách součinitele přebytku vzduchu bez vlivu recirkulace

t [°C]	I_{VZmin} [kJ/kg]	I_{SPmin} [kJ/kg]	I_{SP} $\alpha = 1$ [kJ/kg]	I_{SP} $\alpha = 1,3$ [kJ/kg]	I_{SP} $\alpha = 1,4$ [kJ/kg]
100	360,9	461,7	461,7	567	606,1
200	725,8	935,1	935,1	1152,8	1225,4
300	1097,2	1423,9	1423,9	1753	1862,7
400	1476,4	1927,1	1927,1	2370	2517,6
500	1865,1	2447,5	2447,5	3007	3193,5
600	2260,1	2975,1	2975,1	3653,1	3879,2
700	2666,2	3522,2	3522,2	4322,1	4588,7
800	3077,1	4080,6	4080,6	5003,7	5311,5
900	3496,4	4651,3	4651,3	5696,6	6046,2
1000	3918,8	5232,8	5232,8	6408,4	6800,3
1500	6099,5	8271,6	8271,6	10101,5	10711,4
2000	8093,6	11463,6	11463,6	13891,4	14700,7

2.4. I – t diagram vzduchu a sapalin



Obr. 2-1 I – t diagram vzduchu a spalin bez vlivu recirkulace

Tab. 2-4 Převod entalpií spalin při různých hodnotách součinitele přebytku vzduchu z hmotnostních jednotek na jednotky objemové

t [°C]	I_{sp} [kJ/m^3]
100	140,26
200	283,74
300	431,53
400	583,48
500	740,40
600	899,56
700	1064,37
800	1232,35
900	1403,98
1000	1578,58
1500	2489,27
2000	3443,26

3. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Úkolem tepelné bilance je účinnosti kotle a spotřeby paliva pro dosažení požadovaného tepelného výkonu.

3.1. Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 9200 + 53{,}74 = 9253{,}74 \text{kJ/kg}$$

Q_i^r - výhřevnost paliva

i_p - fyzické teplo paliva

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

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

$$48\,\% \geq \frac{9200}{4{,}19} \cdot \frac{1}{150} = 14{,}6\,\%$$

=> podmínka je splněna, teplota paliva se bere $t_p = 20\,°C$

Fyzické teplo paliva

$$i_P = c_P \cdot t_P = 2{,}69 \cdot 20 = 53{,}74 \mathrm{kJ/kg}$$

c_P - měrné teplo paliva

t_P - teplota paliva

kde měrné teplo paliva se určí ze vztahu

$$c_P = c_w \cdot \frac{W_t^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W_t^r}{100} = 4{,}19 \cdot \frac{48}{100} + 1{,}3 \cdot \frac{100-48}{100} = 2{,}69 \mathrm{kJ/kg} \cdot K$$

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

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

3.2. Ztráty kotle a tepelná účinnost

Tepelnou účinnost vypočteme pomocí tepelných ztrát kotle.

U kotlů rozeznáváme pět základních tepelných ztrát:

- ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
- ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal)
- ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)
- ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

3.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)

z_{cs} - ztráta ve škváře, nebo

strusce $z_{cs} = \frac{C_s}{100 - C_s} \cdot \frac{x_s}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_c = \frac{6}{100-6} \cdot \frac{100}{100} \cdot \frac{2{,}6}{9253{,}74} \cdot 32600 = 0{,}585\,\%$

$z_c = z_{cs} = 0{,}585\,\%$

C_i - procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků

x_i - procento popela v uvažovaném druhu tuhých zbytků

A^r - procento popela v palivu

Q_p^p - teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva

Q_{ci} - výhřevnost hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků

3.2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

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

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

$$z_{fs} = \frac{x_s}{100 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_s \cdot t_s = \frac{70}{100 - 6} \cdot \frac{2{,}6}{9253{,}74} \cdot 0{,}934 \cdot 600 = 0{,}117\,\%$$

$$z_{fú} = \frac{x_{ú}}{100 - C_{ú}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{ú} \cdot t_{ú} = \frac{20}{100 - 15} \cdot \frac{2{,}6}{9253{,}74} \cdot 0{,}846 \cdot 160 = 0{,}009\,\%$$

$$z_f = z_{fs} + z_{fú} = 0{,}117 + 0{,}009 = 0{,}126\,\%$$

c_i - měrné teplo tuhých zbytků popela

t_i - teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků

$(i = s, ú)$ - škvára, úlet

3.2.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal)

volím tuto ztrátu Z_{CO} = 0,1 %

3.2.4 Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)

Jedná se o nejvýznamnější ztrátu, která nejvíce ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Její velikost roste se zvyšováním přebytku vzduchu teploty spalin na konci kotle.

Teplota spalin za kotlem $t_{sp} = 150\,°\mathrm{C}$ a součinitel přebytku vzduchu $\alpha_k = 1{,}3$.

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_p^p} = (100 - 0{,}660) \cdot \frac{918{,}48 - 119{,}09}{9253{,}74} = 8{,}60\,\%$$

I_{SP} - entalpie spalin, při dané t_{sp} a α_k

I_{VZ} - entalpie vzduchu, při dané teplotě okolí 20 °C a α_k

$I_{SP} = 918{,}48\,\mathrm{kJ}/kg$ (pro150 °C)

$I_{VZ\,min} = O^S{}_{VZ\,min} \cdot c \cdot t = 2{,}308 \cdot 1{,}323 \cdot 20 = 91{,}61\,\mathrm{kJ}/kg$

$I_{VZ} = \alpha_k \cdot I_{VZ\,min} = 1{,}3 \cdot 91{,}61 = 119{,}09\,\mathrm{kJ}/kg$

3.2.5 Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením je funkcí velikosti kotle a druhu spalovaného paliva. Při zmenšování parního výkonu kotle, vzrůstá ztráta sdílením tepla do okolí.

$z_{so} = 0{,}8\,\%$ volím dle **[1]**

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

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

$$\eta_k = 100 - \sum z = 100 - 10{,}01 = 89{,}9\,\%$$

$$\sum z = z_c + z_f + z_{cn} + z_k + z_{so}$$
$$\sum z = 0{,}585 + 0{,}126 + 0{,}1 + 8{,}60 + 0{,}8 = 10{,}01\,\%$$

3.3. Výrobní teplo páry a množství paliva

3.3.1 Výrobní teplo páry

Výrobní teplo páry (tepelný výkon kotle)

$$Q_v = M_p \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = 9{,}72 \cdot (3322 - 443) = 27983{,}88\ \text{kJ/s} = 27{,}98\ \text{MW}$$

M_p - parní výkon kotle $[kg/s]$

i_{pp} - entalpie přehřáté páry při 3,83 MPa, 445 °C

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

3.3.2 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle

$$M_{pp} = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{27983{,}88}{9253{,}74 \cdot \frac{89{,}9}{100}} = 3{,}364\ \text{kg}/s$$

Množství paliva skutečně spáleného (výpočtové)

$$M_{pv} = M_{pp} \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 3{,}364 \cdot \left(1 - \frac{0{,}409}{100}\right) = 3{,}344\ \text{kg/s}$$

4. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

K výpočtu spalovací komory je potřeba navrhnout nejdříve její rozměry. Ty se odvodí od plošného zatížení roštu, které se dle rad konzultanta volí 1,8 MW/m².

$$q = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{S} \Rightarrow S = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{q} = \frac{3{,}344 \cdot 9200}{1800} = 17{,}092 m^2$$

Rozměry spalovací komory:

Přední strana (a)…… 3,698 m

Boční strana (b)……. 4,622 m

Výška (c)……..……..…11,5 m

Plocha otrubkované stěny včetně výstupního otvoru:

$$F_{st} = [2 \cdot (a \cdot c) + 2 \cdot (b \cdot c) + (a \cdot b)] =$$
$$F_{st} = [2 \cdot (3{,}698 \cdot 11{,}5) + 2 \cdot (4{,}622 \cdot 11{,}5) + (3{,}698 \cdot 4{,}622)] = 208{,}45 m^2$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

$$F_{ús} = F_{st} \cdot x_{st} = [2 \cdot (a \cdot c) + 2 \cdot (b \cdot c) + (a \cdot b)] \cdot x_{st}$$
$$F_{ús} = [2 \cdot (3{,}698 \cdot 11{,}5) + 2 \cdot (4{,}622 \cdot 11{,}5) + (3{,}698 \cdot 4{,}622)] \cdot 0{,}95 = 198{,}03 \mathrm{m}^2$$

F_{st} - plocha otrubkované stěny včetně výstupního otvoru

x_{st} - úhlový součinitel trubkové stěny [1]

Aktivní objem ohniště:

$$V_o = a \cdot b \cdot c = 3{,}698 \cdot 4{,}622 \cdot 11{,}5 = 196{,}56 \mathrm{m}^3$$

4.1. Tepelný výpočet ohniště

4.1.1 Určení adiabatické teploty v ohništi

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

Entalpie spalin ve spalovací komoře se určí ze vztahu:

$$I_{sp} = \frac{Q_{vz} + Q_p}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{207{,}59 + 30765{,}7}{3{,}969 \cdot 3{,}344} = 2333{,}44 kJ / m^3$$

Teplo dodané vzduchem:

$$Q_{vz} = O_{vz} \cdot M_{pv} \cdot I_{vz} = 2{,}347 \cdot 3{,}344 \cdot 26{,}452 = 207{,}59 kW$$

$$I_{vz} = c \cdot t = 1{,}323 \cdot 20 = 26{,}452 kJ/m^3$$

c – měrné teplo vlhkého vzduchu při teplotě nasávaného vzduchu

Teplo vzniklé spálením paliva:

$$Q_p = M_{pv} \cdot Q_i^r = 3{,}344 \cdot 9200 = 30765{,}7 kW$$

Pro určení entalpie spalin je nutno znát procentuální složení spalin, přebytek vzduchu v ohništi α = 1,3.

Podíly složek celkových spalin:

$$\varpi_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{sp}} = \frac{1{,}8033}{3{,}9693} = 0{,}4543$$

$$\varpi_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0{,}9960}{3{,}9693} = 0{,}2504$$

$$\varpi_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{0{,}4582}{3{,}9693} = 0{,}1154$$

$$\varpi_{Ar} = \frac{O_{Ar}}{O_{sp}} = \frac{0{,}0212}{3{,}9693} = 0{,}0053$$

$$\varpi_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{sp}} = \frac{0{,}0003}{3{,}9693} = 0{,}00009$$

$$\varpi_{vz} = \frac{(\alpha - 1) \cdot O_{z\min}}{O_{sp}} = \frac{(1{,}3 - 1) \cdot 2{,}3468}{3{,}9693} = 0{,}1774$$

Entalpie spalin pro 1500 °C:

$$I_{sp1500} = \sum \varpi_i \cdot i_i = \varpi_{N_2} \cdot i_{N_2} + \varpi_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \varpi_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \varpi_{Ar} \cdot i_{Ar} + \varpi_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \varpi_{vz} \cdot c_p \cdot t =$$
$$= 0{,}4543 \cdot 2166 + 0{,}2504 \cdot 2779 + 0{,}1154 \cdot 3504 + 0{,}0053 \cdot 1390 + 0{,}00009 \cdot 3590 + 0{,}1774 \cdot 1{,}493 \cdot 1500 =$$
$$= 2489{,}27 kJ/m^3$$

Entalpie spalin pro 2000 °C:

$$I_{sp1500} = \sum \varpi_i \cdot i_i = \varpi_{N_2} \cdot i_{N_2} + \varpi_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \varpi_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \varpi_{Ar} \cdot i_{Ar} + \varpi_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \varpi_{vz} \cdot c_p \cdot t =$$
$$= 0{,}4543 \cdot 2965 + 0{,}2504 \cdot 3926 + 0{,}1154 \cdot 4844 + 0{,}0053 \cdot 1855 + 0{,}00009 \cdot 4890 + 0{,}1774 \cdot 1{,}5328 \cdot 2000 =$$
$$= 3443{,}26 kJ/m^3$$

Pomocí interpolace z hodnot entalpií pro teploty 1500 °C a 2000 °C, zjistím adiabatickou teplotu v ohništi, která je 1418,3 °C.

4.1.2 Poměrná teplota spalin

Poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště:

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

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

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

Teplota spalin na výstupu z ohniště

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

Teoretická teplota ϑ_a [°C] se určí z užitečného tepla uvolněného při spalování I_u, které se rovná entalpii spalin při teplotě teoretické a součiniteli přebytku vzduchu na konci ohniště α_o.

Některé veličiny jsou však na teplotě ϑ_O závislé a proto je nutné tuto teplotu nejprve zvolit. Zvolil jsem teplotu $\vartheta_o = 830\,°C$. S jejím využitím vypočítal potřebné parametry a koncovou teplotu dopočítal. Vypočtená hodnota by se neměla od zvolené hodnoty lišit o více než $\pm 20\,°C$. Pokud se liší, je nutné výpočet opakovat s použitím jiné zvolené hodnoty, dokud není tolerance splněna.

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273 = \frac{1418,3 + 273}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7756}{0,9064}\right)^{0,6}} - 273 = 827,2\,°C$$

Tato teplota se liší od zvolené teploty o 2,8 °C, považujeme ji za teplotu na konci ohniště.

4.1.3 Součinitel M

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

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

4.1.4 Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot C}}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0{,}9912 \cdot 3{,}344 \cdot 6{,}72}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}4275 \cdot 208{,}45 \cdot 1691{,}3^3} = 0{,}9064$$

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště

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

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

T_a - teoretická teplota plamene $[K]$

φ - součinitel uchování tepla

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

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} = 1 - \frac{0{,}8}{89{,}9 + 0{,}8} = 0{,}9912$$

z_{so} - ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

η_k - tepelná účinnost kotle

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} = \frac{9304{,}07 - 5350{,}15}{1418{,}3 - 830} = 6{,}72 \text{ kJ/kg}$$

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře

I_o - entalpie spalin na výstupu z ohniště pro ϑ_o, α_o (tab. 2-3)

ϑ_o - teplota spalin na výstupu z ohniště

ϑ_a - adiabatická teplota plamene pro I_u, α_o (tab. 2-3)

Užitečné teplo uvolněné v ohništi:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_c - z_f}{100 - z_c} + Q_{vz}$$

$$I_u = 9253{,}74 \cdot \frac{100 - 0 - 0{,}5847 - 0{,}1262}{100 - 0{,}5847} + 62{,}08 = 9304{,}07 \text{kJ/kg}$$

Q_p^p - teplo přivedené do kotle

Q_{vz} - teplo přivedené do kotle se vzduchem

z_{cn} - ztráta hořlavinou ve spalinách

z_c - ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

Teplo přivedené do kotle se vzduchem:

$$Q_{vz} = \frac{207,59}{M_{pv}} = \frac{207,59}{3,344} = 62,08 kJ/kg$$

4.1.5 Součinitel tepelné efektivnosti stěn

Závisí na vlastnostech ohniště. Vychází z rovnice $\psi = x \cdot \xi$, jejíž součástí je úhlový součinitel x, který závisí na poměru trubek a vzdálenosti trubek ve stěně *s/d* a poměru vzdálenosti trubek od stěny a jejich průměru *e*. Dále je ještě závislý na součiniteli zanesení ξ, který jsem zvolil dle **[1]** $\xi = 0,45$.

Střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn:

$$\overline{\psi} = x_{st} \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275$$

x_{st} - úhlový součinitel trubkové stěny [1]
ξ - součinitel zanesení stěn ohniště [1]

4.1.6 Stupeň černosti ohniště

Stupeň černosti ohniště pro roštové ohniště:

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

$$a_o = \frac{0,5604 + (1 - 0,5604) \cdot \frac{17,09}{208,4523}}{1 - (1 - 0,5604) \cdot (1 - 0,4275) \cdot \left(1 - \frac{17,09}{208,4523}\right)} = 0,7756$$

a_{pl} - efektivní stupeň černosti plamene
R - plocha hořící vrstvy na roštu
F_{st} - celkový povrch stěn ohniště
$\overline{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn

Efektivní stupeň černosti plamene v jakémkoli prostředí v ohništi:

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(2,397 \cdot 0,1 \cdot 3,394)} = 0,5604$$

k - součinitel zeslabení sálání
p - tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku v ohništi $p = 0,1\,\text{MPa}$

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy

Plocha hořící vrstvy paliva na roštu

$$R = a \cdot b = 3{,}7 \cdot 4{,}6 = 17{,}09 m^2$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2$$
$$k = 2{,}0679 + 0{,}1792 + (10 \cdot 1 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}03) = 2{,}3971 1/\mathrm{m} \cdot \mathrm{MPa}$$

$k_{sp} \cdot r_{sp}$ - součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

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

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2509}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 3{,}395}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{1103}{1000} \right) \cdot 0{,}3664 = 2{,}0679 1/\mathrm{m} \cdot \mathrm{MPa}$$

r_{sp} - objemová část tříatomových plynů

T_o - teplota na konci ohniště

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy

$p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ - celkový parciální tlak

Součinitel zeslabení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1103^2 \cdot 20^2}} \cdot 3{,}2752 = 0{,}1792 1/\mathrm{m} \cdot \mathrm{MPa}$$

μ - koncentrace popílku ve spalinách

$d = 20\ \mu m$ - střední efektivní průměr částeček popílku [1]

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

$\chi_1 = 0{,}5$ - hodnota závislá na druhu paliva [1]

$\chi_2 = 0{,}03$ - hodnota závislá na způsobu spalování [1]

Účinná tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3{,}6 \cdot \frac{196{,}5587}{208{,}4527} = 3{,}395\ \mathrm{m}$$

V_o - aktivní objem ohniště

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště

4.1.7 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0{,}9912 \cdot (9304{,}07 - 5350{,}15) = 3919{,}05\,\mathrm{kJ/kg}$$

φ - součinitel uchování tepla

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře

I_o - entalpie spalin na výstupu z ohniště pro $\vartheta_o = 827{,}2\,°\mathrm{C}, \alpha_o$ (tab. 2-3)

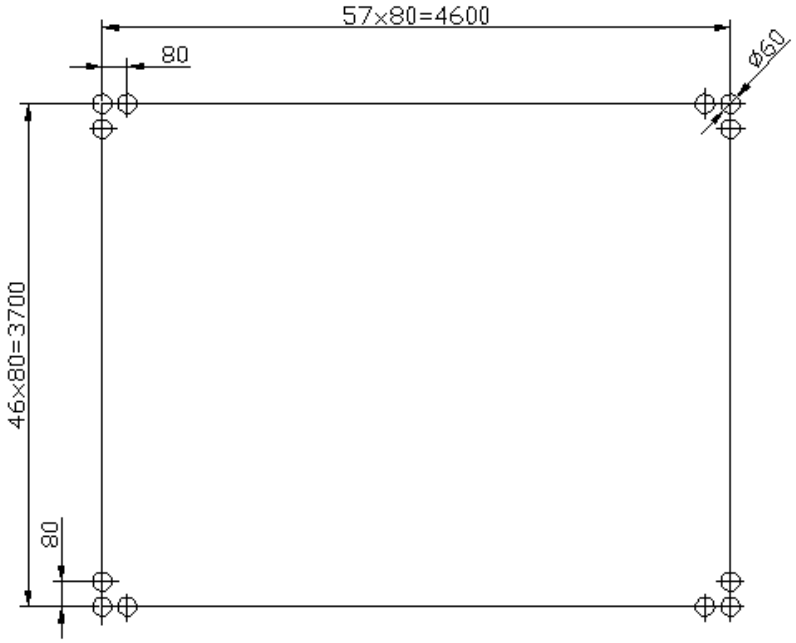
Střední tepelné zatížení stěn ohniště:

$$\bar{q} = \frac{Q_s \cdot M_{pv}}{F_{ús}} = \frac{3919{,}05 \cdot 3{,}344}{198{,}03} = 66{,}18\,\mathrm{kW}/m^2$$

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného

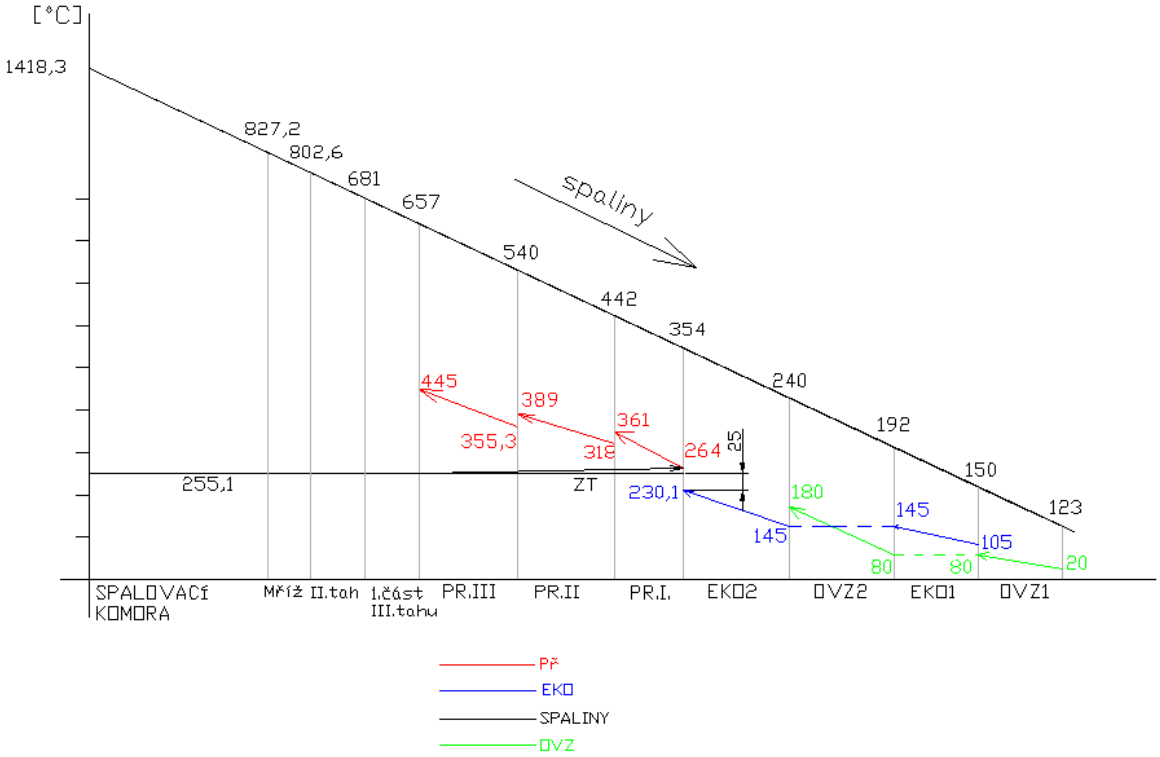
$F_{ús}$ - účinná sálavá plocha stěn ohniště

4.2. Schéma spalovací komory



Obr. 4-1 Schéma spalovací komory

5. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH



Obr. 5-1 Pilový diagram

Tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle:

Tlaková ztráta v přehříváku III: $\Delta p_{pIII} = 0{,}15 MPa$

Tlaková ztráta v přehříváku II: $\Delta p_{pII} = 0{,}15 MPa$

Tlaková ztráta v přehříváku I: $\Delta p_{pI} = 0{,}15 MPa$

Tlaková ztráta v závěsných trubkách: $\Delta p_{zv} = 0{,}05 MPa$

Tlaková ztráta ve výparníku: $\Delta p_{výp} = 0 MPa$

Tlaková ztráta v ekonomizéru: $\Delta p_{EKO} = 0{,}5 MPa$

5.1. Tlak napájecí vody

Napájecí voda má největší tlak v celém primárním okruhu. Hodnotu tlakové ztráty je potřeba předem spočítat, jelikož podle ní se dimenzuje napájecí čerpadlo. Určí se následovně:

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} + \Delta p_{pI} + \Delta p_{zv} + \Delta p_{výp} + \Delta p_{EKO} =$$
$$= 3{,}83 + 0{,}15 + 0{,}15 + 0{,}15 + 0{,}05 + 0 + 0{,}5 = 4{,}83 MPa$$

Pro tento tlak a danou teplotu t_{nv} = 105 °C byla odečtena entalpie napájecí vody $i_{nv} = 443{,}761 kJ/kg$

5.2. Rozvržení tepelného výkonu kotle na výhřevné plochy

5.2.1 Přehřívák III

Uvažuji entalpický spád:

$\Delta i_{pIII} = 215 kJ/kg$

Požadované výstupní teplotě a tlaku odpovídá entalpie přehřáté páry

$i_{pp} = 3322{,}01 kJ/kg$

Entalpie na vstupu do přehříváku III

$i_{pIII,in} = i_{pp} - \Delta i_{pIII} = 3322{,}01 - 215 = 3107{,}01 kJ/kg$

Této entalpii odpovídá teplota

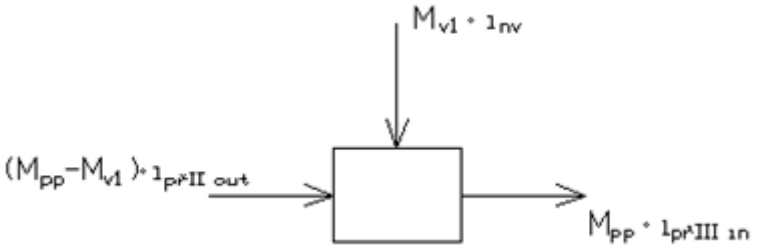
$t_{pIII,in} = 355{,}3°C$

Teplo spotřebované přehřívákem III

$Q_{pIII} = M_{pp} \cdot \Delta i_{pIII} = 9{,}722 \cdot 215 = 2090{,}28 kW$

5.2.2 Přehřívák II

Na výstupu z přehříváku II je umístěna regulace teploty vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku je 3 % z celého množství přehřáté páry M_{pp}.



Obr. 5-2 Schéma 1. vstřiku do přehříváku II

Množství vstřiku

$M_{v1} = 0{,}03 \cdot M_{pp} = 0{,}03 \cdot 9{,}7222 = 0{,}2917 kg/s$

Bilanční rovnice

$(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{pII,out} + M_{v1} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{pIII,in} \Rightarrow$

$$i_{pII,out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{pIII,in} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1}} = \frac{9{,}722 \cdot 3107{,}01 - 0{,}2917 \cdot 443{,}761}{9{,}722 - 0{,}2917} = 3189{,}38 kJ/kg$$

Této entalpii odpovídá teplota

$t_{pII,out} = 389°C$

Při tlaku $p_{pII,out} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} = 3{,}83 + 0{,}15 = 3{,}98MPa$

Do přehříváku II vstupuje pára o tlaku

$p_{pII,in} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} = 3{,}38 + 0{,}15 + 0{,}15 = 4{,}13MPa$

Uvažuji entalpický spád $\Delta i_{pII} = 182kJ/kg$

Entalpie páry na vstupu do přehříváku II

$i_{pII,in} = i_{pII,out} - \Delta i_{pII} = 3189{,}38 - 182 = 3007{,}38kJ/kg$

Této entalpii odpovídá teplota

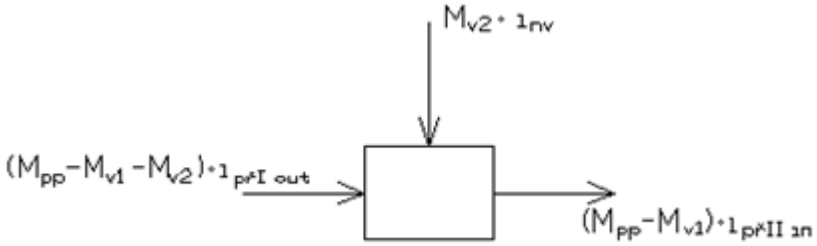
$t_{pII,in} = 318°C$

Teplo spotřebované přehřívákem II

$Q_{pII} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot (i_{pII,out} - i_{pII,in}) = (9{,}722 - 0{,}2917) \cdot (3189{,}38 - 3007{,}38) = 1716{,}36kW$

5.2.3 Přehřívák I

Na výstupu z přehříváku I je umístěna regulace teploty vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku je 4 % z celého množství přehřáté páry M_{pp}.



Obr. 5-3 Schéma 2. vstřiku do přehříváku I

Množství vstřiku

$M_{v1} = 0{,}04 \cdot M_{pp} = 0{,}04 \cdot 9{,}7222 = 0{,}3889kg/s$

Bilanční rovnice

$(M_{pp} - M_{v1} + M_{v2}) \cdot i_{pI,out} + M_{v2} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{pII,in} \Rightarrow$

$$i_{pI,out} = \frac{(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{pII,in} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}} = \frac{(9{,}722 - 0{,}2917) \cdot 3007{,}38 - 0{,}3889 \cdot 443{,}761}{9{,}722 - 0{,}2917 - 0{,}3889} =$$

$= 3117{,}64kJ/kg$

Této entalpii odpovídá teplota $t_{pI,out} = 361°C$

Při tlaku

$p_{pI,out} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} = 3{,}83 + 0{,}15 + 0{,}15 = 4{,}13MPa$

Do přehříváku I vstupuje pára o tlaku

$p_{pI,in} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} + \Delta p_{pI} = 3{,}83 + 0{,}15 + 0{,}15 + 0{,}15 = 4{,}28MPa$

Uvažuji entalpický spád $\Delta i_{pII} = 167 kJ/kg$

Teplota páry vstupující ze závěsných trubek

$t_{pI,in} = t_{zv,out} = 264°C$

Entalpie páry na vstupu do přehříváku I

$i_{pI,in} = 2950{,}64 kJ/kg$

Teplo spotřebované přehřívákem I

$Q_{pI} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{pI,out} - i_{pI,in}) =$

$= (9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889) \cdot (3117{,}64 - 2950{,}64) = 1509{,}96 kW$

5.2.4 Závěsné trubky

Slouží jako závěs trubkových svazků přehříváku III, přehříváku II a přehříváku I.

Vstupní parametry páry: $t_{zv.in} = 255{,}1°C$

$p_{zv.in} = 4{,}33 MPa$

$i_{zv.in} = 2799{,}03 kJ/kg$ viz **[3]**

Výstupní parametry páry: $t_{zv.out} = 264°C$

$p_{zv.out} = 4{,}28 MPa$

$i_{zv.out} = 2835{,}59 kJ/kg$ viz **[3]**

teplo spotřebované závěsnými trubkami

$Q_{zv} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{zv.out} - i_{zv.in}) =$

$= (9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889) \cdot (2835{,}59 - 2799{,}03) = 330{,}55 kW$

5.2.5 Výparník

Ve výparném systému dochází k fázové přeměně, teplota a tlak jsou konstantní v celém prostoru výparníku.

$p_{výp} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} + \Delta p_{pI} + \Delta p_{zv} = 3{,}83 + 0{,}15 + 0{,}15 + 0{,}15 + 0{,}05 = 4{,}33 MPa$

Tomuto tlaku odpovídá teplota sytosti

$t_{syt} = 255{,}1°C$

Entalpie při tlaku ve výparníku:

Pro sytou páru:

$i'' = 2799{,}03 kJ/kg$

Pro sytou kapalinu:

$i' = 1110{,}72 kJ/kg$

Teplo spotřebované výparníkem

$Q_{zv} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i'' - i') = (9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889) \cdot (2799{,}03 - 1110{,}72) = 15265{,}14 kW$

5.2.6 Ohřívák vody (Ekonomizér)

tlak na výstupu z EKA $p_{EKO.out} = 4{,}33MPa$

tlak na vstupu do EKA $p_{EKO.in} = 4{,}83MPa$

uvažuji nedohřev vody v ekonomizéru vůči mezi sytosti 25°C

teplota na výstupu z EKA $t_{EKO.out} = 230{,}1°C$

teplota na vstupu do EKA $t_{EKO.in} = t_{nv} = 105°C$

entalpie výstupní vody z EKA pak je $i_{EKO.out} = 991kJ/kg$ viz **[3]**

teplo potřebné pro ohřívák vody

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{EKO.out} - i_{nv}) =$$
$$= (9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889) \cdot (991 - 443{,}761) = 4947{,}95kW$$

5.2.7 Celkové potřebné teplo

Určí se jako součet tepel jednotlivých částí kotle

$$Q_c = Q_{pIII} + Q_{pII} + Q_{pI} + Q_{zv} + Q_{výp} + Q_{EKO} =$$
$$= 2090{,}28 + 1716{,}36 + 1509{,}96 + 330{,}55 + 15265{,}14 + 4947{,}95 = 25860{,}24kW$$

5.2.8 Přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média

Teplosměnná plocha		***Teplota*** t [°C]	***Tlak*** p [MPa]	***Entalpie*** i [kJ/kg]	***Entalpický spád*** Δi [kJ/kg]	***Potřebné teplo*** Q [kW]
EKO	vstup	105,0	4,83	443,8	547,2	4947,9
	výstup	230,1	4,33	991,0		
Výparník	vstup	255,1	4,33	1110,7	1688,3	15265,1
	výstup	255,1	4,33	2799,0		
Závěsné trubky	vstup	255,1	4,33	2799,0	36,6	330,6
	výstup	264,0	4,28	2835,6		
Přehřívák I	vstup	264,0	4,28	2950,6	167	1509,9
	výstup	361,0	4,13	3117,6		
Přehřívák II	vstup	318,0	4,13	3007,4	182	1716,4
	výstup	389,0	3,98	3189,4		
Přehřívák III	vstup	355,3	3,98	3107,0	215	2090,3
	výstup	445,0	3,83	3322,0		

Tab. 5-1 Přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média

6. VÝPOČET I. TAHU

Teplota v ohništi $t_1 = 1418{,}3°C$

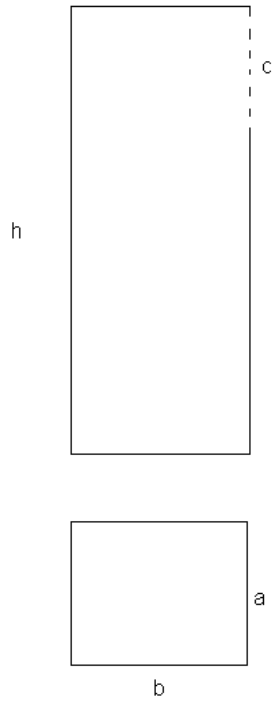
Teplota na konci I. tahu $t_2 = 827{,}2°C$

Střední teplota spalin

$$t_{stř.} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1418{,}3 + 827{,}2}{2} =$$
$$= 1122{,}8°C \Rightarrow T = 1395{,}9K$$

Rozměry prvního tahu:

Šířka(a)	3,7 m
Hloubka(b)	4,6 m
Délka mříže(c)	2,7 m
Výška(h)	11,5 m



Obr. 6-1 Návrh a rozměry spalovací komory

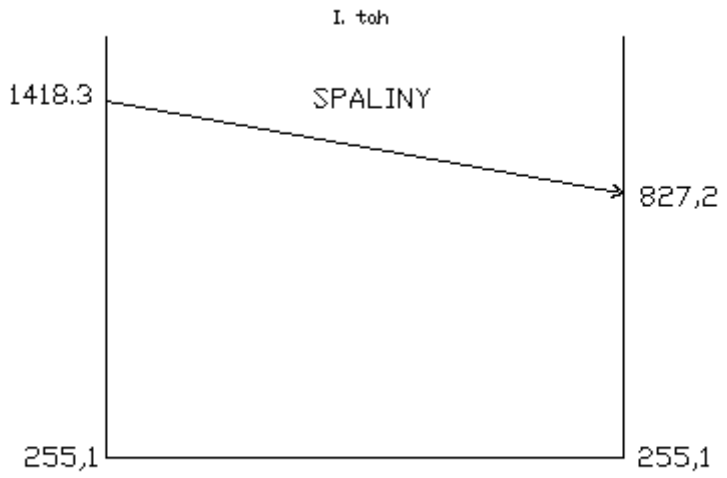
Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{a \cdot b} \cdot \frac{273 + t_{stř.}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{3{,}7 \cdot 4{,}6} \cdot \frac{273 + 1395{,}9}{273} = 4{,}74 m/s$$

Teplo předané ve výparníku

$$Q = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp.} = 3{,}969 \cdot 3{,}344 \cdot 671 = 8907{,}2 kW$$

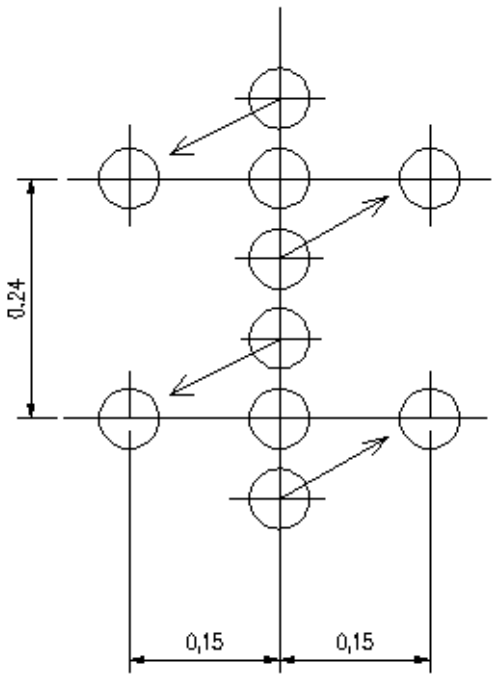
kde $\Delta I_{sp} = I_{sp.1418{,}3} - I_{sp.827{,}2} = 1959{,}5 - 1288{,}5 = 671 kJ/m^3$



Obr. 6-2 Schéma tepelného výpočtu

7. VÝPOČET MŘÍŽE

Mříž tvoří přechod mezi I. a II. tahem, je tvořena rozvolněním boční stěny I. tahu, kterou tvoří membránová stěna. Rozvolnění je provedeno tak, že po výšce mříže není mezi trubkami praporek a trubky jsou ve směru toku spalin navzájem přesazené tak, aby spaliny mohly proudit do II. tahu.



Obr. 7-1 Návrh a rozměry mříže

Výpočet mříže sestává z konstrukčního výpočtu výšky rozvolnění c a z tepelného výpočtu mříže jako teplosměnné plochy. Teplotu spalin na výstupu předběžně volíme a

následným výpočtem ji kontrolujeme. Tento postup opakujeme tak dlouho, dokud se zvolená teplota od vypočtené příliš neliší.

7.1. Konstrukční výpočet

Teploty spalin vstupní $t_1 = 827{,}2°C$

výstupní $t_2 = 802{,}6°C$

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{827{,}2 + 802{,}6}{2} = 814{,}9°C$$

uvažuji rychlost proudění spalin $w_{sp} = 8m/s$

počet trubek v jedné řadě $z_1 = 16$

počet řad $z_2 = 3$

průměr trubek tvořících membránovou stěnu $d = 0{,}06m$

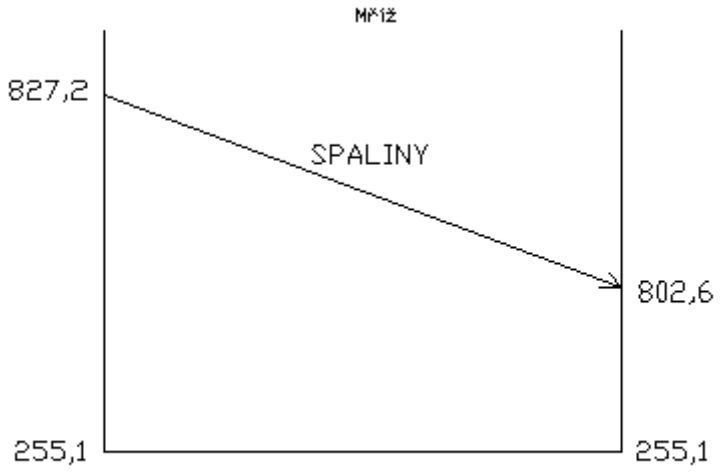
Výpočet výšky rozvolnění

$$c = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{8 \cdot (3{,}7 - 16 \cdot 0{,}06)} \cdot \frac{273 + 814{,}9}{273} = 2{,}4m$$

uvažuji výšku rozvolnění $c = 2{,}4m$

Přepočet rychlosti spalin protékajících mříží

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{c \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{2{,}3 \cdot (3{,}7 - 16 \cdot 0{,}06)} \cdot \frac{273 + 814{,}9}{273} = 7{,}2m/s$$



Obr. 7-2 Schéma tepelného výpočtu

7.2. Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění kolem vystřídaně uspořádaných hladkých trubek

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

$$= 0,362 \cdot 0,8889 \cdot \frac{0,0954}{0,06} \cdot \left(\frac{7,2 \cdot 0,06}{1,37 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,6} \cdot 0,6085^{0,33} = 54,39 W / m^2 \cdot K$$

kde c_s je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 a hodnoty φ_σ, přičemž $\sigma_2^{'}$ je poměrná úhlopříčná rozteč.

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{\ 0,1} = 0,34 \cdot 1,871^{0,1} = 0,362$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2^{'} - 1} = \frac{4-1}{2,6034-1} = 1,871$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,24}{0,06} = 4$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,1}{0,06} = 1,6667$$

$$\sigma_2^{'} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^{\ 2} + \sigma_2^{\ 2}} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 4^2 + 1,6667^2} = 2,6034$$

kde příčná rozteč $s_1 = 0,24 m$

podélná rozteč $s_2 = 0,1 m$

Oprava na počet podélných řad se určí následovně

$$c_z = 4 \cdot z_2^{\ 0,02} - 3,2 = 4 \cdot 3^{0,02} - 3,2 = 0,8889$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\mathrm{Pr} = 0,6085$

$\nu = 1,37 \cdot 10^{-4} m^2 / s$

$\lambda = 0,0954 W / m \cdot K$

hodnoty Pr, ν, λ z **[1]**

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2389 \cdot 1088^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{608,3}{1088} \right)^4}{1 - \frac{608,3}{1088}} =$$

$$= 22,6021 W / m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6{,}679 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}4046} = 0{,}2389$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 118{,}254 \cdot 0{,}366 = 6{,}679 \;\; 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}250}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}03696 \cdot 0{,}4046}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{1088}{1000} \right) =$$

$$= 18{,}254 _ 1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

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

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

$$t_z = t_{syt} + \Delta t = 255{,}1 + 80 = 335{,}7°C \Rightarrow T_z = 608{,}3K$$

pro mříž na výstupu z ohniště $\Delta t = 80°C$ z **[1]**

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54{,}39 + 22{,}3021 = 76{,}9933 W/m^2 \cdot K$$

7.3. Součinitel prostupu tepla

Pro výparníkové plochy se určí dle následujícího vztahu

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{76{,}9933}{1 + 0{,}006 \cdot 76{,}9933} = 52{,}6645 W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které odebere mříž spalinám

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 52{,}6645 \cdot 24{,}42 \cdot 559{,}7 \cdot 10^{-3} = 719{,}71 kW$$

Teplosměnná plocha mříže

$$S = \pi \cdot d \cdot c \cdot z_1 \cdot z_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}06 \cdot 2{,}3 \cdot 16 \cdot 3 = 24{,}42 m^2$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{572{,}1 - 547{,}5}{\ln \frac{572{,}1}{547{,}5}} = 559{,}69K$$

$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 827{,}2 - 255{,}1 = 572{,}1°C(K)$

$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 802{,}6 - 255{,}1 = 547{,}5°C(K)$

7.4. Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže

Teplo spalin na výstupu

$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q = 17102{,}71 - 719{,}71 = 16383kW$

Teplo vstupních spalin

$Q_{sp1} = I_{sp827,2} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 1288{,}47 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 17102{,}71kW$

entalpie vstupních spalin $I_{sp827,2} = 1288{,}47kJ/m^3$

Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

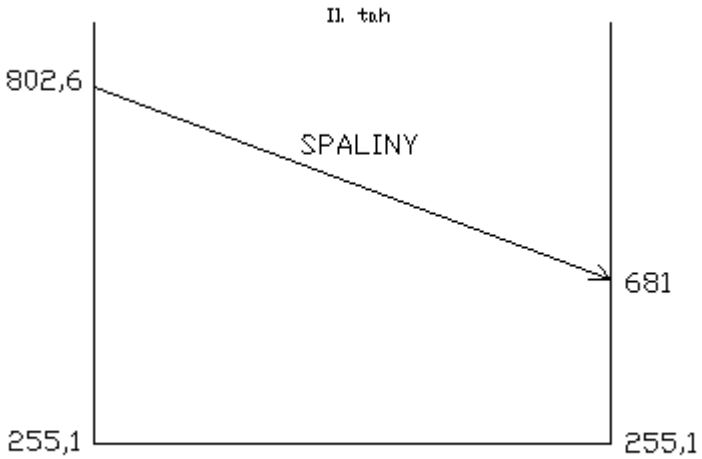
$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{16383}{3{,}969 \cdot 3{,}344} = 1234{,}25kJ/m^3$$

a teplota výstupních spalin $t_{sp2} = 802{,}2°C$

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

8. VÝPOČET II. TAHU KOTLE

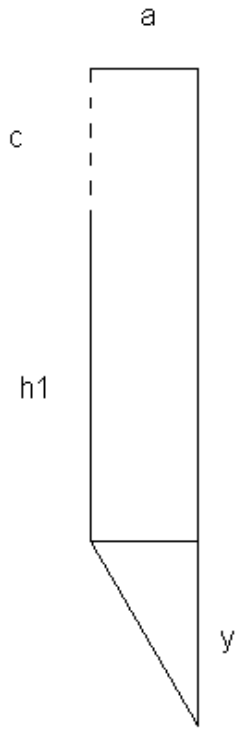
II. tah je tvořen pouze membránovými stěnami, které tvoří část výparníku.



Obr. 8-1 Schéma tepelného výpočtu

Rozměry kanálu:

a=2 m
b=3,7 m
c=2,7 m
h_1=5,2 m



Obr. 8-2 Návrh a rozměry II. Tahu

Teploty spalin vstupní $t_1 = 802{,}6°C$
výstupní $t_2 = 681°C$

Výška výstupního otvoru

$$d = \frac{F_{sp2}}{b} = \frac{9{,}28}{3{,}7} = 2{,}5m$$

Světlý výstupní průřez spalin

$$F_{sp2} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{w_{sp2}} \cdot \frac{273 + t_2}{273} =$$

$$= \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{5} \cdot \frac{273 + 681}{273} = 9{,}28m^2$$

Výška druhé stěny $h_ž$

$$h_ž = c + h_1 + y - d = 2{,}7 + 5{,}2 + 3{,}46 - 2{,}5 = 8{,}86m$$

kde z pravoúhlého trojúhelníku plyne y = 3,46m

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{802{,}6 + 681}{2} = 741{,}8°C \Rightarrow T = 1014{,}95K$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{9{,}28} \cdot \frac{273 + 741{,}8}{273} = 5{,}32m/s$$

8.1. Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \Pr^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0887}{2{,}5959} \cdot \left(\frac{5{,}32 \cdot 2{,}5959}{1{,}22 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0{,}6158^{0,4} =$$

$$= 7{,}1559 W / m^2 \cdot K$$

pro střední teplotu spalin

$\lambda = 0{,}08871 W / m \cdot K$

$\nu = 1{,}22 \cdot 10^{-4} m^2 / s$

$\Pr = 0{,}6158$

hodnoty $\Pr$, ν, λ z **[1]**

kde d_e je **ekvivalentní průměr spalin** a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 7{,}3956}{11{,}3956} = 2{,}5959 m$$

Obvod kanálu

$O = 2 \cdot (a + b) = 2 \cdot (2 + 3{,}7) = 11{,}3956 m$

soSvětlý průřez kanálu

$F = a \cdot b = 2 \cdot 3{,}7 = 7{,}3956 m^2$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}4609 \cdot 1014{,}95^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{612{,}56}{1014{,}95} \right)^4}{1 - \frac{612{,}56}{1014{,}95}} =$$

$$= 54{,}0831 W / m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2{,}7152 \cdot 0{,}1 \cdot 2{,}2758} = 0{,}4609$

Součinitel zeslabení sálání

$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 7{,}4206 \cdot 0{,}3659 = 2{,}7152 \;\; 1 / m \cdot Mpa$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 2{,}2758}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{1014{,}95}{1000} \right) =$$

$$= 7{,}4206 _ 1 / mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3{,}5 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3{,}5 \cdot \frac{71{,}219}{112{,}667} = 2{,}2758m$$

Povrch stěn kanálu

$$F_{st} = b \cdot (h_1 + h_{\check{z}}) + 2 \cdot a \cdot (h_1 + c) + a \cdot y + a \cdot b + b \cdot z =$$
$$= 3{,}7 \cdot (5{,}2 + 8{,}86) + 2 \cdot 2 \cdot (5{,}2 + 2{,}7) + 2 \cdot 3{,}46 + 2 \cdot 3{,}7 + 3{,}7 \cdot 3{,}99 = 112{,}661m^2$$

Objem sálající vrstvy

$$V = b \cdot \left[a \cdot (h_1 + c) + \frac{a \cdot y}{2} \right] = 3{,}7 \cdot \left[2 \cdot (5{,}2 + 2{,}7) + \frac{2 \cdot 3{,}46}{2} \right] = 71{,}2194m^2$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 255{,}1 + 0{,}0035 \cdot 24087{,}16 = 339{,}41°C \Rightarrow T_z = 612{,}56K$$

kde $t_{syt} = 255{,}1°C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}0035m^2 \cdot K/W$

Měrné zatížení II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2713{,}68}{112{,}6607} \cdot 1000 = 24087{,}16W/m^2$$

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v II. tahu

$$Q_1 = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 3{,}969 \cdot 3{,}344 \cdot 204{,}441 = 2713{,}676kW$$

kde $\Delta I_{sp} = I_{sp802,6} - I_{sp681} = 1237{,}498 - 1033{,}056 = 204{,}441kJ/m^3$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 7{,}1559 + 54{,}0831 = 61{,}239W/m^2 \cdot K$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{61{,}239}{1 + 0{,}0035 \cdot 61{,}239} = 50{,}43W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 50{,}43 \cdot 112{,}6607 \cdot 484{,}16 \cdot 10^{-3} = 2750{,}73kW$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{547{,}5 - 425{,}9}{\ln \frac{547{,}5}{425{,}9}} = 484{,}16K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 802{,}6 - 255{,}1 = 547{,}5°C(K)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 681 - 255{,}1 = 425{,}9°C(K)$$

8.2. Přepočet teploty spalin na výstupu z II. tahu

Teplo spalin na výstupu

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q = 16426{,}07 - 2750{,}73 = 13675{,}35 kW$$

Teplo vstupních spalin do II. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp802{,}6} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 1237{,}498 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 16426{,}07 kW$$

entalpie vstupních spalin $I_{sp802{,}6} = 1237{,}498 kJ/m^3$

Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{13675{,}35}{3{,}969 \cdot 3{,}344} = 1030{,}27 kJ/m^3$$

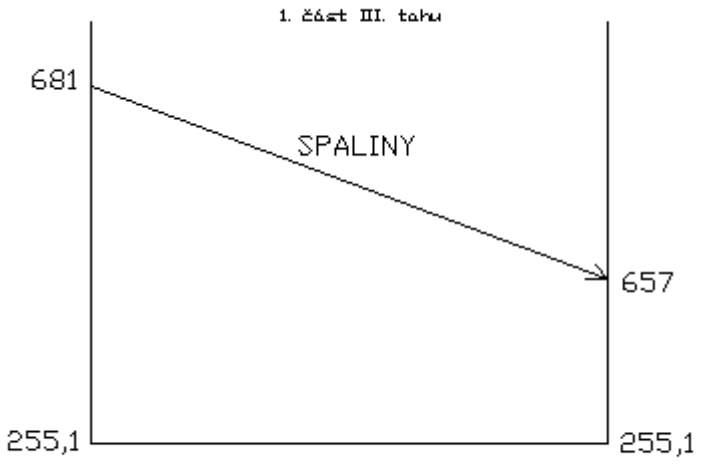
a teplota výstupních spalin $t_{sp2} = 681{,}07°C$

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

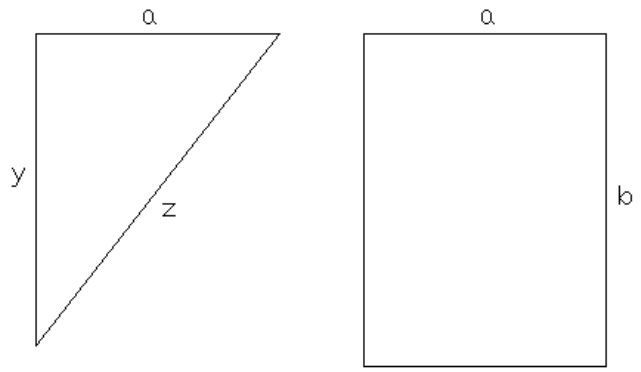
9. VÝPOČET III. TAHU

9.1. Výpočet 1. části III. tahu kotle

1. část III. tahu je tvořena membránovými stěnami, které tvoří část výparníku



Obr. 9-1 Schéma tepelného výpočtu



Obr. 9-2 Návrh a rozměry 1. části III. tahu

Rozměry kanálu:
a=2,7 m
b=3,7 m
y=3,46 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 681°C$
výstupní $t_2 = 657°C$

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{681 + 657}{2} = 669°C \Rightarrow T = 942{,}15K$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{a \cdot b} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{5{,}5739 \cdot 1{,}722}{2{,}7 \cdot 3{,}7} \cdot \frac{273 + 669}{273} = 4{,}58 m/s$$

9.1.1 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0820}{3{,}1219} \cdot \left(\frac{4{,}58 \cdot 3{,}1219}{1{,}07 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0{,}6231^{0,4} =$$

$$= 6{,}2991 W/m^2 \cdot K$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\lambda = 0{,}08201 W/m \cdot K$

$\nu = 1{,}07 \cdot 10^{-4} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6231$

hodnoty Pr, ν, λ z **[1]**

kde d_e je **ekvivalentní průměr spalin** a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 9{,}99}{12{,}8} = 3{,}1219m$$

Přičemž obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) = 2 \cdot (2{,}7 + 3{,}7) = 12{,}8$$

Světlý průřez kanálu

$$F = a \cdot b = 2{,}7 \cdot 3{,}7 = 9{,}99m^2$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}4667 \cdot 942{,}15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591{,}88}{942{,}15}\right)^4}{1 - \frac{591{,}88}{942{,}15}} =$$

$$= 45{,}4631 W / m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2{,}9175 \cdot 0{,}1 \cdot 2{,}2{,}1545} = 0{,}4667$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 7{,}9737 \cdot 0{,}3659 = 2{,}9175 \;\; 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000}\right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 2{,}1545}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{942{,}15}{1000}\right) =$$

$$= 7{,}9737 _1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3{,}5 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3{,}5 \cdot \frac{17{,}283}{28{,}878} = 2{,}1545m$$

Povrch stěn kanálu

$$F_{st} = (z \cdot b) \cdot (b \cdot (y - d)) + (a + y) = (4{,}32 \cdot 3{,}7) \cdot (3{,}7 \cdot (3{,}46 - 2{,}5)) + (2{,}7 + 3{,}46) = 28{,}878m^2$$

Objem sálající vrstvy

$$V = b \cdot \left(\frac{a \cdot y}{2}\right) = 3{,}7 \cdot \left(\frac{2{,}7 \cdot 3{,}46}{2}\right) = 17{,}283m^3$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 255{,}1 + 0{,}0035 \cdot 18181{,}05 = 318{,}73°C \Rightarrow T_z = 591{,}88K$

kde $t_{syt} = 255{,}1°C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}0035 m^2 \cdot K / W$

Měrné zatížení 1. části III. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{525{,}03}{28{,}878} \cdot 1000 = 18181{,}05 W / m^2$$

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 1. části III. tahu

$Q_1 = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 3{,}969 \cdot 3{,}344 \cdot 39{,}555 = 525{,}03 kW$

kde $\Delta I_{sp} = I_{sp681} - I_{sp657} = 1033{,}056 - 993{,}502 = 39{,}555 kJ / m^3$

Celkový součinitel přestupu tepla

$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 6{,}2991 + 45{,}4631 = 51{,}7622 W / m^2 \cdot K$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{51{,}7622}{1 + 0{,}0035 \cdot 51{,}7622} = 43{,}823 W / m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 43{,}823 \cdot 28{,}878 \cdot 413{,}784 \cdot 10^{-3} = 523{,}651 kW$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{425{,}9 - 401{,}9}{\ln \frac{425{,}9}{401{,}9}} = 413{,}784K$$

$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 681 - 255{,}1 = 425{,}9°C(K)$

$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 657 - 255{,}1 = 401{,}9C(K)$

9.1.2 Přepočet teploty spalin na výstupu z 1. části III. tahu

Teplo spalin na výstupu

$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q = 13712{,}4 - 523{,}651 = 13188{,}75 kW$

Teplo vstupních spalin do 1. části III. tahu

$Q_{sp1} = I_{sp681} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 1033{,}056 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 13712{,}4 kW$

entalpie vstupních spalin $I_{sp681} = 1033{,}056 kJ / m^3$

Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

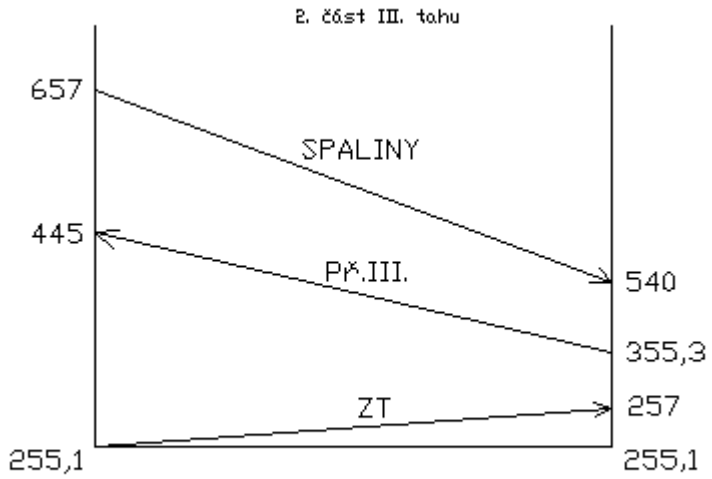
$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{13188,75}{3,969 \cdot 3,344} = 993,6 kJ/m^3$$

a teplota výstupních spalin $t_{sp2} = 656,9°C$

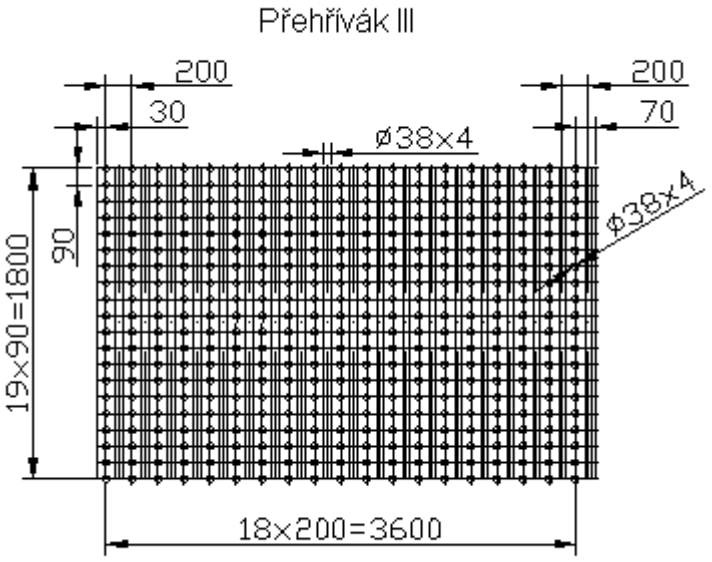
tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

9.2. Výpočet 2. části III. tahu

2. část III. tahu tvoří: membránové stěny, svazek přehříváku III a závěsné trubky.



Obr. 9-3 Schéma tepelného výpočtu



Obr. 9-4 Návrh a uspořádání závěsných trubek, Př III a rozměry 2. části III. tahu

Rozměry kanálu:

a=2,7 m
b=3,7 m
h=1,8 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 657°C$
výstupní $t_2 = 540°C$

svazek přehříváku III:

příčná rozteč $s_1 = 0{,}2m$
podélná rozteč $s_2 = 0{,}09m$
počet trubek v řadě $z_1 = 19$
počet řad $z_2 = 20$

počet závěsných trubek i=19

Závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek je tvořen i svazek přehříváku. Vnější průměr trubky d = 0,038m a vnitřní průměr trubky d_v = 0,03m

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{657 + 540}{2} = 598{,}5°C \Rightarrow T = 871{,}65K$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2{,}7 \cdot 3{,}7 - 1{,}9709 = 8{,}0191m^2$$

Příčná plocha závěsných trubek

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0{,}038 \cdot 2{,}6 \cdot 19 + 19 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}038^2}{4} = 1{,}9709m^2$$

Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{8{,}0191} \cdot \frac{273 + 598{,}5}{273} = 5{,}28m/s$$

9.2.1 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0758}{0{,}2782} \cdot \left(\frac{5{,}28 \cdot 0{,}2782}{9{,}44 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,8} \cdot 0{,}6301^{0,4} =$$

$$= 11{,}7669W/m^2 \cdot K$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\lambda = 0{,}0758 W/m \cdot K$

$\nu = 9{,}44 \cdot 10^{-5} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6301$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

kde d_e je **ekvivalentní průměr spalin** a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 8{,}0191}{115{,}3111} = 0{,}2782 m$$

Obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a+b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d =$$
$$= 2 \cdot (2{,}7 + 3{,}7) + 2 \cdot 19 \cdot (2{,}6 + 0{,}038) + 19 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}038 = 115{,}3111 m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}2274 \cdot 871{,}65^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{910{,}23}{871{,}65}\right)^4}{1-\frac{910{,}23}{871{,}65}} =$$
$$= 33{,}01551 W/m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8{,}4967 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}3038} = 0{,}2274$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 23{,}2133 \cdot 0{,}3659 = 8{,}4937 \ \ 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000}\right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 0{,}3038}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{871{,}65}{1000}\right) =$$
$$= 23{,}2133 _ 1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1{,}8}{\frac{1}{2{,}7} + \frac{1}{1{,}8} + \frac{1}{0{,}2}} = 0{,}3038 m$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 255{,}1 + 0{,}0035 \cdot 109136{,}9 = 637{,}08 °C \Rightarrow T_z = 910{,}23 K$$

kde $t_{syt} = 255{,}1°C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}0035 m^2 \cdot K/W$

Měrné zatížení 2. části III. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2514{,}515}{23{,}04} \cdot 1000 = 109136{,}9 W/m^2$$

Povrch stěn kanálu F_{st}

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a+b) = 2 \cdot 1{,}8 \cdot (2{,}7 + 3{,}7) = 23{,}04 m^2$$

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 2. části III. tahu

$$Q_1 = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 3{,}969 \cdot 3{,}344 \cdot 189{,}437 = 2514{,}515 kW$$

kde $\Delta I_{sp} = I_{sp657} - I_{sp540} = 993{,}502 - 804{,}065 = 189{,}437 kJ/m^3$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 11{,}7669 + 33{,}0155 = 44{,}782 W/m^2 \cdot K$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{44{,}782}{1 + 0{,}0035 \cdot 44{,}782} = 38{,}7144 W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 38{,}7144 \cdot 23{,}04 \cdot 340{,}052 \cdot 10^{-3} = 303{,}32 kW$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{401{,}9 - 284{,}9}{\ln \frac{401{,}9}{284{,}9}} = 340{,}052 K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 657 - 255{,}1 = 401{,}9°C(K)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 540 - 255{,}1 = 284{,}9°C(K)$$

9.2.2 Výpočet přehříváku III

Parametry páry:

teplota páry na vstupu $t_{p1} = 355{,}3°C$

teplota páry na výstupu $t_{p2} = 445°C$

tlak páry na vstupu $p_1 = 3{,}98MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 3{,}83MPa$

měrný objem na vstupu $v_1 = 0{,}0676m^3/kg$

měrný objem na výstupu $v_2 = 0{,}0831m^3/kg$

průtočné množství páry $M_{pp} = 9{,}7222kg/s$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz **[3]**

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot i = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 38 = 0{,}0268m^2$$

Rychlost prodění páry v trubkách

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v}{F_p} = \frac{9{,}7222 \cdot 0{,}0753}{0{,}0268} = 27{,}28m/s$$

kde střední měrný objem $v_{stř} = 0{,}0753m^3/kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v}\right)^{0,8} \cdot \Pr^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0586}{0{,}03} \cdot \left(\frac{27{,}28 \cdot 0{,}03}{1{,}39 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot 0{,}9791^{0,4} =$$

$$= 1842{,}2W/m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr, λ, v pro příslušné parametry páry vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}0586W/m \cdot K$

$v = 1{,}39 \cdot 10^{-6} m^2/s$

$\Pr = 0{,}9791$

Výrobní teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot 2 = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}6 \cdot 19 \cdot 20 \cdot 2 = 235{,}7763m^2$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0{,}65} \cdot \Pr^{0{,}33} = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}0758}{0{,}038} \cdot \left(\frac{5{,}28 \cdot 0{,}038}{9{,}44 \cdot 10^{-5}} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}6301^{0{,}33} =$$

$$= 49{,}8611 W / m^2 \cdot K$$

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0{,}2}{0{,}038} = 5{,}2632$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0{,}09}{0{,}038} = 2{,}3684$$

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

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\lambda = 0{,}0758 W / m \cdot K$

$\nu = 9{,}44 \cdot 10^{-5} m^2 / s$

$\Pr = 0{,}6301$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}2818 \cdot 871{,}65^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{704{,}71}{871{,}65} \right)^4}{1 - \frac{704{,}71}{871{,}65}} =$$

$$= 28{,}6353 W / m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6{,}5058 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}5089} = 0{,}2818$$

součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 17{,}7804 \cdot 0{,}3659 = 6{,}5058 \;\; 1 / m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 0{,}5089}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{871{,}65}{1000} \right) =$$
$$= 17{,}7804 _1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0{,}9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0{,}9 \cdot 0{,}038 \cdot \left(\frac{4}{3{,}14} \cdot \frac{0{,}2 \cdot 0{,}09}{0{,}038^2} - 1 \right) = 0{,}5089m$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{p.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{přII}}{S} \cdot 10^3 = 400{,}15 + \left(0{,}003 + \frac{1}{1842{,}2} \right) \cdot \frac{2090{,}28}{235{,}7763} \cdot 10^3 =$$
$$= 431{,}56°C \Rightarrow T_z = 704{,}71K$$

teplo potřebné pro přehřívák III $Q_{přIII} = 2090{,}28kW$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}003m^2 \cdot K/W$

Střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{355{,}3 + 445}{2} = 400{,}15°C$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 49{,}8611 + 28{,}6353 = 78{,}4964W/m^2 \cdot K$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0{,}6 \cdot 78{,}4964}{1 + \frac{78{,}4964}{1842{,}2}} = 48{,}9374W/m^2 \cdot K$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivnosti, pro dřevité palivo $\psi = 0{,}6$ viz **[1]**

Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák III

$$S_{id} = \frac{Q_{přIII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{2090280}{48{,}9374 \cdot 178{,}87} = 23/{,}7886m^2$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{301{,}7 - 95}{\ln \frac{301{,}7}{95}} = 178{,}87K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 657 - 355{,}3 = 301{,}7°C(K)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 540 - 445 = 95°C(K)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 235{,}7763m^2$ z rovnice

Ta se liší od ideální požadované plochy o 1,26%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{pp} \cdot \nu_2}{w_p} \cdot 1{,}5 = \frac{9{,}7222 \cdot 0{,}0831}{27{,}28} \cdot 1{,}5 = 0{,}0444 m^2$$

Průměr komor $D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0444}{3{,}14}} = 0{,}2378 m$

9.2.3 Výpočet závěsných trubek

teplota páry na vstupu $t_{zv.1} = 255{,}1°C$

teplota páry na výstupu $t_{zv.2} = 257°C$

tlak páry na vstupu $p_1 = 4{,}33 MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 4{,}31 MPa$

měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0{,}0459 m^3 / kg$

měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0{,}0465 m^3 / kg$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz **[3]**

Průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889 = 9{,}0417 kg / s$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot i \cdot 2 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 19 \cdot 2 = 0{,}0268 m^2$$

Rychlost prodění páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{F_p} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}0462}{0{,}0268} = 15{,}56 m / s$$

střední měrný objem $\nu_{stř} = 0{,}0462 m^3 / kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0{,}8} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}05252}{0{,}03} \cdot \left(\frac{15{,}56 \cdot 0{,}03}{7{,}11 \cdot 10^{-7}} \right)^{0{,}8} \cdot 1{,}3785^{0{,}4} =$$

$$= 2062{,}7827 W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}05252 W/m \cdot K$

$\nu = 7{,}11 \cdot 10^{-7} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 1{,}3785$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$\alpha_k = \alpha_k^{P3} = 49{,}8611 W/m^2 \cdot K$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}2908 \cdot 871{,}65^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{571{,}55}{871{,}65}\right)^4}{1-\frac{571{,}55}{871{,}65}} =$$

$$= 23{,}3944 W/m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6{,}7537 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}5089} = 0{,}2908$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 18{,}4579 \cdot 0{,}3659 = 6{,}7537 \;\; 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000}\right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 0{,}5089}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{871{,}65}{1000}\right) =$$

$$= 18{,}4579 _1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy s je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0{,}5089 m$.

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 256{,}05 + \left(0{,}003 + \frac{1}{2062{,}7827}\right) \cdot \frac{3{,}344 \cdot 29{,}6603}{8{,}1615} \cdot 10^3 =$$

$$= 298{,}40°C \Rightarrow T_z = 571{,}55 K$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}003 m^2 \cdot K/W$

Střední teplota média v trubkách

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{255{,}1 + 257}{2} = 256{,}05°C$$

Předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{9{,}0417}{3{,}344} \cdot (2810 - 2799{,}03) = 29{,}6603 kJ/kg$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i \cdot 2 = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 1{,}8 \cdot 19 \cdot 2 = 8{,}1615 m^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 49{,}8611 + 23{,}3944 = 73{,}2555 W/m^2 \cdot K$$

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

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0{,}6 \cdot 73{,}2555 = 43{,}9533 W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 43{,}9533 \cdot 8{,}1615 \cdot 338{,}98 \cdot 10^{-3} = 121{,}60 kW$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{401{,}9 - 283}{\ln \frac{401{,}9}{283}} = 338{,}98 K$$

závěsné trubky se počítají jako souproud

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 567 - 255{,}1 = 401{,}9°C(K)$$
$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 540 - 257 = 283°C(K)$$

Přepočet výstupní entalpie spalin ze závěsných trubek

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{121{,}60 + 9{,}0417 \cdot 2799{,}03}{9{,}0417} = 2810{,}84 kJ/kg$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4{,}31 MPa$ výstupní teplota $t_{zv2} = 257{,}4°C$
entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z **[3]**
Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře

9.2.4 Přepočet spalin na výstupu z 2. části III. tahu

Celkové teplo odebrané v 2. části III. tahu:

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{přIII} + Q_{zv} = 303{,}32 + 2090{,}28 + 121{,}60 = 2515{,}1983 kW$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 13187{,}3666 - 2515{,}1983 = 10672{,}1683 kW$$

Teplo spalin vstupující do 2. části III. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp657} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 993{,}502 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 13187{,}3666 kW$$

entalpie vstupujících spalin $I_{sp657} = 993{,}502 kJ/m^3$

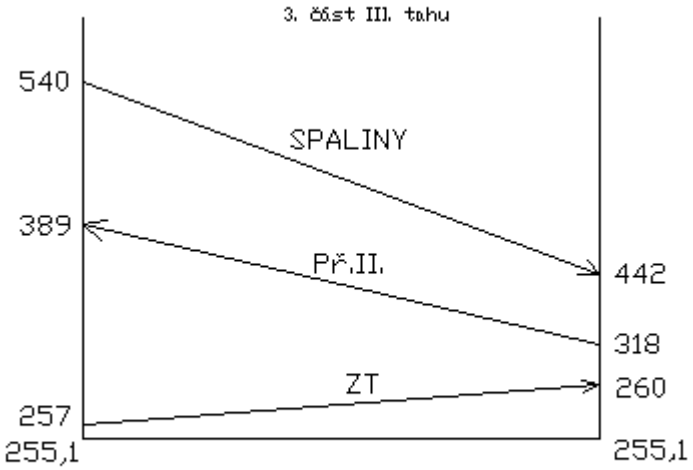
Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{10672{,}1683}{3{,}969 \cdot 3{,}344} = 804{,}01 kJ/m^3$$

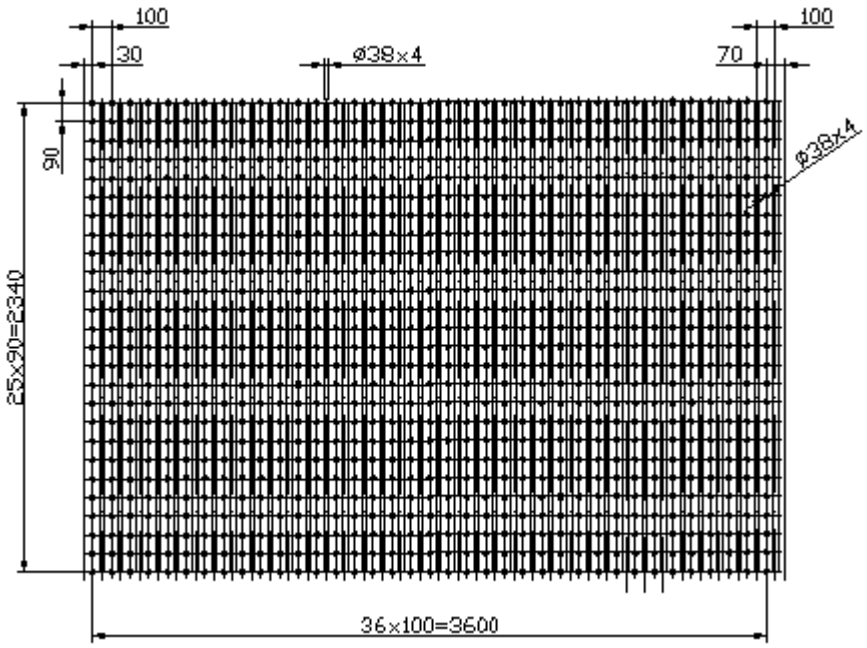
a teplota výstupních spalin $t_2 = 540{,}2°C$
tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

9.3. Výpočet 3. části III. tahu

3. část III. tahu tvoří: membránové stěny, svazek přehříváku II a závěsné trubky.



Obr. 9-5 Schéma tepelného výpočtu



Obr. 9-6 Návrh a uspořádání závěsných trubek, Př II a rozměry 3. části III. tahu

Rozměry kanálu:

a=2,7 m
b=3,7 m
h=2,34 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 540°C$
výstupní $t_2 = 442°C$

svazek přehříváku II:

příčná rozteč $s_1 = 0{,}1m$
podélná rozteč $s_2 = 0{,}09m$
počet trubek v řadě $z_1 = 37$
počet řad $z_2 = 26$

počet závěsných trubek i=37
Závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek je tvořen i svazek přehříváku. Vnější průměr trubky d = 0,038m a vnitřní průměr trubky d_v = 0,03m

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{540 + 442}{2} = 491°C \Rightarrow T = 764{,}15K$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2{,}7 \cdot 3{,}7 - 3{,}6975 = 6{,}2925m^2$$

Příčná plocha závěsných trubek

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0{,}038 \cdot 2{,}6 \cdot 37 + 37 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}038^2}{4} = 3{,}6975 m^2$$

Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{6{,}2925} \cdot \frac{273 + 491}{273} = 5{,}9 m/s$$

9.3.1 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0661}{0{,}1185} \cdot \left(\frac{5{,}9 \cdot 0{,}1185}{7{,}56 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0{,}6409^{0,4} =$$

$$= 15{,}9925 W/m^2 \cdot K$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\lambda = 0{,}0661 W/m \cdot K$

$\nu = 7{,}56 \cdot 10^{-5} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6409$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

kde d_e je **ekvivalentní průměr spalin** a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 6{,}2925}{212{,}4268} = 0{,}1185 m$$

Obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d =$$

$$= 2 \cdot (2{,}7 + 3{,}7) + 2 \cdot 37 \cdot (2{,}6 + 0{,}038) + 37 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}038 = 212{,}4268 m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}1844 \cdot 764{,}15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{758{,}05}{764{,}15} \right)^4}{1 - \frac{758{,}05}{764{,}15}} =$$

$$= 16{,}6863 W/m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-12{,}2302 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}1667} = 0{,}1844$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 33{,}4252 \cdot 0{,}3659 = 12{,}2302 \;\; 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 0{,}1667}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{764{,}15}{1000} \right) =$$
$$= 33{,}4252 _ 1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1{,}8}{\frac{1}{2{,}7} + \frac{1}{2{,}34} + \frac{1}{0{,}1}} = 0{,}1667m$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 255{,}1 + 0{,}0035 \cdot 65655{,}97 = 484{,}89°C \Rightarrow T_z = 758{,}05K$$

kde $t_{syt} = 255{,}1°C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}0035 m^2 \cdot K/W$

Měrné zatížení 3. části III. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2093{,}981}{31{,}284} \cdot 1000 = 65655{,}97 W/m^2$$

Povrch stěn kanálu F_{st}

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 2{,}34 \cdot (2{,}7 + 3{,}7) = 31{,}284 m^2$$

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 3. části III. tahu

$$Q_1 = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 3{,}969 \cdot 3{,}344 \cdot 154{,}742 = 2053{,}981 kW$$

kde $\Delta I_{sp} = I_{sp540} - I_{sp442} = 804{,}01 - 649{,}387 = 154{,}742 kJ/m^3$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 15{,}9925 + 16{,}6863 = 32{,}6788 W/m^2 \cdot K$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{32{,}6788}{1 + 0{,}0035 \cdot 32{,}6788} = 29{,}3247 W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 29{,}3247 \cdot 31{,}284 \cdot 232{,}467 \cdot 10^{-3} = 213{,}264 kW$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{284{,}9 - 186{,}9}{\ln \frac{284{,}9}{186{,}9}} = 232{,}467K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 540 - 255{,}1 = 284{,}9°C(K)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 442 - 255{,}1 = 186{,}9°C(K)$$

9.3.2 Výpočet přehříváku II

Parametry páry:

teplota páry na vstupu $t_{p1} = 318°C$

teplota páry na výstupu $t_{p2} = 389°C$

tlak páry na vstupu $p_1 = 4{,}13MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 3{,}98MPa$

měrný objem na vstupu $v_1 = 0{,}0594m^3/kg$

měrný objem na výstupu $v_2 = 0{,}0723m^3/kg$

průtočné množství páry $M_{pp} = 9{,}7222kg/s$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz **[3]**

Průtočné množství páry

$$M_{p1} = M_{pp} - M_{v1} = 9{,}7222 - 0{,}2917 = 9{,}4306kg/s$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot i = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 37 = 0{,}0261m^2$$

Rychlost prodění páry v trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{F_p} = \frac{9{,}4306 \cdot 0{,}0659}{0{,}0261} = 23{,}76m/s$$

kde střední měrný objem $v_{stř} = 0{,}0659m^3/kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v}\right)^{0{,}8} \cdot \Pr^{0{,}4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0543}{0{,}03} \cdot \left(\frac{23{,}76 \cdot 0{,}03}{1{,}13 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}022^{0{,}4} =$$

$$= 1832{,}502W/m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr, λ, ν pro příslušné parametry páry vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}0543 W/m \cdot K$

$\nu = 1{,}13 \cdot 10^{-6} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 1{,}022$

Výrobní teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}6 \cdot 37 \cdot 26 = 298{,}4432 m^2$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu}\right)^{0{,}65} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}33} = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}0661}{0{,}038} \cdot \left(\frac{5{,}9 \cdot 0{,}038}{7{,}56 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}6409^{0{,}33} =$$

$$= 54{,}2859 W/m^2 \cdot K$$

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0{,}1}{0{,}038} = 2{,}6316$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0{,}09}{0{,}038} = 2{,}3684$$

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

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\lambda = 0{,}0661 W/m \cdot K$

$\nu = 7{,}56 \cdot 10^{-5} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6409$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}2151 \cdot 764{,}15^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{647{,}04}{764{,}15}\right)^4}{1-\frac{647{,}04}{764{,}15}} =$$

$$= 15{,}6158 W/m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,20740,1 \cdot 0,2373} = 0,2151$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 27,8969 \cdot 0,3659 = 10,3074 \;\; 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2504}{3,16 \cdot \sqrt{0,037 \cdot 0,2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{764,15}{1000} \right) =$$
$$= 27,8969 _ 1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2373m$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{p.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{přII}}{S} \cdot 10^3 = 353,5 + \left(0,003 + \frac{1}{1832,502} \right) \cdot \frac{1716,361}{298,4432} \cdot 10^3 =$$
$$= 373,89°C \Rightarrow T_z = 647,04K$$

teplo potřebné pro přehřívák II $Q_{přII} = 1716,361kW$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,003m^2 \cdot K/W$

Střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{318 + 389}{2} = 353,5°C$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54,2859 + 15,6158 = 69,9017W/m^2 \cdot K$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 69,9017}{1 + \frac{69,9017}{1832,502}} = 42,4199W/m^2 \cdot K$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivnosti, pro dřevité palivo $\psi = 0,6$ viz **[1]**

Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák II

$$S_{id} = \frac{Q_{přII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1716361}{42,4199 \cdot 137,057} = 295,2144m^2$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{151-124}{\ln \frac{151}{124}} = 137{,}057K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p2} = 540 - 389 = 151°C(K)$$
$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p1} = 442 - 318 = 124°C(K)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 298{,}4432m^2$
Ta se liší od ideální požadované plochy o -1,09%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{p1} \cdot \nu_2}{w_p} \cdot 1{,}5 = \frac{9{,}4306 \cdot 0{,}0723}{23{,}76} \cdot 1{,}5 = 0{,}0431m^2$$

Průměr komor $D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0431}{3{,}14}} = 0{,}2342m$

9.3.3 Výpočet závěsných trubek

teplota páry na vstupu $t_{zv.1} = 257°C$

teplota páry na výstupu $t_{zv.2} = 260°C$

tlak páry na vstupu $p_1 = 4{,}31MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 4{,}29MPa$

měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0{,}0465m^3/kg$

měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0{,}0474m^3/kg$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz **[3]**

Průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889 = 9{,}0417kg/s$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot i = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 37 = 0{,}0261m^2$$

Rychlost prodění páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{F_p} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}0469}{0{,}0261} = 16{,}25m/s$$

kde střední měrný objem $\nu_{stř} = 0{,}0469m^3/kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \Pr^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0523}{0{,}03} \cdot \left(\frac{16{,}25 \cdot 0{,}03}{7{,}32 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1{,}3375^{0,4} =$$

$$= 2050{,}7025 W/m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}0523 W/m \cdot K$

$\nu = 7{,}32 \cdot 10^{-7} m^2/s$

$\Pr = 1{,}3375$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = \alpha_k^{P2} = 54{,}2859 W/m^2 \cdot K$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}22 \cdot 764{,}15^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{574{,}38}{764{,}15}\right)^4}{1-\frac{574{,}38}{764{,}15}} =$$

$$= 13{,}8065 W/m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10{,}4698 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}2337} = 0{,}22$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 28{,}6142 \cdot 0{,}3659 = 10{,}4698 \ 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 0{,}2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{764{,}15}{1000} \right) =$$

$$= 28{,}6142 _ 1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy s je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0{,}2373 m$.

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 258{,}5 + \left(0{,}003 + \frac{1}{2050{,}7025} \right) \cdot \frac{3{,}344 \cdot 37{,}8528}{10{,}3307} \cdot 10^3 =$$

$$= 301{,}23°C \Rightarrow T_z = 574{,}38 K$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}003 m^2 \cdot K/W$

Střední teplota média v trubkách

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{257 + 260}{2} = 258{,}5°C$$

Předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{9{,}0417}{3{,}344} \cdot (2824 - 2810) = 37{,}8528 kJ/kg$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}34 \cdot 37 = 10{,}3307 m^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54{,}2859 + 13{,}8065 = 68{,}0924 W/m^2 \cdot K$$

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

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0{,}6 \cdot 68{,}0924 = 40{,}8554 W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 40{,}8554 \cdot 10{,}3307 \cdot 229{,}2284 \cdot 10^{-3} = 130{,}3044 kW$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{283 - 182}{\ln \frac{283}{182}} = 229{,}2284 K$$

závěsné trubky se počítají jako souproud

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 540 - 257 = 283°C(K)$$
$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 442 - 260 = 182°C(K)$$

Přepočet výstupní entalpie spalin ze závěsných trubek

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{130{,}3044 + 9{,}0417 \cdot 2810}{9{,}0417} = 2824{,}4 kJ/kg$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4{,}29 MPa$ výstupní teplota $t_{zv2} = 260{,}6°C$ entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z **[3]**
Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře.

9.3.4 Přepočet spalin na výstupu z 3. části III. tahu

Celkové teplo odebrané v 3. části III. tahu:

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{přřII} + Q_{zv} = 215{,}2643 + 1716{,}361 + 130{,}3044 = 2059{,}8969 kW$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 10672{,}1683 - 2059{,}8969 = 8612{,}2714 kW$$

Teplo spalin vstupující do 3. části III. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp540} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 804{,}01 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 10672{,}1683 kW$$

entalpie vstupujících spalin $I_{sp540} = 804{,}01 kJ/m^3$

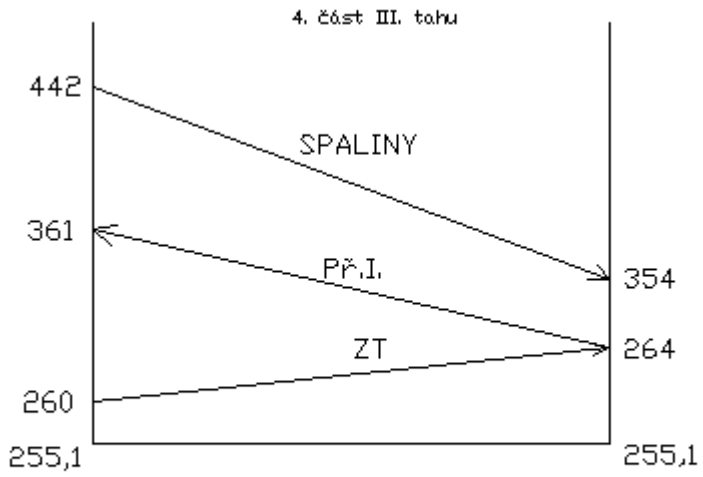
Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{8612{,}2714}{3{,}969 \cdot 3{,}344} = 648{,}83 kJ/m^3$$

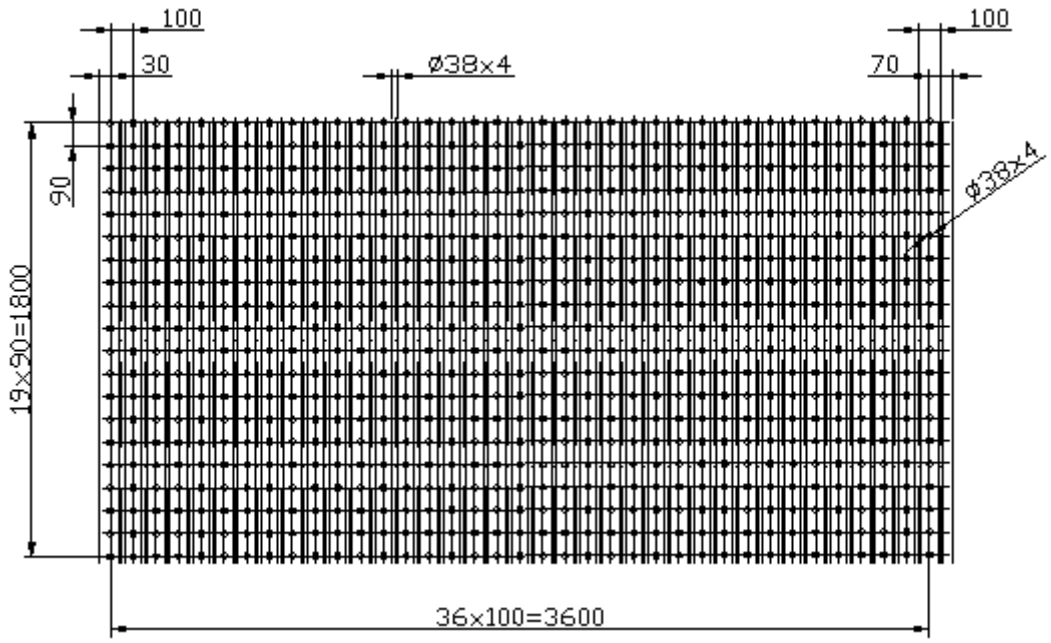
a teplota výstupních spalin $t_2 = 441{,}8°C$
tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

9.4. Výpočet 4. části III. tahu

4. část III. tahu tvoří: membránové stěny, svazek přehříváku I a závěsné trubky.



Obr. 9-7 Schéma tepelného výpočtu



Obr. 9-8 Návrh a uspořádání závěsných trubek, Př I a rozměry 4. části III. tahu

Rozměry kanálu:

a=2,7 m
b=3,7 m
h=3,6 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 442°C$
výstupní $t_2 = 354°C$

svazek přehříváku I:

příčná rozteč $s_1 = 0{,}1m$
podélná rozteč $s_2 = 0{,}09m$
počet trubek v řadě $z_1 = 37$
počet řad $z_2 = 40$

počet závěsných trubek i=37
Závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek je tvořen i svazek přehříváku. Vnější průměr trubky d = 0,038m a vnitřní průměr trubky d_v = 0,03m.

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{442 + 354}{2} = 398°C \Rightarrow T = 671{,}15K$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2{,}1 \cdot 3{,}7 - 3{,}6975 = 6{,}2925m^2$$

Příčná plocha závěsných trubek

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0{,}038 \cdot 2{,}6 \cdot 37 + 37 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}038^2}{4} = 3{,}6975 m^2$$

Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{6{,}2925} \cdot \frac{273 + 398}{273} = 5{,}18 m/s$$

9.4.1 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0579}{0{,}1185} \cdot \left(\frac{5{,}18 \cdot 0{,}1185}{6{,}04 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0{,}6502^{0,4} =$$

$$= 15{,}2049 W/m^2 \cdot K$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\lambda = 0{,}0579 W/m \cdot K$

$\nu = 6{,}04 \cdot 10^{-5} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6502$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

kde d_e je **ekvivalentní průměr spalin** a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 6{,}2925}{212{,}4268} = 0{,}1185 m$$

Obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d =$$

$$= 2 \cdot (2{,}7 + 3{,}7) + 2 \cdot 37 \cdot (2{,}6 + 0{,}038) + 37 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}038 = 212{,}4268 m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}1936 \cdot 671{,}15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{664{,}72}{671{,}15} \right)^4}{1 - \frac{664{,}72}{671{,}15}} =$$

$$= 11{,}8358 W/m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-12{,}7259 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}1690} = 0{,}1936$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 34{,}7801 \cdot 0{,}3659 = 12{,}7259 \;\; 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 0{,}1690}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{671{,}15}{1000} \right) =$$
$$= 34{,}7801_1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1{,}8}{\frac{1}{2{,}7} + \frac{1}{3{,}6} + \frac{1}{0{,}1}} = 0{,}1690m$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 255{,}1 + 0{,}0035 \cdot 38990{,}54 = 391{,}57°C \Rightarrow T_z = 664{,}72K$$

kde $t_{syt} = 255{,}1°C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}0035 m^2 \cdot K/W$

Měrné zatížení 4. části III. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{1796{,}68}{46{,}08} \cdot 1000 = 38990{,}54 W/m^2$$

Povrch stěn kanálu F_{st}

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 3{,}6 \cdot (2{,}7 + 3{,}7) = 46{,}08 m^2$$

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 4. části III. tahu

$$Q_1 = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 3{,}969 \cdot 3{,}344 \cdot 135{,}358 = 1796{,}684 kW$$

kde $\Delta I_{sp} = I_{sp442} - I_{sp354} = 648{,}83 - 513{,}584 = 135{,}358 kJ/m^3$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 15{,}2049 + 11{,}8358 = 27{,}0407 W/m^2 \cdot K$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{27{,}0107}{1 + 0{,}0035 \cdot 27{,}0407} = 24{,}7028 W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 24{,}7028 \cdot 46{,}08 \cdot 138{,}2638 \cdot 10^{-3} = 157{,}3862 kW$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{186{,}9 - 98{,}9}{\ln \frac{186{,}9}{98{,}9}} = 138{,}2638K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 442 - 255{,}1 = 186{,}9°C(K)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 354 - 255{,}1 = 98{,}9°C(K)$$

9.4.2 Výpočet přehříváku I

Parametry páry:

teplota páry na vstupu $t_{p1} = 264°C$

teplota páry na výstupu $t_{p2} = 361°C$

tlak páry na vstupu $p_1 = 4{,}28MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 4{,}13MPa$

měrný objem na vstupu $v_1 = 0{,}0483m^3/kg$

měrný objem na výstupu $v_2 = 0{,}0657m^3/kg$

průtočné množství páry $M_{pp} = 9{,}7222kg/s$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz **[2]**

Průtočné množství páry

$$M_{p1} = M_{pp} - M_{v1} = 9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889 = 9{,}0417kg/s$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot i = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 37 = 0{,}0261m^2$$

Rychlost prodění páry v trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{F_p} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}057}{0{,}0261} = 19{,}72m/s$$

kde střední měrný objem $v_{stř} = 0{,}057m^3/kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v}\right)^{0{,}8} \cdot \Pr^{0{,}4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0521}{0{,}03} \cdot \left(\frac{19{,}72 \cdot 0{,}03}{9{,}26 \cdot 10^{-7}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}0858^{0{,}4} =$$

$$= 1819{,}701W/m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr, λ, ν pro příslušné parametry páry vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}0521 W/m \cdot K$

$\nu = 9{,}26 \cdot 10^{-7} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 1{,}0858$

Výrobní teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}6 \cdot 37 \cdot 40 = 459{,}1434 m^2$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu}\right)^{0{,}65} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}33} = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}0579}{0{,}038} \cdot \left(\frac{5{,}18 \cdot 0{,}038}{6{,}04 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}6502^{0{,}33} =$$

$$= 50{,}8312 W/m^2 \cdot K$$

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0{,}1}{0{,}038} = 2{,}6316$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0{,}09}{0{,}038} = 2{,}3684$$

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

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$\lambda = 0{,}0579 W/m \cdot K$

$\nu = 6{,}04 \cdot 10^{-5} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6502$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}2242 \cdot 671{,}15^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{597{,}32}{671{,}15}\right)^4}{1-\frac{597{,}32}{671{,}15}} =$$

$$= 11{,}7779 W/m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,8971 \cdot 0,1 \cdot 0,2373} = 0,2242$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 29,2352 \cdot 0,3659 = 10,6971 \ 1/m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2504}{3,16 \cdot \sqrt{0,037 \cdot 0,2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{671,15}{1000} \right) =$$
$$= 29,2352 _ 1/mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2373m$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{p.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{přI}}{S} \cdot 10^3 = 312,5 + \left(0,003 + \frac{1}{1819,701} \right) \cdot \frac{1509,958}{86,9413} \cdot 10^3 =$$
$$= 324,17°C \Rightarrow T_z = 579,32K$$

teplo potřebné pro přehřívák I $Q_{přI} = 1509,958kW$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,003m^2 \cdot K/W$

Střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{264 + 361}{2} = 312,5°C$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 50,8312 + 11,7779 = 62,6091W/m^2 \cdot K$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 62,6091}{1 + \frac{62,6091}{1819,701}} = 38,1318W/m^2 \cdot K$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivnosti, pro dřevité palivo $\psi = 0,6$ viz **[1]**

Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák I

$$S_{id} = \frac{Q_{přI}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1509958}{38,1318 \cdot 85,421} = 463,5678m^2$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{81-90}{\ln \frac{81}{90}} = 85{,}421K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p2} = 442 - 361 = 81°C(K)$$
$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p1} = 354 - 264 = 90°C(K)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 459{,}1434m^2$
Ta se liší od ideální požadované plochy o 0,95%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{p2} \cdot \nu_2}{w_p} \cdot 1{,}5 = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}0657}{19{,}72} \cdot 1{,}5 = 0{,}0452m^2$$

Průměr komor

$$D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0452}{3{,}14}} = 0{,}2399m$$

9.4.3 Výpočet závěsných trubek

teplota páry na vstupu $t_{zv.1} = 260°C$

teplota páry na výstupu $t_{zv.2} = 264°C$

tlak páry na vstupu $p_1 = 4{,}29MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 4{,}28MPa$

měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0{,}0474m^3/kg$

měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0{,}0483m^3/kg$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz **[3]**

Průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889 = 9{,}0417kg/s$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot i = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 37 = 0{,}0261m^2$$

Rychlost prodění páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{F_p} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}0479}{0{,}0261} = 16{,}56m/s$$

kde střední měrný objem $\nu_{stř} = 0{,}0479m^3/kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \Pr^{0,4} = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}05198}{0{,}03} \cdot \left(\frac{16{,}56 \cdot 0{,}03}{7{,}51 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1{,}2951^{0,4} =$$

$$= 2003{,}3077 W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}05198 W / m \cdot K$

$\nu = 7{,}51 \cdot 10^{-7} m^2 / s$

$\Pr = 1{,}2951$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = \alpha_k^{P1} = 50{,}8312 W / m \cdot K$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}2293 \cdot 671{,}15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{535{,}15}{671{,}15} \right)^4}{1 - \frac{535{,}15}{671{,}15}} =$$

$$= 10{,}4539 W / m^2 \cdot K$$

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

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

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10{,}9721 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}2373} = 0{,}2293$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 29{,}9869 \cdot 0{,}3659 = 10{,}9721 \ 1 / m \cdot Mpa$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}2504}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}037 \cdot 0{,}2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{671{,}15}{1000} \right) =$$

$$= 29{,}9869 _ 1 / mMPa$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy s je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0{,}2373 m$.

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 262 + \left(0{,}003 + \frac{1}{2003{,}3077} \right) \cdot \frac{3{,}344 \cdot 32{,}4452}{15{,}8934} \cdot 10^3 =$$

$$= 262°C \Rightarrow T_z = 535{,}15 K$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0{,}003 m^2 \cdot K / W$

Střední teplota média v trubkách

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{260 + 264}{2} = 262°C$$

Předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{9{,}0417}{3{,}344} \cdot (2836 - 2824) = 32{,}4452 kJ/kg$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 3{,}6 \cdot 37 = 15{,}8934 m^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 50{,}8312 + 10{,}4539 = 61{,}2850 W/m^2 \cdot K$$

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

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0{,}6 \cdot 61{,}2850 = 36{,}7710 W/m^2 \cdot K$$

Teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 36{,}7710 \cdot 15{,}8934 \cdot 130{,}65 \cdot 10^{-3} = 104{,}7821 kW$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{182 - 90}{\ln \frac{182}{90}} = 130{,}65 K$$

závěsné trubky se počítají jako souproud

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 442 - 260 = 182°C(K)$$
$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 354 - 264 = 90°C(K)$$

Přepočet výstupní entalpie spalin ze závěsných trubek

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{104{,}7821 + 9{,}0417 \cdot 2824}{9{,}0417} = 2835{,}59 kJ/kg$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4{,}28 MPa$ výstupní teplota $t_{zv2} = 263{,}82°C$
entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z **[2]**
Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře

9.4.4 Přepočet spalin na výstupu z 4. části III. tahu

Celkové teplo odebrané v 4. části III. tahu:

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{přI} + Q_{zv} = 157{,}3862 + 1509{,}958 + 104{,}7821 = 1772{,}1129 kW$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 8612{,}5168 - 1772{,}1129 = 6840{,}4039 kW$$

Teplo spalin vstupující do 4. části III. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp442} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 648{,}84 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 8612{,}5168 kW$$

entalpie vstupujících spalin $I_{sp442} = 648{,}84 kJ/m^3$

Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{6840{,}4039}{3{,}969 \cdot 3{,}344} = 515{,}34 kJ/m^3$$

a teplota výstupních spalin $t_2 = 354{,}03°C$
tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

10. VÝPOČET IV. TAHU KOTLE

10.1. Výpočet 1. části ekonomizéru

Rozměry kanálu:

a=2,7 m
b=3,7 m
h=1,89 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 354°C$
výstupní $t_2 = 240°C$

příčná rozteč $s_1 = 0{,}08m$
podélná rozteč $s_2 = 0{,}09m$
počet trubek v řadě $z_1 = 47$
vnější průměr trubky $D = 0{,}0318m$
vnitřní průměr trubky $d = 0{,}0198m$
Svazek ekonomizéru je tvořen trubkami TR 31,8x6

parametry vstupující vody:

$p_1 = 4{,}58 MPa$
$t_{v1} = 145°C$
$v_1 = 0{,}0011 m^3/kg$ viz **[3]**

parametry vystupující vody:

$p_2 = 4{,}33 MPa$
$t_{v2} = 230{,}1°C$
$v_2 = 0{,}00121 m^3/kg$ viz **[3]**

střední měrný objem $\nu = 0{,}00115 m^3 / kg$

Zvolil jsem výstupní rychlost vody $w_2 = 0{,}8 m/s$.

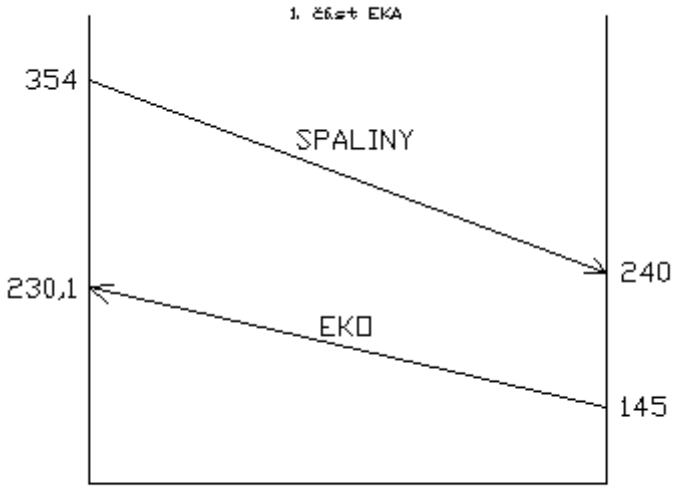
Průřez pro vodu:

$$w_2 = \frac{M_{EKO} \cdot \nu}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{EKO} \cdot \nu}{w_2} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}00115}{0{,}8} = 0{,}0129 m^2$$

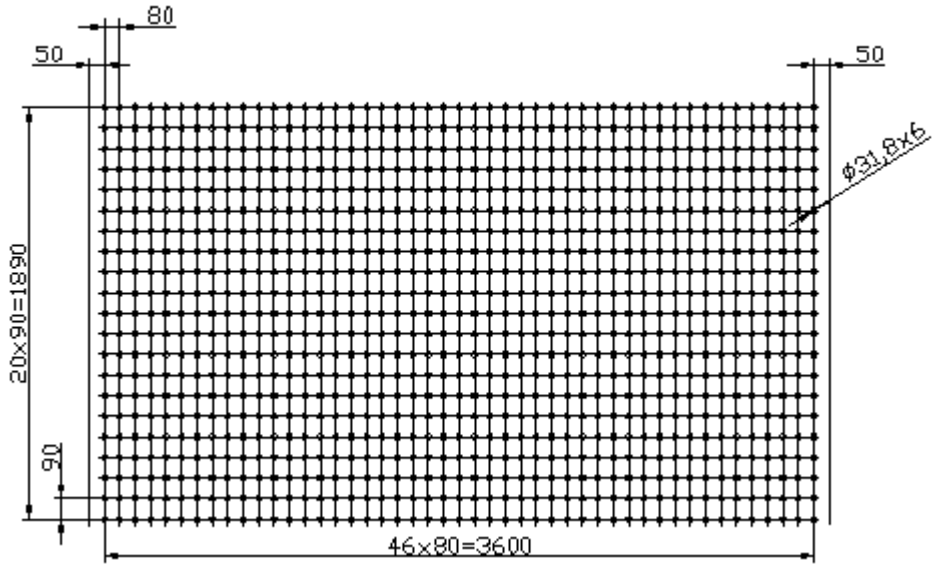
kde M_{EKO} je průtok vody ekonomizérem

$$M_{EKO} = M_{pp} + M_o - M_{v1} - M_{v2} = 9{,}7222 + 0 - 0{,}2917 - 0{,}3889 = 9{,}0417 kg/s$$

M_o je množství odluhu, cca 0,5% M_{pp}, proto se ve výpočtu neuvažuje



Obr. 10-1 Schéma tepelného výpočtu



Obr. 10-2 Návrh jedné části ekonomizéru

Střední teplota spalin

$$t_{sp,stř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{354 + 240}{2} = 297°C \Rightarrow T = 570{,}15K$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - z_1 \cdot d \cdot l_e = 2{,}7 \cdot 3{,}7 - 47 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}6 = 6{,}104m^2$$

přičemž ekvivalentní délka jednoho hada v jedné řadě $l_e = 2{,}6m$

Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{6{,}104} \cdot \frac{273 + 297}{273} = 4{,}54m/s$$

Rychlost proudění vody

$$w_v = \frac{M_{EKO} \cdot \nu}{F_v} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}00115}{0{,}0145} = 0{,}72m/s$$

kde měrný objem pro daný stav vody viz **[3]**

Průtočný průřez pro vodu

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot z_1 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}0198^2}{4} \cdot 47 = 0{,}0145m^2$$

10.1.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0{,}65} \cdot \Pr^{0{,}33} = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}0488}{0{,}0318} \cdot \left(\frac{4{,}54 \cdot 0{,}0318}{4{,}54 \cdot 10^{-5}} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}6606^{0{,}33} =$$

$$= 50{,}645 W / m^2 \cdot K$$

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0318} = 2{,}5157$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}09}{0{,}0318} = 2{,}8302$$

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

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$$\lambda = 0{,}0488 W / m \cdot K$$
$$\nu = 4{,}54 \cdot 10^{-5} m^2 / s$$
$$\Pr = 0{,}6606$$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

Jelikož je ekonomizér v oblasti spalin o teplotě menší než 500°C, proto součinitel přestupu tepla sáláním α_s u výpočtu ekonomizéru zanedbávám.

10.1.2 Součinitel prostupu tepla

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

$$k = \frac{\alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_k} = \frac{50{,}645}{1 + 0{,}0035 \cdot 50{,}645} = 43{,}0195 W / m^2 \cdot K$$

Potřebná (ideální) plocha pro ekonomizér

$$S_{id} = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t} = \frac{2316{,}828}{43{,}0195 \cdot 108{,}811} = 494{,}9432 m^2$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{123{,}9 - 95}{\ln \frac{123{,}9}{95}} = 108{,}811 K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{v2} = 354 - 230{,}1 = 123{,}9 °C(K)$$
$$\Delta t_2 = t_2 - t_{v1} = 240 - 145 = 95 °C(K)$$

Počet řad

$$z_2 = \frac{S_{id}}{\pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1} = \frac{494{,}9432}{3{,}14 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}6 \cdot 47} = 40{,}5628 \Rightarrow \text{volím } z_2 = 41$$

Skutečná (výrobní) teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}6 \cdot 47 \cdot 41 = 500{,}2785 m^2$$

Ideální teplosměnná plocha je $S_{id} = 494{,}9432 m^2$

Výrobní se od ideální liší o -1,078%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{EKO} \cdot \nu_2}{w_v} \cdot 1{,}5 = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}00121}{0{,}72} \cdot 1{,}5 = 0{,}0228 m^2$$

Průměr komor

$$D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0228}{3{,}14}} = 0{,}1705 m$$

Výška EKA

$$h = (z_2 - 1) \cdot s_2 + D = (41 - 1) \cdot 0{,}09 + 0{,}0318 = 3{,}6318 m$$

10.1.3 Přepočet spalin na výstupu z 1. části EKA

Celkové teplo odebrané v 1. části EKA:

$$Q_c = Q_{EKO} = 2316{,}828 kW$$

Teplo potřebné pro ohřívák vody

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{EKO.out} - i_{nv}) =$$
$$= (9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889) \cdot (700 - 443{,}761) = 2316{,}828 kW$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 6826{,}457 - 2316{,}828 = 4519{,}63 kW$$

Teplo spalin vstupující do 1. části EKA

$$Q_{sp1} = I_{sp442} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 515{,}34 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 6836{,}457 kW$$

entalpie vstupujících spalin $I_{sp442} = 515{,}34 kJ/m^3$

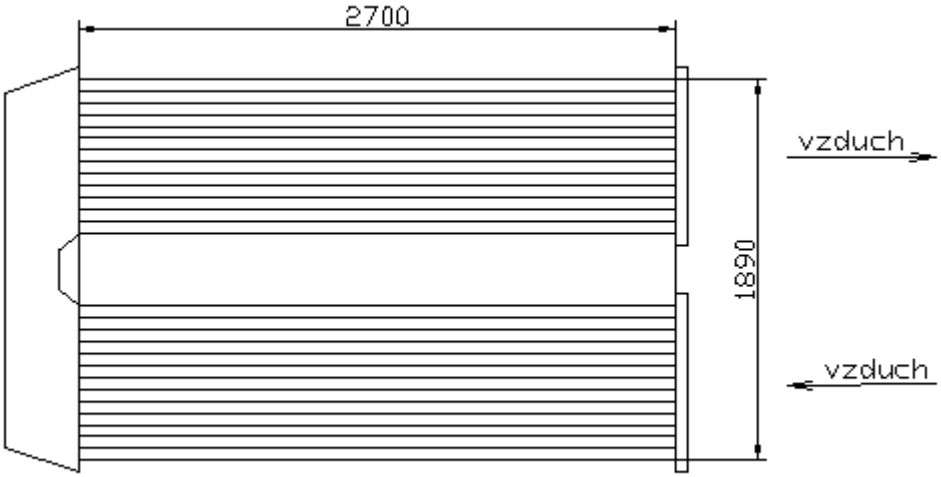
Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{4519{,}63}{3{,}969 \cdot 3{,}344} = 340{,}4971 kJ/m^3$$

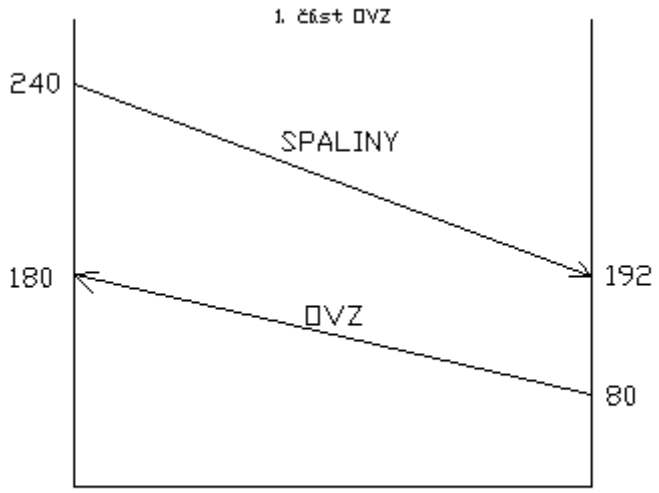
a teplota výstupních spalin $t_2 = 240{,}12°C$

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

10.2. Výpočet 1. části ohříváku vzduchu



Obr. 10-3 Schéma ohřívák vzduchu



Obr. 10-4 Schéma tepelného výpočtu

Rozměry kanálu:

a=2,7 m
b=3,7 m
h=3,78 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 240°C$
výstupní $t_2 = 192°C$

příčná rozteč $s_1 = 0{,}085m$
podélná rozteč $s_2 = 0{,}068m$
počet trubek v řadě $z_1 = 47$
vnější průměr trubky $D = 0{,}0445m$
vnitřní průměr trubky $d = 0{,}0395m$
Svazek OVZ je tvořen trubkami TR 44,5x2,5

teploty vzduchu vstupní $t_1 = 80°C$
výstupní $t_2 = 180°C$

Střední teplota vzduchu

$$t_{vz.stř} = \frac{t_{vz1} + t_{vz2}}{2} = \frac{80+180}{2} = 130°C$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp,stř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{240+192}{2} = 216°C \Rightarrow T = 489{,}15K$$

Světlý průřez proudění na straně spalin

$$F_{sp} = z_1 \cdot z_2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right) = 44 \cdot 56 \cdot \left(\frac{3{,}14 \cdot 0{,}0395^2}{4}\right) = 3{,}0179m^2$$

Rychlost proudění spalin v kanále

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \left(\frac{273 + t_{sp.stř}}{273}\right) = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{3{,}0179} \cdot \left(\frac{273+216}{273}\right) = 7{,}22m/s$$

10.2.1 Součinitel přestupu tepla na straně spalin

Pro příčné proudění a vystřídané trubky

$$\alpha_{sp} = c_z \cdot c_s \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\upsilon}\right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} = 0{,}730 \cdot 0{,}293 \cdot \frac{0{,}0420}{0{,}0445} \cdot \left(\frac{7{,}22 \cdot 0{,}0445}{3{,}49 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \cdot 0{,}6768^{0,33} =$$
$$= 70{,}8108W/m^2K$$

kde c_z je oprava na počet podélných řad

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

$$c_z = 3{,}12 \cdot z_2^{0,05} - 2{,}5 = 3{,}12 \cdot 2^{0,05} - 2{,}5 = 0{,}730$$
$$c_s = 0{,}275 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} = 0{,}275 \cdot 1{,}13^{0,5} = 0{,}293$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{1{,}91 - 1}{1{,}8 - 1} = 1{,}13$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}085}{0{,}0445} = 1{,}91$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}068}{0{,}0445} = 1{,}53$$

$$\sigma_2^{'} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^{\ 2} + \sigma_2^{\ 2}} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 1{,}91^2 + 1{,}53^2} = 1{,}8$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř,sp}$

$\lambda = 0{,}0420 W / m \cdot K$

$\nu = 3{,}49 \cdot 10^{-5} m^2 / s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6768$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

Rychlost vzduchu v trubkách volím 14,2 m/s

10.2.2 Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu

$$\alpha_{vz} = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d}{\upsilon} \right)^{0{,}8} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}4} =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0287}{0{,}0395} \cdot \left(\frac{14{,}2 \cdot 0{,}0395}{22{,}7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}8} \cdot 1{,}035^{0{,}4} = 55{,}3702 W / m^2 K$$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}0287 W / m \cdot K$

$\nu = 22{,}7 \cdot 10^{-6} m^2 / s$

$\mathrm{Pr} = 1{,}035$

Světlý průřez pro vzduch

$$F_{vz} = A \cdot h - h \cdot D \cdot z_1 = 2{,}7 \cdot 3{,}78 - 3{,}78 \cdot 0{,}0445 \cdot 44 = 2{,}8048 m^2$$

10.2.3 Součinitel prostupu tepla

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{sp} \cdot \alpha_{vz}}{\alpha_{sp} + \alpha_{vz}} = 0{,}85 \frac{70{,}8108 \cdot 55{,}3702}{70{,}8108 + 55{,}3702} = 26{,}4119 W / m^2 K$$

součinitel využití plochy pro dřevité palivo $\xi = 0{,}85$ viz **[1]**

Plocha ohříváku vzduchu

$$S = \pi \cdot D \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot h = 3{,}14 \cdot 0{,}0445 \cdot 44 \cdot 56 \cdot 3{,}78 = 1301{,}434 m^2$$

Tepelný výkon OVZ

$$Q_{ovz} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t}{1000} = \frac{1301{,}434 \cdot 26{,}4119 \cdot 83{,}3127}{1000} = 2863{,}745 kW$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{60 - 112}{\ln \frac{60}{112}} = 83{,}3127K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{vz2} = 240 - 180 = 60°C(K)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{vz1} = 192 - 80 = 112°C(K)$$

11. VÝPOČET V. TAHU KOTLE

11.1. Výpočet 2. části ekonomizéru

Rozměry kanálu:

a=2,7 m
b=3,7 m
h=1,89 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 192°C$
výstupní $t_2 = 150°C$

příčná rozteč $s_1 = 0{,}08m$
podélná rozteč $s_2 = 0{,}09m$
počet trubek v řadě $z_1 = 47$
vnější průměr trubky $D = 0{,}0318m$
vnitřní průměr trubky $d = 0{,}0198m$
Svazek ekonomizéru je tvořen trubkami TR 31,8x6

parametry vstupující vody:

$p_1 = 4{,}83MPa$
$t_{v1} = 105°C$
$v_1 = 0{,}00105m^3/kg$ viz **[3]**

parametry vystupující vody:

$p_2 = 4{,}58MPa$
$t_{v2} = 145°C$
$v_2 = 0{,}00109m^3/kg$ viz **[3]**

střední měrný objem $v = 0{,}00107m^3/kg$
Zvolil jsem výstupní rychlost vody $w_2 = 0{,}8m/s$.

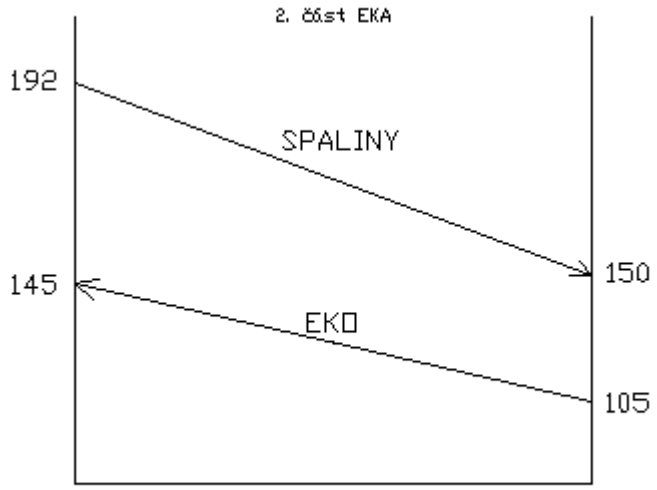
Průřez pro vodu:

$$w_2 = \frac{M_{EKO} \cdot \nu}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{EKO} \cdot \nu}{w_2} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}00107}{0{,}8} = 0{,}0121 m^2$$

kde M_{EKO} je průtok vody ekonomizérem

$M_{EKO} = M_{pp} + M_o - M_{v1} - M_{v2} = 9{,}7222 + 0 - 0{,}2917 - 0{,}3889 = 9{,}0417 kg/s$

M_o je množství odluhu, cca 0,5% M_{pp}, proto se ve výpočtu neuvažuje



Obr. 11-1 Schéma tepelného výpočtu

Střední teplota spalin

$$t_{sp,stř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{192 + 150}{2} = 171°C \Rightarrow T = 444{,}15 K$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - z_1 \cdot d \cdot l_e = 2{,}7 \cdot 3{,}7 - 47 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}6 = 6{,}104 m^2$$

přičemž ekvivalentní délka jednoho hada v jedné řadě $l_e = 2{,}6 m$

Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{3{,}969 \cdot 3{,}344}{6{,}104} \cdot \frac{273 + 171}{273} = 3{,}54 m/s$$

Rychlost proudění vody

$$w_v = \frac{M_{EKO} \cdot \nu}{F_v} = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}00107}{0{,}0145} = 0{,}67 m/s$$

kde měrný objem pro daný stav vody viz **[3]**

Průtočný průřez pro vodu

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_v^{\,2}}{4} \cdot z_1 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}0198^2}{4} \cdot 47 = 0{,}0145 m^2$$

11.1.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0{,}65} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}33} = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}0380}{0{,}0318} \cdot \left(\frac{3{,}54 \cdot 0{,}0318}{2{,}95 \cdot 10^{-5}} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}6887^{0{,}33} =$$

$$= 44{,}9713 W / m^2 \cdot K$$

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0318} = 2{,}5157$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}09}{0{,}0318} = 2{,}8302$$

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

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

$$\lambda = 0{,}0380 W / m \cdot K$$
$$\nu = 2{,}95 \cdot 10^{-5} m^2 / s$$
$$\mathrm{Pr} = 0{,}6887$$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

Jelikož je ekonomizér v oblasti spalin o teplotě menší než 500°C, proto součinitel přestupu tepla sáláním α_s u výpočtu ekonomizéru zanedbávám.

11.1.2 Součinitel prostupu tepla

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

$$k = \frac{\alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_k} = \frac{44{,}9713}{1 + 0{,}0035 \cdot 44{,}9713} = 38{,}8555 W / m^2 \cdot K$$

Potřebná (ideální) plocha pro ekonomizér

$$S_{id} = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t} = \frac{888{,}2443}{38{,}8555 \cdot 45{,}9928} = 497{,}0393 m^2$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{47-45}{\ln \frac{47}{45}} = 45{,}9928K$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{v1} = 192 - 145 = 47°C(K)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{v2} = 150 - 105 = 45°C(K)$$

Počet řad

$$z_2 = \frac{S_{id}}{\pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1} = \frac{497{,}0393}{3{,}14 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}6 \cdot 47} = 39{,}2259 \Rightarrow \text{volím } z_2 = 40$$

Skutečná (výrobní) teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}6 \cdot 47 \cdot 40 = 491{,}0766m^2$$

Ideální teplosměnná plocha je $S_{id} = 497{,}0393m^2$
Výrobní se od ideální liší o 1,215%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{EKO} \cdot \nu_2}{w_v} \cdot 1{,}5 = \frac{9{,}0417 \cdot 0{,}00109}{0{,}67} \cdot 1{,}5 = 0{,}0221m^2$$

Průměr komor

$$D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0221}{3{,}14}} = 0{,}1678m$$

Výška EKA

$$h = (z_2 - 1) \cdot s_2 + D = (40-1) \cdot 0{,}09 + 0{,}0318 = 3{,}5418m$$

11.1.3 Přepočet spalin na výstupu z 2. části EKA

Celkové teplo odebrané v 2. části EKA:

$$Q_c = Q_{EKO} = 888{,}2443kW$$

Teplo potřebné pro ohřívák vody

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{EKO.out} - i_{nv}) =$$
$$= (9{,}7222 - 0{,}2917 - 0{,}3889) \cdot (542 - 443{,}761) = 888{,}2443kW$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 3613{,}909 - 888{,}2443 = 2725{,}665kW$$

Teplo spalin vstupující do 2. části EKA

$$Q_{sp1} = I_{sp442} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 272{,}2624 \cdot 3{,}969 \cdot 3{,}344 = 3613{,}909kW$$

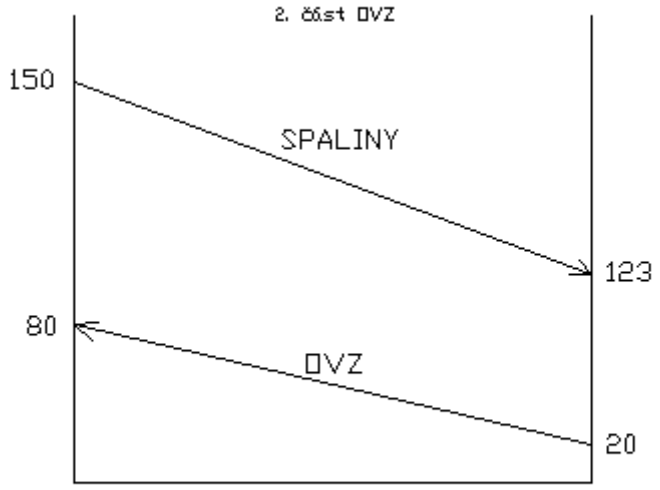
entalpie vstupujících spalin $I_{sp442} = 272{,}2624kJ/m^3$

Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{2725,665}{3,969 \cdot 3,344} = 208,3444 kJ/m^3$$

a teplota výstupních spalin $t_2 = 149,26°C$
tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

11.2. Výpočet 2. části ohříváku vzduchu



Obr. 11-2 Průběh teplot v ohříváku vzduchu

Rozměry kanálu:

a=2,7 m
b=3,7 m
h=3,78 m

Teploty spalin vstupní $t_1 = 150°C$
výstupní $t_2 = 123°C$

příčná rozteč $s_1 = 0,08m$
podélná rozteč $s_2 = 0,068m$
počet trubek v řadě $z_1 = 47$
vnější průměr trubky $D = 0,0445m$
vnitřní průměr trubky $d = 0,0385m$
Svazek OVZ je tvořen trubkami TR 44,5x3

teploty vzduchu vstupní $t_1 = 20°C$
výstupní $t_2 = 80°C$

Střední teplota vzduchu

$$t_{vz.stř} = \frac{t_{vz1} + t_{vz2}}{2} = \frac{20+80}{2} = 50°C$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp,stř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{150+123}{2} = 136{,}5°C \Rightarrow T = 409{,}65K$$

Světlý průřez proudění na straně spalin

$$F_{sp} = z_1 \cdot z_2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right) = 47 \cdot 56 \cdot \left(\frac{3{,}14 \cdot 0{,}0385^2}{4}\right) = 3{,}0625m^2$$

Rychlost proudění spalin v kanále

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \left(\frac{273 + t_{sp.stř}}{273}\right) = \frac{2{,}7 \cdot 3{,}7}{3{,}0625} \cdot \left(\frac{273+136{,}5}{273}\right) = 6{,}5m/s$$

11.2.1 Součinitel přestupu tepla na straně spalin

Pro příčné proudění a vystřídané trubky

$$\alpha_{sp} = c_z \cdot c_s \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\upsilon}\right)^{0{,}65} \cdot \Pr^{0{,}33} = 0{,}730 \cdot 0{,}293 \cdot \frac{0{,}0349}{0{,}0445} \cdot \left(\frac{6{,}5 \cdot 0{,}0445}{2{,}56 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}6989^{0{,}33} =$$
$$= 61{,}3871W/m^2K$$

kde c_z je oprava na počet podélných řad

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

$$c_z = 3{,}12 \cdot z_2^{\,0{,}05} - 2{,}5 = 3{,}12 \cdot 2^{0{,}05} - 2{,}5 = 0{,}730$$
$$c_s = 0{,}275 \cdot \varphi_\sigma^{\,0{,}5} = 0{,}275 \cdot 1{,}03^{0{,}5} = 0{,}279$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2^{'} - 1} = \frac{1{,}79-1}{1{,}77-1} = 1{,}03$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0445} = 1{,}79$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}068}{0{,}0445} = 1{,}53$$

$$\sigma_2^{'} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^{\,2} + \sigma_2^{\,2}} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 1{,}79^2 + 1{,}53^2} = 1{,}77$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř,sp}$

$\lambda = 0{,}0349 W/m \cdot K$

$\nu = 2{,}56 \cdot 10^{-5} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 0{,}6989$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[1]**

Rychlost vzduchu v trubkách volím 12,8 m/s

11.2.2 Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu

$$\alpha_{vz} = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d}{\upsilon} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0208}{0{,}0385} \cdot \left(\frac{12{,}8 \cdot 0{,}0385}{17{,}6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1{,}015^{0,4} = 45{,}1485 W/m^2 K$$

hodnoty Pr, λ, ν vzaty z **[3]**

$\lambda = 0{,}0208 W/m \cdot K$

$\nu = 17{,}6 \cdot 10^{-6} m^2/s$

$\mathrm{Pr} = 1{,}015$

Světlý průřez pro vzduch

$$F_{vz} = A \cdot h - h \cdot D \cdot z_1 = 2{,}7 \cdot 3{,}78 - 3{,}78 \cdot 0{,}0445 \cdot 47 = 2{,}3001 m^2$$

11.2.3 Součinitel prostupu tepla

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{sp} \cdot \alpha_{vz}}{\alpha_{sp} + \alpha_{vz}} = 0{,}85 \frac{61{,}3871 \cdot 45{,}1485}{61{,}3871 + 45{,}1485} = 22{,}1129 W/m^2 K$$

součinitel využití plochy pro dřevité palivo $\xi = 0{,}85$ viz **[1]**

Plocha ohříváku vzduchu

$$S = \pi \cdot D \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot h = 3{,}14 \cdot 0{,}0445 \cdot 47 \cdot 56 \cdot 3{,}78 = 1390{,}168 m^2$$

Tepelný výkon OVZ

$$Q_{ovz} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t}{1000} = \frac{1390{,}168 \cdot 22{,}1129 \cdot 85{,}4405}{1000} = 2626{,}49 kW$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{70 - 103}{\ln \frac{70}{103}} = 85{,}4405 K$$

$\Delta t_1 = t_1 - t_{vz2} = 150 - 80 = 70°C(K)$

$\Delta t_2 = t_2 - t_{vz1} = 123 - 20 = 103°C(K)$

12. KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE

Určí se dle vzorce:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_K - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 9253{,}74 \cdot 0{,}899 - 8369{,}69 \cdot \left(1 - \frac{0{,}58}{100}\right) =$$

$$= -1{,}55 kJ/kg$$

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

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp.EKO2}) = 0{,}9912 \cdot (9304{,}07 - 859{,}9) = 8369{,}69 kJ/kg$$

I_u užitečné teplo uvolněné v ohništi

$I_{sp.EKO2}$ entalpie spalin za ekonomizérem z (tab. 2.3)

φ součinitel uchování tepla

Výpočet odchylky:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-1{,}55}{9253{,}74} \cdot 100 = -0{,}017\%$$

Dle **[1]** hodnota Δ při správném výpočtu nesmí být větší než 0,5% .

Δ = - 0,017% => **vyhovuje**

13. ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování nekontaminovaného dřeva o parametrech: 35 t/h, 445 °C, 3,83 MPa.
Po provedených výpočtech a určitých volbách byly stanoveny rozměry spalovací komory: šířka 3,69m, hloubka 4,6m, výška 11,5m.
Spalovací komora byla navržená tak, aby teplota spalin před první výhřevnou plochou nepřesáhla 900 °C (z důvodu nalepování popele). Vypočítaná teplota spalin v této části vyšla 827,2 °C.

Dále byl proveden výpočet jednotlivých výhřevných ploch. Dle provedených výpočtů se spalovací komora skládá z membránové stěny. Druhý tah je řešený jako volný z důvodu nalepování a rychlosti spalin. V třetím tahu jsou umístěny tři přehříváky, membránová stěna a závěsné trubky. V čtvrtém tahu je jeden přehřívák, dva ekonomizéry a jeden ohřívák vzduchu. V pátém tahu jsou dva ekonomizéry a jeden ohřívák vzduchu. Ohřívák vzduchu byl použit z důvodu velké vlhkosti paliva (48 %) a zvýšení teploty spalin. Na konci spalovacího kanálu bylo dosaženo teploty spalin 123 °C.

U všech výhřevných ploch bylo zvoleno uspořádání trubek za sebou. Součinitele zanesení byly voleny dle firemních výpočtů. Rošt byl použitý amerického typu rotegrate.

V této diplomové práci byl zpracován projekční návrh kotle včetně dimenzování teplosměnných ploch. Tím splnila požadované cíle a zadání.

14. POUŽITÁ LITERATURA

[1] Budaj F.: Parní kotle. Podklady pro tepelný výpočet. Skriptum VUT Brno 1992

[2] Černý V., Janeba B., Teyssler J.: Parní kotle, technický průvodce č. 32, 1983

[3] [STEAMTAB]: ChemicaLogic SteamTab Companion 2.0

POUŽITÉ SYMBOLY A ZKRATKY

a	m	šířka spalovací komory
a	-	stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin
a_{pl}	-	stupeň černosti plamene
a_{st}	-	stupeň černosti povrchu stěn
A	m	rozměr kanálu pro spaliny
α	-	přebytek vzduchu
α_0	-	stupeň černosti ohniště
α_1	W/m^2K	součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny
α_2	W/m^2K	součinitel přestupu tepla stěny do media
α_K	W/m^2K	součinitel přestupu tepla konvekcí
α_K	-	přebytek vzduchu za kotlem
α_S	W/m^2K	součinitel přestupu tepla sáláním
A^r	%	procento popelovin v původním stavu paliva
B	m	rozměr kanálu pro spaliny
B_O	-	Boltzmannovo číslo
c	kJ/m^3K	měrné teplo vlhkého vzduchu
c_{H_2O}	kJ/m^3K	měrné teplo vodní páry
c_s	kJ/m^3K	měrné teplo suchého vzduchu
c_{su}	kJ/kgK	měrné teplo sušiny paliva
c_w	kJ/kgK	měrné teplo vody
χ_1	-	součinitel závislý na druhu paliva
χ_2	-	součinitel závislý na způsobu spalování
C_d	-	opravný koeficient na vnitřní průměr trubky
C_i	%	podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků
C_S	%	podíl popela ve škváře
C_S	-	oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči a na poměrné podélné rozteči.
$C_{ú}$	%	podíl popela v úletu
C_Z	-	oprava na počet podélných řad
C_t, C_l, C_m	-	opravní součinitelé
$(CO_2)_{max}$	%	maximální množství CO_2 ve spalinách
Δi	kJ/kg	rozdíl entalpií média
Δt	°C	střední logaritmická teplota
d	μm	střední efektivní průměr částeček popílku

d_v	m	vnitřní průměr trubky
D	m	průměr trubek
d_e	m	ekvivalentní průměr
ε	-	součinitel znečištění výhřevné plochy
f	-	součinitel vlhkosti
f	m^2	průřez pro páru
F_{ST}	m^2	povrch ohniště
F_{sp}	m^2	světlý průřez spalin
F_v	m^2	průtočný průřez pro vodu
$F_{ÚS}$	m^2	účinná sálavá plocha stěn ohniště
φ	%	je relativní vlhkost vzduchu
φ	-	součinitel uchování tepla
h	m	výška spalovací komory
h	%	procento hořlaviny v původním stavu paliva
i_{nv}	kJ/kg	entalpie napájecí vody
i_p	kJ/kg	fyzické teplo paliva
i_{PP}	kJ/kg	entalpie přehřáté páry
I_O	kJ/kg	entalpie spalin na konci ohniště
I_p	kJ/kg	entalpie popílku
I_{SP}	kJ/kg	entalpie spalin
$I_{SP\min}$	kJ/kg	minimální množství spalin
I_U	kJ/kg	tepla uvolněného při spalování
$I_{VZ\min}$	kJ/kg	entalpie minimálního množství vzduchu
ϑ_a	°C	teoretická teplota
ϑ_O	°C	koncovou teplotu
ξ	-	součiniteli zanesení
ξ	-	součinitel využití
k	$1/mMPa$	součinitel zeslabení sálání
k	W/m^2K	součinitel prostupu tepla
k_k	$1/mMPa$	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
k_P	$1/mMPa$	součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
k_{SP}	$1/mMPa$	součiniteli zeslabení sálání tříatomových plynů
λ	W/mK	součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu
M	-	součinitel respektující průběh teplot v ohništi
M_{EKO}	kg/s	průtok vody ekonomisérem
M_P	kg/s	množství paliva přivedeného do kotle

M_{PP}	kg/s	parní výkon kotle
M_{PV}	kg/s	množství paliva skutečně spáleného
M_V	kg/s	množství vstřiku
μ	g/m^3	koncentrace popílku ve spalinách
n	-	počet trubek
η_K	%	tepelná účinnost kotle
O_{Ar}	m^3/kg	objem Ar ve spalinách se určí ze vztahu
O_{CO_2}	m^3/kg	objem CO_2 ve spalinách se určí ze vztahu
O_{CO}^N	m^3/kg	obsah CO ve spalinách při nedokonalém spalování
$O_{H_2O\min}$	m^3/kg	minimální objem vodní páry
O_{N_2}	m^3/kg	objem N_2 ve spalinách se určí ze vztahu
$O_{O_2\min}$	m^3/kg	minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva
O_{SO_2}	m^3/kg	objem SO_2 ve spalinách se určí ze vztahu
O_{SP}	m^3/kg	skutečné množství spalin
$O_{SP\min}$	m^3/kg	minimální množství vlhkých spalin
$O_{SP\min}^S$	m^3/kg	minimální množství suchých spalin
$O_{Sp\min}^{SV}$	m^3/kg	minimální množství vlhkých spalin při použití suchého vzduchu
$\overline{O_{SP\cdot C}}$	kJ/kgK	střední celkové měrné teplo spalin
$O_{VZ\min}$	m^3/kg	minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva
$O_{VZ\min}^S$	m^3/kg	minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg surového paliva o výhřevnosti Q_i^r
p	MPa	tlak v ohništi
p''	MPa	je absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu
p_C	MPa	je celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu
p_{SP}	MPa	je parciální tlak tříatomových plynů
Pr	-	Pradtlovo číslo při střední teplotě proudu
ψ	-	součinitel tepelné efektivnosti
Θ_O	-	poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště
q	-	střední zaížení stěn ohniště
Q_{CS} , $Q_{CÚ}$	kJ/kg	průměrná hodnota výhřevnosti
Q_i^{daf}	kJ/kg	výhřevnost surového paliva
Q_i^r	kJ/kg	výhřevnost paliva,
Q_P^P	kJ/kg	teplo přivedené do kotle

Q_S	kJ/kg	množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn
Q_{VZ}	kJ/kg	teplo přivedené do kotle se vzduchem
r_{CO_2}	-	objemové části tříatomových plynů
r_{H_2O}	-	objemová část vodní páry ve spalinách
r_{SP}	-	součet objemových částí tříatomových plynů
R	m^2	plocha hořící vrstvy paliva na roštu
σ_1	-	poměrná příčná rozteč
σ_2	-	poměrná podélná rozteč
$\sigma_2^{'}$	-	poměrná úhlopříčná rozteč
s	m	účinná tloušťka sálavé vrstvy
s	m	síla stěn trubek
s_2	m	podélná rozteč
s_1	m	příčná rozteč
S	m^2	plocha výparných ploch
$t_{stř,p}$	°C	střední teplota páry
$t_{stř,sp}$	°C	střední teplota spalin
$t_{stř,vz}$	°C	střední teplota vzduchu
T_a	K	teplota nechlazeného plamene
T_O	K	absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště
T_Z	K	absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn
υ	m^2/s	součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu
v	m^3/kg	měrný objem
V_{H_2O}	%	objem vodní páry na $1m^3$ suchého vzduchu
V_O	m^3	aktivní objem ohniště
V_{SP}	m^3/kg	průtok spalin
w	m/s	rychlost páry
w_{SP}	m/s	rychlost proudění spalin
w_v	m/s	rychlost vody
w_t^r	%	obsah vody v palivu
x	-	úhlový součinitel
x_O	-	poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene
x_{ST}	-	uhlový součinitel trubkové stěny
X_i	%	podíl popela z celkového množství v palivu
X_p	%	procento popela v úletu
X_s	%	podíl popela ve škváře
$X_ú$	%	podíl popela v úletu

z	-	počet trubek v jedné řadě.
Z_c	%	ztráta mechanickým nedopalem
Z_{co}	%	ztráta chemickým nedopalem
Z_{cs}	%	ztráta ve škváře nebo v strusce
$Z_{cú}$	%	ztráta v úletu
Z_k	%	ztráta komínová
Z_o	%	ztráty ostatní
Z_{so}	%	ztráta sdílením tepla do okolí

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Schéma kotle