



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KOTEL NA SPALOVÁNÍ VÝPALKŮ LIHOVARŮ STEAM BOILER FOR FYTOMASS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JIŘÍ BALÁŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2008

Anotace

Účelem této diplomové práce bylo navrhnout kotel na spalování výpalků lihovarů. Pro zadané parametry biomasy byly postupně provedeny stechiometrické výpočty, ze kterých dále vycházejí výpočty entalpií spalin. V další části byla řešena tepelná bilance kotle, účinnost kotle, recirkulace spalin a teplota spalin na výstupu z ohniště. Dále byl řešen návrh jednotlivých teplosměnných ploch parního kotle tak, aby výsledný počet a velikost odpovídal požadovaným parametrům. Parametry jsou teplota, tlak a množství páry.

Klíčová slova: - parní kotel
- biomasa
- výpalky lihovarů
- přehřívák
- výparník
- ekonomizér

Annotation

The purpose of this Diploma Thesis was the construction design of the steam boiler for fytomass. For the specified parameters of biomass have been gradually implemented stoichiometric calculations of which are further based calculation of enthalpies of combustion gas. In the next part have been dealt with heat balance of the boiler, the efficiency of the boiler, recirculation of exhaust gases and the temperature of the combustion gases in outlet from fire.

Thereinafter, the proposal of particular heat surfaces of steam boiler was solved, so that the resulting number and size correspond to the desired parameters. The parameters are temperature, pressure and the amount of steam.

Key words: - steam-boiler
- biomass
- fytomass
- superheater
- evaporator
- economizer

Bibliografická citace mé práce:

BALÁŠ, J. *Kotel na spalování výpalků lihovarů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 97 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Kotel na spalování výpalků lihovarů 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 22. května 2008

Jiří Baláš

Poděkování:

Rád bych poděkoval mému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. za jeho odborné vedení a důležité připomínky, dále panu Ing. Bedřichu Heinze za poskytnutí odborných konzultací, včetně podkladových materiálů pro zdárné vypracování diplomové práce na téma Kotel na spalování výpalků lihovarů.

V Brně dne 22. května 2008

Jiří Baláš

Obsah

1. ÚVOD.....	12
2. Spalování biomasy	12
2.1. Biomasa jako palivo.....	12
3. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY	15
3.1. Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva.....	15
3.2. Minimální objemy vzduchu a spalin z hrubého rozboru paliva.....	17
3.3. Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin.....	17
3.3.1 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin.....	17
3.3.2 Objemy vzduchu a spalin.....	17
3.3.3 Hmotové množství vzduchu a spalin.....	18
3.4. Entalpie vzduchu a produktů spalování.....	19
3.5. I-t diagram vzduchu a spalin.....	21
4. Výpočet ohniště	22
4.1. Výpočet teploty v ohništi bez uvažování recirkulace:	22
4.2. Recirkulace spalin.....	23
4.3. Teplo uvolněné v ohništi.....	23
4.4. Entalpie spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin	24
4.5. I-t diagram se zahrnutím recirkulovaných spalin	25
5. TEPELNÁ BILANCE KOTLE.....	26
5.1. Teplo přivedené do kotle	26
5.2. Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	26
5.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal).....	26
5.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)	26
5.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	27
5.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením	27
5.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta).....	28
5.2.6 Tepelná účinnost kotle	28
5.3. Výrobní teplo páry a množství paliva.....	28
5.3.1 Výrobní teplo páry	28
5.3.2 Množství paliva	28
6. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	29

6.1. Tepelný výpočet ohniště	30
6.1.1 Teplota spalin na výstupu z ohniště.....	30
6.1.2 Součinitel M	30
6.1.3 Boltzmannovo číslo	31
6.1.4 Užitečné teplo uvolněné v ohništi	31
6.1.5 Součinitel tepelné efektivity stěn	32
6.1.6 Stupeň černosti ohniště	32
6.2. Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn	34
6.2.1 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn.....	34
6.2.2 Střední tepelné zatížení stěn ohniště.....	34
6.3. Schéma ohniště.....	35
7. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH	36
7.1. Tlak napájecí vody	36
7.2. Rozvržení tepelného výkonu kotle na výhřevné plochy	36
7.2.1 PŘEHŘÍVÁK III	36
7.2.2 Přehřívák II	37
7.2.3 Přehřívák I	38
7.2.4 Závěsné trubky	39
7.2.5 Výparník	39
7.2.6 Ohřívák vody (Ekonomizér).....	40
7.2.7 Celkové potřebné teplo	40
7.2.8 Přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média	40
7.3. Pilový diagram	41
8. Výpočet kotlového svazku (mříž).....	42
8.1. Konstrukční výpočet	42
8.1.1 Přepočet rychlosti spalin protékajících mříží	42
8.2. Tepelný výpočet	43
8.2.1 Teplosměnná plocha mříže	45
8.2.2 Teplo, které odebere mříž spalinám	45
8.2.3 Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže	45
9. Výpočet II tahu kotle.....	46
9.1. Předběžný výpočet spalinového kanálu.....	46
9.1.1 Rozměry spalinového kanálu:	46

10. Výpočet 1. části II. tahu.....	47
10.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu.....	47
10.2. Výpočet membránové stěny	48
10.3. Výpočet závěsných trubek	50
10.3.1 Rychlost prodění páry.....	50
10.3.2 Přepočet spalin na výstupu z 1. části II. tahu.....	53
11. Výpočet 2. části II. tahu.....	54
11.1. Přehřívák 3 (PR3).....	54
11.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu.....	55
11.2. Výpočet membránové stěny	56
11.3. Výpočet přehříváku III	58
11.3.1 Rychlost prodění páry v trubkách.....	58
11.3.2 Výrobní teplosměnná plocha P3.....	58
11.3.3 Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák III	60
11.3.4 Přehřívák P3.....	62
11.4. Výpočet závěsných trubek	63
11.4.1 Rychlost prodění páry.....	63
11.4.2 Teplosměnná plocha závěsných trubek	65
11.4.3 Přepočet spalin na výstupu z 2. části II. tahu.....	65
12. Výpočet 3. části II. tahu.....	66
12.1.1 Přehřívák 2 (PR2)	66
12.1.2 Rychlost proudění spalin v kanálu.....	67
12.2. Výpočet membránové stěny	68
12.2.1 Výška P2.....	69
12.3. Výpočet přehříváku II.....	70
12.3.1 Rychlost prodění páry v trubkách:.....	70
12.3.2 Výrobní teplosměnná plocha P2.....	71
12.3.3 Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák II.....	72
12.3.4 Přehřívák P2.....	75
12.4. Výpočet závěsných trubek	76
12.4.1 Rychlost prodění páry:.....	76
12.4.2 Teplosměnná plocha závěsných trubek:	78
12.4.3 Přepočet spalin na výstupu z 2. části II. tahu.....	78

13. Výpočet III tahu.....	79
13.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu	79
13.2. Výpočet přehříváku I	80
13.2.1 Rychlost proudění páry v trubkách.....	80
13.3. Rozměry spalinového kanálu:	80
13.3.1 Výrobní teplosměnná plocha P1	81
13.3.2 Výška P1.....	83
13.3.3 Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák I.....	83
13.3.4 Přepočet spalin na výstupu z 1. části III. tahu	83
13.3.5 Přehřívák P1	84
14. Výpočet EKA.....	85
14.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu	86
14.1.2 Výrobní teplosměnná plocha EKA.....	86
14.1.3 Potřebná (ideální) plocha pro ekonomizér.....	86
14.1.4 Výška EKA.....	87
14.1.5 Přepočet spalin EKO	87
14.1.6 Ekonomizér.....	88
15. Kontrola tepelné bilance kotle.....	89
16. Výpočet tahových ztrát kotle na straně spalin.....	89
16.1. Celková tahová ztráta	89
16.1.1 Odpor třením II tah	89
16.1.2 Odpor třením III tah.....	90
16.1.3 Součinitel tření.....	90
16.2. Celkový třecí odpor	90
16.3. Místní odpory	90
16.3.1 Místní odpor spalovací komora 2 tah	90
16.3.2 Místní odpor tah 2,3	91
16.3.3 Místní odpor tah 3,4	91
16.4. Celkový místní odpor	91
17. Závěr	92

1. ÚVOD

Diplomová práce řeší návrh kotle na spalování výpalků lihovarů. Úkolem bylo nalézt vhodné uspořádání parního kotle pro zadané parametry. Jako palivo pro tento parní kotel bude použito pelety výpalků z lihovarů. Pomocí stechiometrických výpočtů pro zadané palivo se určí objemy a množství vzduchu nebo spalin, které dále slouží k určení entalpií. Entalpie a teplota jsou nejpodstatnější parametry, ze kterých dále vychází výpočet pro spalovací komoru. Návrh tepelné bilance slouží pro rozvržení velikosti výkonů a entalpických spádů. Následující výpočet řeší jednotlivé výhřevné plochy kotle. Dosazením vypočtených hodnot bylo navrženo konstrukční řešení výhřevných ploch. Na základě provedených výpočtů a získaných hodnot by mělo být možné zkonstruovat kotel pro toto palivo. Zpuštění konkrétního díla do provozu sebou nese i řadu problémů, které nebyly v této práci řešeny je třeba tyto problémy vzít v potaz především odloučení nežádoucích škodlivin, dopravou paliva, jeho uskladněním atd. Využitím tohoto paliva jako biomasy se tento kotel zařazuje mezi ekologické zdroje na výrobu tepla a páry.

2. Spalování biomasy

2.1. Biomasa jako palivo

Biomasa bývá definována jako organická hmota rostlinného nebo živočišného původu. Nejčastěji se získává jako odpad ze zemědělské, průmyslové činnosti, i jako komunální odpad. Výpalky lihovarů představují odpadní produkt při výrobě lihu. Výpalky se dají použít několika způsoby.

Spalování a zplyňování biomasy

Suchá biomasa působením vysokých teplot uvolní hořlavé plynné složky. Při přítomnosti vzduchu dochází k hoření. Pokud biomasu zahříváme bez přístupu vzduchu dá se vzniklý dřevoplyn odvádět do spalovacích zařízení na spalování plynu.

Zdroje biomasy využitelné k energetickým účelům

- biomasa odpadní (zemědělská prvovýroba, lesní odpady, organické odpady)
- biomasa záměrně pěstovaná (rychle rostoucí dřeviny, rostliny bylinného charakteru)

Příprava biomasy na spalovací proces

- mechanické (štípání, drcení, lisování, briketování, peletování, mletí)
- tepelné (zahřívání uzavřené nádoby bez přístupu vzduchu)

Využití biomasy

- výroba tepla spalováním v topeništích (dřevo, dřevní odpad, sláma)
- zpracování na kvalitnější paliva tzv. fytopaliva (pelety, brikety, bioplyn)
- výroba elektřiny (kombinovaná výroba elektrické energie a tepla)

Zařízení na spalování biomasy

- lokální topidla
- kotle pro ústřední vytápění
- kotle pro automatické spalování štěpky a pilin, slámy

Výhřevnost biomasy a ostatních paliv

Výhřevnost biomasy se mění v závislosti na druhu použité biomasy a množství vlhkosti v palivu obsazené.

Emise škodlivin

Při spalování biomasy se uvolní takové množství oxidu uhličitého, které je opět absorbováno při novém růstu rostlin. Při každém spalování vznikají NO_x . Jejich množství závisí na kvalitě a teplotě spalování.

Výhody využití biomasy

- biomasa má jako zdroj energie obnovitelný charakter.
- energetické využití biomasy má menší negativní dopady na životní prostředí.
- 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.
- likvidace odpadů, zbytek po zpracování lze využít jako hnojivo.
- spalování pevných komunálních odpadů (na jednu osobu připadá cca 500 – 800 kg pevných odpadů za rok).
- energetické využití biomasy má menší negativní dopady na životní prostředí.

Nevýhody využití biomasy

- větší obsah vody a tudíž nižší výhřevnost (dřevní hmota).
- 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.
- lokální využití paliva.

3. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Při výpočtech byly použity hodnoty (objemy, entalpie), které jsou vztaženy na 1 kg spáleného tuhého paliva (např. černé uhlí, palivové dřevo). Ve vzorcích je hodnota objemu brána při normálních podmínkách, tj. při 0 °C a tlaku 0,101 MPa. Použité vzorce jsou odvozeny za předpokladu dokonalého spalování (teoretický případ). Používají se i při malém chemickém nedopalu, který je dán normou kotlových ztrát.

3.1. Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (3.1-1)$$

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{44,30}{12,01} + \frac{6,50}{4,032} + \frac{0,70}{32,06} - \frac{33,10}{32} \right) = 0,9601 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

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:

$$O_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 0,9601 = 4,5720 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-2)$$

Objem vodní páry na 1 m³ suchého vzduchu:

$$V_{H_2O} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} = 0,75 \cdot 0,0240 = 0,0180 \quad (3.1-3)$$

$\varphi = 0,75$ - relativní vlhkost vzduchu

p_c - celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

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

$$\frac{p''}{p_c - p''} = 0,0240 \text{ pro } 20 \text{ °C}$$

Součinitel f:

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} = 1 + (0,75 \cdot 0,0240) = 1,0180 \quad (3.1-4)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ \min} = f \cdot O_{VZ \min}^S = 1,0180 \cdot 4,5720 = 4,6543 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-5)$$

Objemy jednotlivých složek ve spalínách:

$$CO_2 : O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ \min}^S \quad (3.1-6)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{44,30}{12,01} + 0,0003 \cdot 4,5720 = 0,8225 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$SO_2 : O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S_{prch}^r}{32,06} \quad (3.1-7)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,70}{32,06} = 0,0048 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$N_2 : O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ \min}^S \quad (3.1-8)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{5,40}{28,016} + 0,7805 \cdot 4,5720 = 3,6114 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$Ar : O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ \min}^S \quad (3.1-9)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 4,5720 = 0,0421 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Minimální množství suchých spalín:

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

$$O_{SP \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (3.1-10)$$

$$O_{SP \min}^S = 0,8225 + 0,0048 + 3,6114 + 0,0421 = 4,4807 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Maximální množství CO₂ ve spalínách:

$$(CO_2)_{\max} = \frac{O_{CO_2}}{O_{SP \min}^S} \cdot 100 = \frac{0,8225}{4,4807} \cdot 100 = 18,35 \% \quad (3.1-11)$$

Minimální objem vodní páry:

$$O_{H_2O \min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{VZ \min}^S \quad (3.1-12)$$

$$O_{H_2O \min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{6,50}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{5,80}{18,016} + (1,0180 - 1) \cdot 4,5720 = 1,5989 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Minimální množství vlhkých spalín:

$$O_{SP \min} = O_{SP \min}^S + O_{H_2O \min} = 4,4807 + 1,5989 = 6,0795 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-13)$$

3.2. Minimální objemy vzduchu a spalin z hrubého rozboru paliva

Vychází se z poznatků, že teplo vyvinuté spálením libovolné látky je úměrné množství spalovacího kyslíku. Jedná se o empirické vzorce, kde nejznámější jsou vzorce Rosina-Fehlinga.

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg surového paliva o výhřevnosti Q_i^r :

$$O_{VZ\min}^S = 0,5 + 1,012 \cdot \frac{Q_i^r}{4190} = 0,5 + 1,012 \cdot \frac{17900}{4190} = 4,8233 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-1)$$

Minimální množství vlhkých spalin při použití suchého vzduchu:

$$O_{SP\min}^{SV} = 1,375 + 0,95 \cdot \frac{Q_i^r}{4180} = 1,375 + 0,95 \cdot \frac{17900}{4180} = 5,4432 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-2)$$

3.3. Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin

3.3.1 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin

Přebytek vzduchu je důležitou veličinou pro správný provoz kotle. Vysoký součinitel přebytku vzduchu zhoršuje komínovou ztrátu a snižuje účinnost. Nízký součinitel přebytku vzduchu může vést k místnímu nedokonalému spalování, což zvyšuje ztráty chemickým nedopalem a snižuje teplo uvolněné v ohništi. Na základě konzultací volím přebytek vzduchu na roštu $\alpha = 1,3$ a za kotlem $\alpha = 1,35$.

3.3.2 Objemy vzduchu a spalin

Skutečné množství spalin (s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,30$):

$$O_{SP} = O_{SP\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ\min} = 6,0795 + (1,30 - 1) \cdot 4,6543 = 7,4758 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-1)$$

Skutečné množství vodní páry (s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,30$):

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

$$O_{H_2O} = 1,5989 + (1,0180 - 1) \cdot (1,30 - 1) \cdot 4,5720 = 1,6235 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-2)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,0048 + 0,8225}{7,4758} = 0,1107 \quad (3.3-3)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{1,6235}{7,4758} = 0,2172 \quad (3.3-4)$$

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1107 + 0,2172 = 0,3278 \quad (3.3-5)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 4,2}{7,4758} \cdot \frac{50}{100} = 2,8091 \text{ g} \cdot \text{m}^{-3} \quad (3.3-6)$$

$A^r = 0,255 \%$ - procento popelovin v původním stavu paliva

$x_u = 50 \%$ - procento popela v úletu [1]

Pro přehledné posouzení vývoje produktů spalování je vytvořena následující tabulka (Tab. 3-1) vypočtených hodnot, pro různé hodnoty přebytku vzduchu.

Tab. 3-1 Hodnoty produktů spalování

Veličina	$\alpha = 1$	$\alpha = 1,3$	$\alpha = 1,35$	$\alpha = 1,4$	S recirkulací spalin	
					$\alpha = 1,3$	$\alpha = 1,35$
$O_{H_2O} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	1,5989	1,6235	1,6277	1,6318	1,8123	1,8123
$O_{SP} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	6,0795	7,4758	7,7085	7,9413	8,5051	8,7378
$r_{RO_2} [-]$	0,1361	0,1107	0,1073	0,1042	0,1102	0,1073
$r_{H_2O} [-]$	0,2630	0,2172	0,2111	0,2055	0,2131	0,2074
$r_{SP} [-]$	0,3991	0,3278	0,3185	0,3096	0,3233	0,3147
$\mu [g \cdot m^{-3}]$	3,4542	2,8091	2,7243	2,7243	2,4691	2,4033

3.3.3 Hmotové množství vzduchu a spalin

Hmotové minimální množství spalovacího kyslíku:

$$G_{O_2 \min} = \frac{32}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (3.3-7)$$

$$G_{O_2 \min} = \frac{32}{100} \cdot \left(\frac{44,30}{12,01} + \frac{6,50}{4,032} + \frac{0,07}{32,06} - \frac{33,1}{32} \right) = 1,3722 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Hmotové minimální množství suchého spalovacího vzduchu na 1 kg spáleného paliva:

$$G_{VZ \min}^S = \frac{1}{0,2331} \cdot G_{O_2 \min} = \frac{1}{0,2331} \cdot 1,3722 = 5,8868 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-8)$$

kde 0,2331 je poměrná hmota kyslíku v suchém vzduchu.

Hmotové minimální množství vlhkého spalovacího vzduchu:

$$G_{VZ \min} = G_{VZ \min}^S + (f - 1) \cdot \frac{1}{0,21} \cdot 0,804 \cdot O_{O_2 \min} \quad (3.3-9)$$

$$G_{VZ \min} = 5,8868 + (1,0180 - 1) \cdot \frac{1}{0,21} \cdot 0,804 \cdot 0,9601 = 5,9530 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

kde $0,804 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ je měrná hmota vodní páry při 0°C a $0,101 \text{ MPa}$

3.4. Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva pro hodnoty ($t = 500\text{ °C}$; $\alpha = 1,3$; $f = 1,0180$)

$$I_{SP} = I_{SP\min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ\min} + I_P$$

$$I_{SP} = 4518,4726 + (1,3 - 1) \cdot 3135,1826 = 4518,4672 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4-1)$$

Entalpie minimálního množství spalin:

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

$$I_{SP\min} = 0,8225 \cdot 994 + 0,0048 \cdot 1070 + 3,6114 \cdot 666 + 1,5989 \cdot 795 + 0,0421 \cdot 465 \quad (3.4-2)$$

$$I_{SP\min} = 4518,4672 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{VZ\min} = O_{VZ\min}^S \cdot (c \cdot t)_{VZ} = 4,5720 \cdot 1,3715 \cdot 500 = 3135,1826 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4-3)$$

Měrné teplo vzduchu se určí výpočtem:

$$c = c_S + 0,0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} = 1,3430 + 0,0016 \cdot 11,1926 \cdot 1,5900 = 1,3715 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.4-4)$$

kde "d" se určí výpočtem:

$$d = (f - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = (1,0180 - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = 11,1926 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4-5)$$

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

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} \quad - \text{nerovnost nebyla splněna, takže } I_p = 0 \text{ neuvažují.} \quad (3.4-6)$$

$$4,2 > \frac{6 \cdot 17900}{41,8 \cdot 50} = 51,3875$$

$X_p = 50\%$ voleno podle [1]

Pro další výpočty entalpií, při jiných teplotách, bereme hodnoty entalpií složek spalin, měrné teplo suchého vzduchu c_s a měrné teplo vodní páry c_{H_2O} z tabulky (tab. 3-2).

Tab. 3-2 Entalpie složek spalín a měrné teplo

Teplota	Entalpie složek spalín					Měrné teplo	
t [°C]	i _{CO₂} [kJ·m ⁻³]	i _{N₂} [kJ·m ⁻³]	i _{H₂O} [kJ·m ⁻³]	i _{SO₂} [kJ·m ⁻³]	i _{Ar} [kJ·m ⁻³]	c _S [kJ·m ⁻³ K ⁻¹]	c _{H₂O} [kJ·m ⁻³ K ⁻¹]
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	1 070	465	1,343	1,590
600	1 225	804	969	1 310	557	1,356	1,615
700	1 462	948	1 149	1 550	650	1,371	1,641
800	1 705	1 094	1 334	1 800	743	1,384	1,688
900	1 952	1 240	1 526	2 050	834	1,398	1,696
1000	2 204	1 392	1 723	2 305	928	1,410	1,723
1500	3 504	2 166	2 779	3 590	1 390	1,462	1,853
1600	3 769	2 325	3 002	3 838	1 577	1,471	1,876

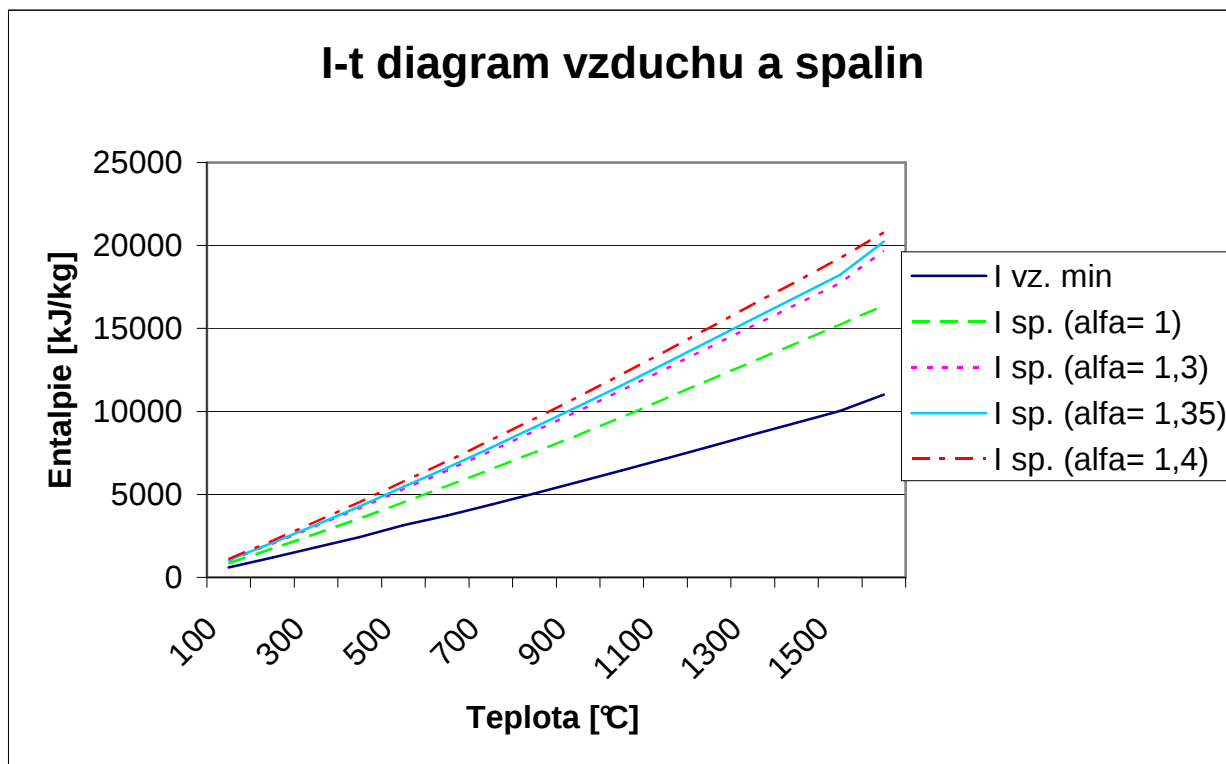
Pozn.:(Tab.3-2) sestavena podle hodnot z [1]

Vypočtené výsledky entalpií, při různých hodnotách teploty, jsou uvedeny v tabulce (Tab. 3-3). Dle vypočtených hodnot v (Tab.3-3) je zkonstruován I-t diagram vzduchu a spalín (Obr. 3-1) a to pro všechny přebytky vzduchu, včetně minimálních hodnot.

Tab. 3-3 I-t tabulka vzduchu a produktů spalování

t [°C]	$I_{\text{vz min}}$ [kJ·kg ⁻¹]	$I_{\text{sp min}}$ [kJ·kg ⁻¹]	$I_{\text{sp}}(\alpha = 1)$ [kJ·kg ⁻¹]	$I_{\text{sp}}(\alpha=1,3)$ [kJ·kg ⁻¹]	$I_{\text{sp}}(\alpha=1,35)$ [kJ·kg ⁻¹]	$I_{\text{sp}}(\alpha=1,4)$ [kJ·kg ⁻¹]
100	606,7	853,9	853,9	1 035,9	1 066,3	1 096,6
200	1 220,0	1 728,3	1 728,3	2 094,3	2 155,3	2 216,3
300	1 844,3	2 630,3	2 630,3	3 183,6	3 275,8	3 368,0
400	2 481,7	3 558,7	3 558,7	4 303,2	4 427,3	4 551,4
500	3 135,2	4 518,5	4 518,5	5 459,0	5 615,8	5 772,5
600	3 799,1	5 490,0	5 490,0	6 629,8	6 819,7	7 009,7
700	4 481,8	6 497,9	6 497,9	7 842,4	8 066,5	8 290,6
800	5 172,7	7 525,9	7 525,9	9 077,7	9 336,3	9 594,9
900	5 877,5	8 568,3	8 568,3	10 331,5	10 625,4	10 919,3
1000	6 587,6	9 644,6	9 644,6	11 620,9	11 950,3	12 279,7
1500	10 253,9	15 223,0	15 223,0	18 299,2	18 811,9	19 324,6
1600	11 006,4	16 380,7	16 380,7	19 682,7	20 233,0	20 783,3

3.5. I-t diagram vzduchu a spalin



Obr. 3-1 I-t diagram vzduchu a spalin, pro různé hodnoty přebytku vzduchu bez recirkulace

4. Výpočet ohniště

4.1. Výpočet teploty v ohništi bez uvažování recirkulace:

$$I_{SP} = \frac{Q_{VZ} + Q_{PV}}{O_{SP} \cdot M_{PV}} = \frac{220,1820 + 25918,7237}{7,4758 \cdot 1,4480} = 2414,7245 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (4.1-1)$$

$$Q_{PV} = M_{PV} \cdot Q_i^r = 1,4480 \cdot 17900 = 25918,7237 \text{ kW} \quad (4.1-2)$$

skutečné množství vzduchu

$$Q_{VZ} = O_{VZ} \cdot M_{PV} \cdot I_{VZ} = 6,0506 \cdot 1,4480 \cdot 25,1319 = 220,1820 \text{ kW} \quad (4.1-3)$$

$$I_{VZ} = c \cdot t = 1,257 \cdot 20 = 25,1319 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (4.1-4)$$

$$t_{VZ} = 20^\circ \text{C} \quad \text{- teplota vzduchu}$$

$$c_{VZ} = 1,257 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad \text{- měrné teplo vlhkého vzduchu (tab.4-1)}$$

Výpočet entalpií spalín

Procentuální objemové složení jednotlivých složek spalín:

$$p_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,8225}{7,4758} = 0,1100 \quad (4.1-5)$$

$$p_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,0048}{7,4758} = 0,0006 \quad (4.1-6)$$

$$p_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{SP}} = \frac{3,6114}{7,4758} = 0,4831 \quad (4.1-7)$$

$$p_{Ar} = \frac{O_{Ar}}{O_{SP}} = \frac{0,0421}{7,4758} = 0,0056 \quad (4.1-8)$$

$$p_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{1,5989}{7,4758} = 0,2139 \quad (4.1-9)$$

$$p_{VZ} = \frac{(\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min}}{O_{SP}} = \frac{(1,3 - 1) \cdot 4,6543}{7,4758} = 0,1868 \quad (4.1-10)$$

Entalpie spalín pro teplotu 1000 °C

$$\begin{aligned} I_{SP1000} &= \sum p_i \cdot i_i = p_{N_2} \cdot i_{N_2} + p_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + p_{Ar} \cdot i_{Ar} + p_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + p_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + p_{VZ} \cdot c_{VZ} \cdot t = \\ &= 0,4831 \cdot 1392 + 0,1100 \cdot 2204 + 0,0056 \cdot 928 + 0,0006 \cdot 2305 + 0,2139 \cdot 1723 + 0,1868 \cdot 1,495 \cdot 1000 \\ &= 1559,2210 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned} \quad (4.1-11)$$

Entalpie spalín pro teplotu 1600 °C

$$\begin{aligned} I_{SP1600} &= \sum p_i \cdot i_i = p_{N_2} \cdot i_{N_2} + p_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + p_{Ar} \cdot i_{Ar} + p_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + p_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + p_{VZ} \cdot c_{VZ} \cdot t = \\ &= 0,4831 \cdot 2325 + 0,1100 \cdot 3769 + 0,0056 \cdot 1577 + 0,0006 \cdot 3838 + 0,2139 \cdot 3002 + 0,1868 \cdot 1,505 \cdot 1600 \\ &= 2640,7915 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned} \quad (4.1-11)$$

4.2. Recirkulace spalin

Část proudu spalin se vrací zpět do ohniště.

Koeficient recirkulace:

$$r = \frac{O_r}{O_{sp.od}} = \frac{0,9982}{7,4758} = 0,1335 \quad (4.2-1)$$

O_r , $O_{sp.od}$ - objemy spalin na 1 kg paliva odebíraných na recirkulaci a v místě odběru bez vlivu na recirkulaci.

Objemy spalin v kterémkoliv bodě traktu od místa zavedení spalin až do místa jejich odběru bude:

$$O_{spr1,3} = O_{sp} + r \cdot O_{sp.od} = 7,4758 + 0,1335 \cdot 7,7085 = 8,5051 m^3 / kg \text{ spalovací komoru} \quad (4.2-2)$$

$$O_{spr1,35} = O_{sp} + r \cdot O_{sp.od} = 7,7085 + 0,1335 \cdot 7,7085 = 8,7378 m^3 / kg \text{ konec kotle} \quad (4.2-3)$$

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

Entalpie spalin v místě jejich zavedení do traktu po smíšení bude:

$$I_{SPr ec} = \frac{Q_c}{O_{SPr ec} \cdot M_{pv}} = \frac{26493,7049}{8,7378 \cdot 1,4695} = 2275,9903 kJ / m^3 \quad (4.2-4)$$

Q_c - celkové teplo uvolněné v ohništi (4.3-1)

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného (5.3-3)

$O_{SPr ec}$ - objemy spalin (4.2-3)

Této entalpii odpovídá teplota po smíšení $t=1396,7^\circ C$

4.3. Teplo uvolněné v ohništi

Celkové teplo dodané ohništi

$$Q_c = Q_p + Q_{vz} + Q_{rec} \cdot r = 25918,7237 + 220,1820 + 2657,2006 \cdot 0,1335 = 26493,7049 kW \quad (4.3-1)$$

Q_{vz} - teplo přivedené do kotle se vzduchem (4.1-3)

Q_p - (4.1-2)

Q_{rec} - teplo recirkulovaných spalin (4.3-2)

Teplo recirkulovaných spalin:

$$Q_{rec} = O_{spr1,35} \cdot I_{sp.rec} \cdot M_{pv} = 8,7378 \cdot 210,0215 \cdot 1,4695 = 2657,2006 kW \quad (4.3-2)$$

I_{sprec} - Entalpie spalin po smíšení určena z (tab.4-1) pro $\vartheta_K = 150^\circ C$

4.4. Entalpie spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin

Množství vzduchu na konci kotle:

$$O_{vz} = (\alpha - 1) \cdot O_{vz \min} = (1,35 - 1) \cdot 4,6543 = 1,6290 m^3 / kg \quad (4.4-1)$$

Vzduch v ohništi:

$$O_{vzrec} = (\alpha - 1) \cdot O_{vz \min} + r \cdot O_{vz} = (1,3 - 1) \cdot 4,6543 + 0,1335 \cdot 1,6290 = 1,6138 m^3 / kg \quad (4.4-2)$$

Podíly složek:

$$p_{vz} = \frac{O_{vzrec}}{O_{s \text{ Pr}}} = \frac{1,6138}{8,7378} = 0,1847 \quad (4.4-3)$$

$$O_{CO2rec} = \underbrace{O_{SP} \cdot r \cdot p_{CO2}}_{\text{RECIRKULACE}} + \underbrace{O_{SP} \cdot p_{CO2}}_{\text{MN.VDÁNĚM MISTE}} = 7,4758 \cdot 0,1335 \cdot 0,1100 + 7,4758 \cdot 0,1100 = 0,9323 m^3 / kg \quad (4.4-4)$$

$$p_{CO2rec} = \frac{O_{CO2rec}}{O_{s \text{ Prec}}} = \frac{0,9323}{8,7378} = 0,1067 \quad (4.4-5)$$

$$O_{SO2rec} = O_{SP} \cdot r \cdot p_{SO2} + O_{SP} \cdot p_{SO2} = 7,4758 \cdot 0,1335 \cdot 0,0006 + 7,4758 \cdot 0,0006 = 0,0054 m^3 / kg \quad (4.4-6)$$

$$p_{SO2rec} = \frac{O_{SO2rec}}{O_{s \text{ Prec}}} = \frac{0,0054}{8,7378} = 0,0006 \quad (4.4-7)$$

$$O_{N2rec} = O_{SP} \cdot r \cdot p_{N2} + O_{SP} \cdot p_{N2} = 7,4758 \cdot 0,1335 \cdot 0,4831 + 7,4758 \cdot 0,4831 = 4,0936 m^3 / kg \quad (4.4-8)$$

$$p_{N2rec} = \frac{O_{N2rec}}{O_{s \text{ Prec}}} = \frac{4,0936}{8,7378} = 0,4685 \quad (4.4-9)$$

$$O_{Arrec} = O_{SP} \cdot r \cdot p_{Ar2} + O_{SP} \cdot p_{Ar2} = 7,4758 \cdot 0,1335 \cdot 0,0056 + 7,4758 \cdot 0,0056 = 0,0477 m^3 / kg \quad (4.4-10)$$

$$p_{Arrec} = \frac{O_{Arrec}}{O_{s \text{ Prec}}} = \frac{0,0477}{8,7378} = 0,0055 \quad (4.4-11)$$

$$O_{H2Orec} = O_{SP} \cdot r \cdot p_{H2O} + O_{SP} \cdot p_{H2O} = 7,4758 \cdot 0,1335 \cdot 0,2139 + 7,4758 \cdot 0,2139 = 1,8123 m^3 / kg \quad (4.4-12)$$

$$p_{H2Orec} = \frac{O_{H2Orec}}{O_{s \text{ Prec}}} = \frac{1,8123}{8,7378} = 0,2074 \quad (4.4-13)$$

Entalpie spalin pro teplotu 800 °C

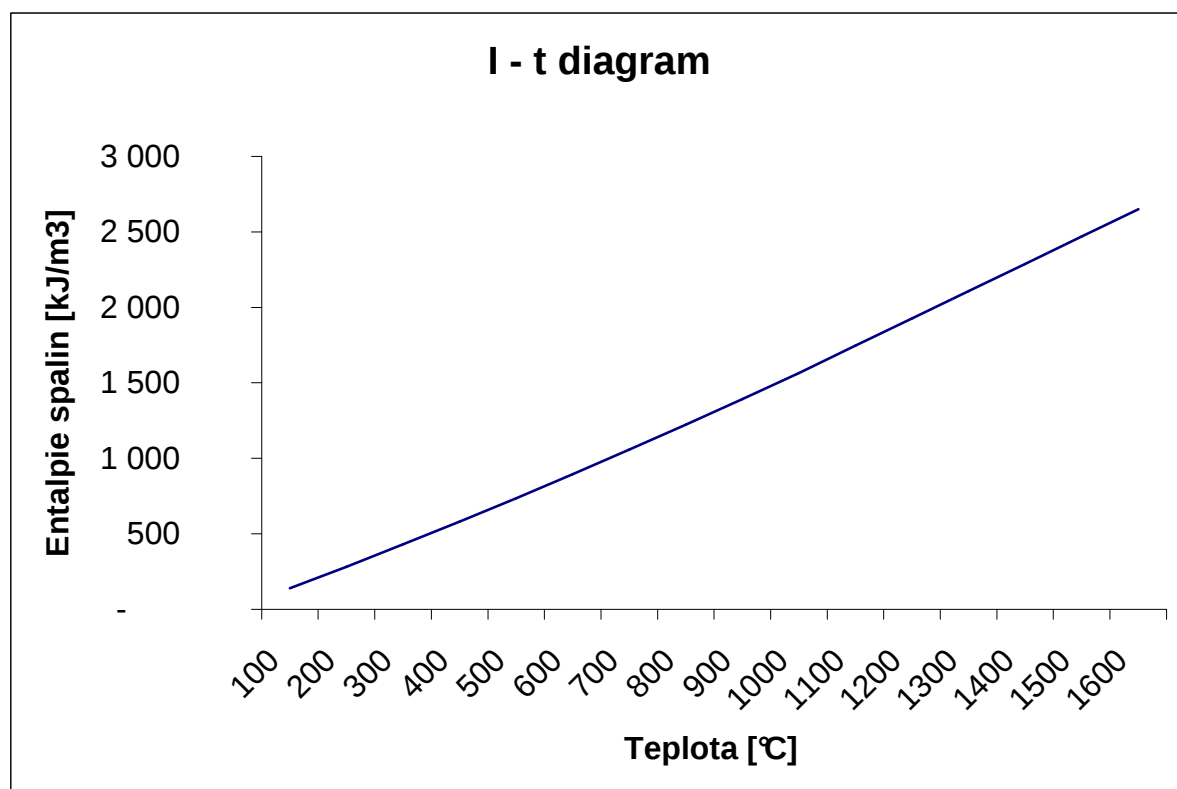
$$I_{s \text{ Prec}} = \sum \cdot p_{irec} \cdot i_i = \quad (4.4-14)$$

$$\begin{aligned} &= p_{N2rec} \cdot i_{N2} + p_{CO2rec} \cdot i_{CO2} + p_{Arrec} \cdot i_{Ar} + p_{SO2rec} \cdot i_{SO2} + p_{H2Orec} \cdot i_{H2O} + p_{vzrec} \cdot c_{vz} \cdot t \\ &= 0,4831 \cdot 1094 + 0,1100 \cdot 1705 + 0,0056 \cdot 743 + 0,0006 \cdot 1800 + 0,2139 \cdot 1334 + 0,1868 \cdot 1,414 \cdot 800 \\ &= 1223,0212 kJ / m^3 \end{aligned}$$

Tab. 4-1. Entalpie spalin při různých se zahrnutím recirkulovaných spalin

t [°C]	$I_{VZ\min}$ [kJ·m ³]
100	140
200	282
300	429
400	580
500	736
600	893
700	1 057
800	1 223
900	1 392
1000	1 565
1100	1 746
1200	1 927
1300	2 107
1400	2 288
1500	2 469
1600	2 650

4.5. I-t diagram se zahrnutím recirkulovaných spalin



Obr. 4-1 I-t diagram se zahrnutím necirkulovaných spalin

5. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

5.1. Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 17900 + 0 = 17900 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.1-1)$$

Q_i^r - výhřevnost paliva

i_p - fyzické teplo paliva

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

$$W_t^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (5.1-2)$$

$$5,8 \% \geq \frac{17900}{4,19} \cdot \frac{1}{150} = 28,48 \%$$

- podmínka je nedodržena $\Rightarrow i_p$ neuvažují

5.2. Ztráty kotle a tepelná účinnost

Tepelná účinnost kotle se odvíjí od tepelných ztrát. Z toho plyne, že tepelná účinnost kotle se vypočte pomocí tepelných ztrát kotle. Velikosti tepelných ztrát kotle, pro výpočet nového kotle, je nutné předem odhadnout. Pro další výpočty beru hodnoty tepelných ztrát z dané literatury a ze známých vztahů [1].

Při výpočtu kotle musíme počítat těchto pět základních ztrát:

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

5.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal)

Ztráta hořlavinou ve spalínách je dána chemickou nedokonalostí spalování, projevující se obsahem nespálených plynů CO , H_2 , CH_x eventuálně dalšími ve spalínách. Hodnotu ztráty chemickým nedopalem volím dle dokumentace [1].

$$z_{cn} = 0,5 \% \quad (5.2-1)$$

5.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích je způsobena obsahem uhlíku v těchto tuhých zbytcích. Množství tuhých zbytků odváděných z kotle ze spalovací komory a v úletu jsem určil z dané dokumentace [1].

$$z_c = z_{cs} + z_{cú} = 0,6226 + 0,8395 = 1,4621 \% \quad (5.2-2)$$

z_{cs} - ztráta ve škváře, nebo strusce

$z_{cú}$ - ztráta v úletu

Ztráta ve škváře, nebo strusce:

$$z_{cs} = \frac{C_s}{100 - C_s} \cdot \frac{x_s}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cs} = \frac{14}{100 - 14} \cdot \frac{50}{100} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 32600 = 0,6226 \% \quad (5.2-3)$$

Ztráta v úletu:

$$z_{cú} = \frac{C_{\acute{u}}}{100 - C_{\acute{u}}} \cdot \frac{x_{\acute{u}}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cú} = \frac{18}{100 - 18} \cdot \frac{50}{100} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 32600 = 0,8395 \% \quad (5.2-4)$$

C_i - procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků voleno [1]

x_i - procento popela v uvažovaném druhu tuhých zbytků voleno [1]

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 voleno podle [1]

($i = s, \acute{u}$) - škvára, úlet

5.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

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

$$z_f = z_{fs} + z_{fú} = 0,0764 + 0,0176 = 0,0941 \% \quad (5.2-5)$$

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

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

Ztráta fyzickým teplem ve škváře, nebo strusce:

$$z_{fs} = \frac{x_s}{100 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_s \cdot t_s = \frac{50}{100 - 14} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 0,934 \cdot 600 = 0,0764 \% \quad (5.2-6)$$

Ztráta fyzickým teplem v úletu:

$$z_{fú} = \frac{x_{\acute{u}}}{100 - C_{\acute{u}}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{\acute{u}} \cdot t_{\acute{u}} = \frac{50}{100 - 18} \cdot \frac{4,2}{8566,6} \cdot 0,821 \cdot 150 = 0,0176 \% \quad (5.2-7)$$

c_i - měrné teplo tuhých zbytků popela

t_i - teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků voleno podle [1]

($i = s, \acute{u}$) - škvára, úlet

5.2.4 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. Hodnotu ztráty sdílením tepla do okolí volím dle dokumentace [1].

$$z_{so} = 1,2 \% \quad (5.2-8)$$

5.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Ztráta fyzickým teplem spalin je dána tepelnou energií odcházející v plynných spalinách. Tato ztráta je nejvýznamnější, protože nám nejvíce ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Má na ni rozhodující vliv teplota spalin za kotlem $t_{sp} = 150\text{ °C}$ a součinitel přebytku vzduchu $\alpha_k = 1,3$.

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{spr} - I_{vz}}{Q_p^p} = (100 - 1,4621) \cdot \frac{1565,1421 - 149,3735}{17900} = 7,7937\% \quad (5.2-9)$$

I_{spr} - entalpie spalin, při dané t_{sp} a α_k , $I_{spr} = 1565,1\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

I_{vz} - entalpie vzduchu, při dané teplotě okolí $t = 20\text{ °C}$ a $\alpha_k = 1,3$

Entalpie vzduchu

$$I_{vz} = \alpha_k \cdot I_{vz\min} = 1,3 \cdot 114,9 = 149,3734\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.2-10)$$

Entalpie spalin $I_{spr} = 1565,1\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

5.2.6 Tepelná účinnost kotle

Z vypočtených velikostí základních tepelných ztrát je možné určit tepelnou účinnost kotle nepřímou metodou podle [1].

$$\eta_k = 100 - \sum z = 100 - 11,05 = 88,95\% \quad (5.2-11)$$

$$\begin{aligned} \sum z &= z_{cn} + z_c + z_f + z_{so} + z_k \\ \sum z &= 0,50 + 1,4621 + 0,0941 + 1,20 + 7,7937 = 11,05\% \end{aligned} \quad (5.2-12)$$

5.3. Výrobní teplo páry a množství paliva

5.3.1 Výrobní teplo páry

Výrobní teplo páry (tepelný výkon kotle):

$$Q_v = M_p \cdot (i_p - i_{nv}) = 8,33 \cdot (3253 - 444,25) = 23396,8292\text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1} = 23,39\text{ MW} \quad (5.3-1)$$

M_p - parní výkon kotle $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

i_{pp} - entalpie přehřáté páry při 4,5 MPa, 420 °C

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

5.3.2 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_{pp} = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{23396,82}{17900 \cdot \frac{88,95}{100}} = 1,4695\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 5,29\text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \quad (5.3-2)$$

Množství paliva skutečně spáleného (výpočtové):

$$M_{pv} = M_{pp} \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 1,4695 \cdot \left(1 - \frac{1,4621}{100}\right) = 1,4480\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 5,21\text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \quad (5.3-3)$$

6. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Pro výpočet spalovací komory byly zvoleny následující rozměry dle doporučených odborných podkladů od konzultanta vychází se z plošného zatížení roštu volím $1,9 \text{ MW/m}^2$ a podle [1].

Rozměry spalovací komory:

Přední strana (a).....2,80 m

Boční strana (b).....4,96 m

Výška (c).....11 m

Plošné zatížení roštu voleno $1,9 \text{ MW/m}^2$

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_o} \Rightarrow S_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{1,4695 \cdot 17900}{1900} = 13,8439 \text{ m}^2 \quad (6-1)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

Účinná sálavá plocha stěn ohniště se určí jako spojitá výhřevná plocha, která je ekvivalentní skutečné nezanesené a nezakryté výhřevné ploše.

$$F_{us} = F_{st} \cdot x_{st} = [2 \cdot (a \cdot c) + 2 \cdot (b \cdot c) + (a \cdot b)] \cdot x_{st} \quad (6-2)$$

$$F_{us} = 184,60 \cdot 0,95 = 175,3776 \text{ m}^2$$

F_{st} - plocha trubkované stěny včetně výstupního otvoru

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

Plocha trubkované stěny včetně výstupního otvoru:

$$F_{st} = [2 \cdot (a \cdot c) + 2 \cdot (b \cdot c) + (a \cdot b)]$$

$$F_{st} = [2 \cdot (2,80 \cdot 11) + 2 \cdot (4,96 \cdot 11) + (2,80 \cdot 4,96)] = 184,60 \text{ m}^2 \quad (6-3)$$

Předběžný průřez ohniště:

$$S_o = a \cdot b = 2,80 \cdot 4,96 = 13,888 \text{ m}^2 \quad (6-4)$$

S_o - liší se minimálně viz plošné zatížení vztah (6-1)

Aktivní objem ohniště:

$$V_o = a \cdot b \cdot c = 2,80 \cdot 4,96 \cdot 11 = 152,7680 \text{ m}^3 \quad (6-5)$$

6.1. Tepelný výpočet ohniště

Tepelný výpočet ohniště je založen na použití teorie podobnosti v tepelných procesech ve spalovací komoře. Vzorce pro výpočet zahrnují závislosti poměrné teploty spalin na výstupu z ohniště s Boltzmannovým číslem B_o , stupněm černosti ohniště a_o a součinitelem M , který charakterizuje průběh teploty po výšce ohniště, a to poměrnou výšku ohniště, ve které se nachází maximální hodnota teploty plamene [1].

6.1.1 Teplota spalin na výstupu z ohniště

Poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště:

$$\Theta_o = \frac{T_o}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}} \quad (6.1-1)$$

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

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

Teplota spalin na výstupu z ohniště :

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}} - 273 \quad (6.1-2)$$

Teoretická teplota ϑ_a [°C] se určí z užitečného tepla uvolněného při spalování I_u [kJ / kg], 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. Teplota $\vartheta_o = 800$ °C byla zvolena. S jejím využitím byly vypočítány potřebné parametry a s použitím rovnice (5.1-2) koncová teplota dopočítána. Vypočtená hodnota by se neměla od zvolené hodnoty lišit o více než ± 20 °C. Pokud se liší, je nutné výpočet opakovat s použitím jiné zvolené hodnoty, dokud není tolerance splněna [1].

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1580,20 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7362}{0,5618} \right)^{0,6}} - 273,15 = 820,97 \text{ °C} \quad (6.1-3)$$

6.1.2 Součinitel M

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

$$M = 0,59 - (0,5 \cdot x_o) = 0,59 - (0,5 \cdot 0) = 0,59 \quad (6.1-4)$$

Poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene:

$$x_o = \frac{x_h}{x_o} = \frac{0}{14,5} = 0 \quad (6.1-5)$$

x_h - výška hořáků 0 použitý rošt voleno podle [1]

x_o - výška ohniště

6.1.3 Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,9867 \cdot 1,4480 \cdot 11,2610}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4275 \cdot 184,6080 \cdot 1580,2^3} = 0,5618 \quad (6.1-6)$$

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného (5.3-3)

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště (6-3)

$\overline{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn (6.1-11)

$\overline{O_{sp}} \cdot C$ - střední celkové měrné teplo spalin (6.1-8)

T_a - teoretická teplota plamene [K]

φ - součinitel uchování tepla (6.1-7)

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

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} = 1 - \frac{1,20}{88,95 + 1,20} = 0,9867 \quad (6.1-7)$$

z_{so} - ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením (5.2-8)

η_k - tepelná účinnost kotle (5.2-11)

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{sp}} \cdot C = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} = \frac{18156,3305 - 9607,0}{1580,2 - 820,97} = 11,2610 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.1-8)$$

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře (6.1-9)

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

ϑ_o - teplota spalin na výstupu z ohniště

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

6.1.4 Užitečné teplo uvolněné v ohništi

Užitečné teplo uvolněné v ohništi:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_c - z_{fs}}{100 - z_c} + Q_{vz} + r \cdot I_{spr} \quad (6.1-9)$$

$$I_u = 17900 \cdot \frac{100 - 0,50 - 1,4621 - 0,0764}{100 - 1,4621} + 2155,02 + 0,1335 \cdot 1565,1 = 18156,3305 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Q_p^p - teplo přivedené do kotle (5.1-1)

Q_{vz} - teplo přivedené do kotle se vzduchem (6.1-10)

z_{cn} - ztráta hořlavinou ve spalinách (5.2-1)

z_c - ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (5.2-2)

z_{fs} - ztráta fyzickým teplem ve škváře, nebo strusce (5.2-6)

r - koeficient recirkulace (4.2-1)

I_{spr} - entalpie spalin pro 150 °C tab. (4-1)

Teplo přivedené do kotle se vzduchem:

$$Q_{vz} = \frac{Q_{vz}}{M_{pv}} = \frac{220,1820}{1,4480} 152,0622 \text{ kJ/kg} \quad (6.1-10)$$

Q_{vz} - teplo přivedené do kotel se vzduchem

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného

6.1.5 Součinitel tepelné efektivity stěn**Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn:**

$$\bar{\psi} = x_{st} \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275 \quad (6.1-11)$$

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

$\xi = 0,45$ - součinitel zanesení stěn ohniště voleno podle [1] a konzultace

6.1.6 Stupeň černosti ohniště**Stupeň černosti ohniště pro roštové ohniště:**

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (6.1-12)$$

$$a_o = \frac{0,5069 + (1 - 0,5069) \cdot \frac{13,8880}{184,6080}}{1 - (1 - 0,5069) \cdot (1 - 0,4275) \cdot \left(1 - \frac{13,8880}{184,6080}\right)} = 0,7362$$

a_{pl} - efektivní stupeň černosti plamene (6.1-14)

R - plocha hořící vrstvy na roštu (6.1-13)

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště (6-3)

$\bar{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn (6.1-11)

Plocha hořící vrstvy na roštu:

$$R = a \cdot b = 2,80 \cdot 4,96 = 13,880 \text{ m}^2 \quad (6.1-13)$$

Efektivní stupeň černosti plamene v jakémkoli prostředí v ohništi:

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(2,3502 \cdot 0,101 \cdot 2,9791)} = 0,5069 \quad (6.1-14)$$

k - součinitel zeslabení sálání (6.1-15)

p - tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku v ohništi $p = 0,101 \text{ MPa}$

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy (6.1-19)

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (6.1-15)$$

$$k = 2,0441 + 0,1561 + (10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03) = 2,3502 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

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

$k_p \cdot \mu$ - součinitel zeslabení popílkovými částicemi

hodnoty $k_k = 1$, $\chi_1 = 0,5$, $\chi_2 = 0,03$ voleny podle [1]

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6.1-16)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 2,9791}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{800 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,32 = 2,0441 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{sp} - objemová část tříatomových plynů (3.3-5)

T_o - teplota na konci ohniště

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy

p_{sp} - celkový parciální tlak

Celkový parciální tlak:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,3278 = 0,0331 \quad (6.1-17)$$

r_{sp} - součet objemových částí tříatomových prvků (3.3-5)

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

Součinitel zeslabení popílkovými částicemi:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1076,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,8091 = 0,1561 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (6.1-18)$$

μ - koncentrace popílku ve spalínách (3.3-6)

$d = 20 \mu\text{m}$ - střední efektivní průměr částicek 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:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{152,7680}{184,6080} = 2,9791 \text{ m} \quad (6.1-19)$$

V_o - aktivní objem ohniště (6-5)

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště (6-3)

6.2. Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

6.2.1 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0,9867 \cdot (18156,3305 - 9607,0) = 8435,5147 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.2-1)$$

φ - součinitel uchování tepla (6.1-7)

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře (5.1-9)

I_o - entalpie spalin na výstupu z ohniště pro $\vartheta_o = 821^\circ\text{C}$, α_o (tab. 3-3)

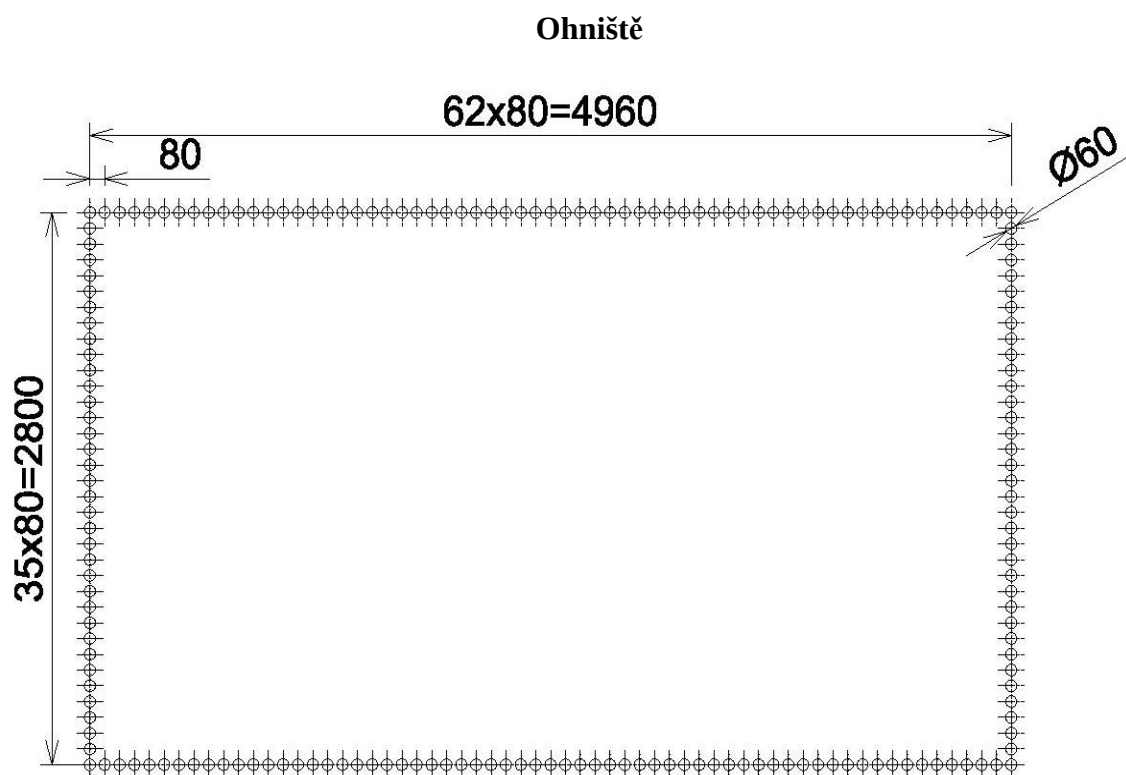
6.2.2 Střední tepelné zatížení stěn ohniště

$$\bar{q} = \frac{Q_s \cdot M_{pv}}{F_{\dot{u}s}} = \frac{8435,5147 \cdot 1,4480}{175,3776} = 69,6463 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (6.2-2)$$

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného (5.3-3)

$F_{\dot{u}s}$ - účinná sálavá plocha stěn ohniště (6-2)

6.3. Schéma ohniště



Obr. 6-1 Schéma ohniště

7. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH

Pro návrh teplosměnných ploch bylo vycházeno z požadavků na výstupní parametry páry, pro kterou byl kotel navržen. Hlavními určujícími parametry jsou: množství páry 30 t/h, teplota výstupní páry 420 °C, tlak páry na výstupu 4,5 MPa, teplota napájecí vody 105 °C, teplota odchozích spalin za kotlem cca 150 °C. Pro zjednodušení návrhu byla vypracována tepelná bilance na straně páry, vody, tak na straně spalin.

7.1. Tlak napájecí vody

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

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{př II} + \Delta p_{př I} + \Delta p_{pl} + \Delta p_{zv} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{EKO}$$

$$p_{nv} = 4,5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 + 0 + 0,5 = 5,5 \text{ MPa} \quad (7.1-1)$$

Pro tento tlak a danou teplotu

$$t_{nv} = 105^\circ\text{C} \text{ byla odečtena entalpie napájecí vody } i_{nv} = 444,257 \text{ kJ / kg viz [2]}$$

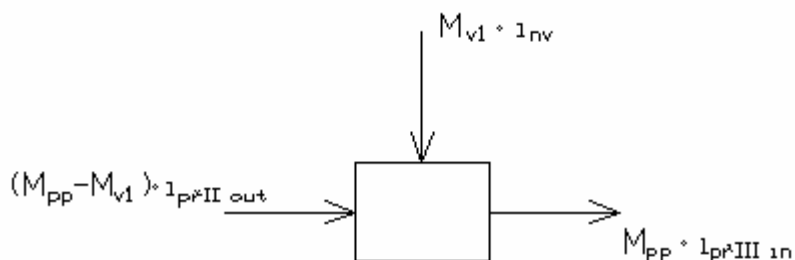
7.2. Rozvržení tepelného výkonu kotle na výhřevné plochy

7.2.1 PŘEHŘÍVÁK III

Výstupní teplota:	$t_{III.out} = 420^\circ\text{C}$	
Výstupní tlak:	$p_{III.out} = 4,5 \text{ MPa}$	
Výstupní entalpie:	$i_{pp} = 3253,52 \text{ kJ / kg}$ viz [2]	
Entalpický spád	$\Delta i_{př III} = 250 \text{ kJ / kg}$	
Vstupní entalpie:	$i_{př III.in} = i_{pp} - \Delta i_{př III} = 3253,52 - 250 = 3003,52 \text{ kJ / kg}$	(7.2-1)
Vstupní tlak:	$p_{III.in} = 4,65 \text{ MPa}$	
Vstupní teplota	$t_{př II.in} = 369,6^\circ\text{C}$ viz [2]	
Tepelný výkon	$Q_{př II} = M_{pp} \cdot \Delta i_{př II} = 8,3333 \cdot 250 = 2083,3333 \text{ kW}$	(7.2-2)

7.2.2 Přehřívák II

Na výstupu z tohoto přehříváku je umístěna regulace teploty přehřáté páry prováděna vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku je uvažováno 3 % z celkového množství přehřáté páry M_{pp} .



Obr. 7-1 Schéma 1. vstřiku do přehříváku II

Množství vstřiku: $M_{v1} = 0,030 \cdot M_{pp} = 0,030 \cdot 8,3333 = 0,25 \text{ kg / s}$

Bilanční rovnice: $(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{přII.out} + M_{v1} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{přIII.in}$

$$i_{přII.out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{přIII.in} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1}}$$

Výstupní entalpie:

$$i_{přII.out} = \frac{8,3333 \cdot 3003,52 - 0,250 \cdot 444,257}{8,3333 - 0,250} = 3082,6725 \text{ kJ / kg}$$

Výstupní teplota: $t_{přII.out} = 351,84^\circ\text{C}$ viz [2]

Výstupní tlak: $p_{přI.out} = p_{pp} + \Delta p_{přIII} = 4,5 + 0,15 = 4,65 \text{ MPa}$

Entalpický spád $\Delta i_{přII} = 227 \text{ kJ / kg}$

Vstupní entalpie: $i_{přI.in} = i_{přII.out} - \Delta i_{přI} = 3082,6725 - 227 = 2855,6725 \text{ kJ / kg}$ (7.2-3)

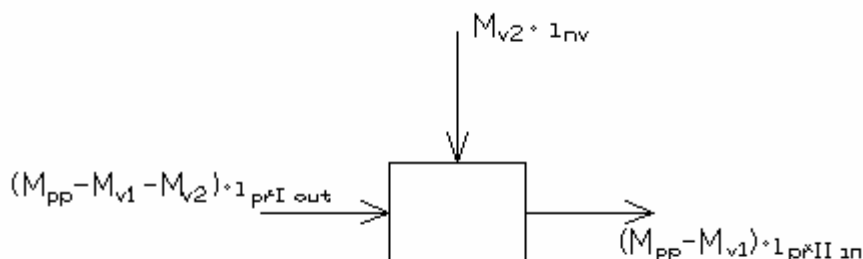
Vstupní tlak: $p_{přII.in} = p_{pp} + \Delta p_{přII} + \Delta p_{přI} = 4,5 + 0,15 + 0,15 = 4,8 \text{ MPa}$

Vstupní teplota $t_{přII.in} = 276,64^\circ\text{C}$ viz [2]

Tepelný výkon $Q_{přII} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot (i_{přI.out} - i_{přII.in}) =$
 $Q_{přII} = (8,3333 - 0,250) \cdot (3082,6725 - 2855,6725) = 1834,9167 \text{ kW}$ (7.2-4)

7.2.3 Přehřívák I

Na výstupu z tohoto přehříváku je umístěna regulace teploty přehřáté páry prováděna vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku je uvažováno 3 % z celkového množství přehřáté páry M_{pp} .



Obr. 7-2 Schéma 2. vstřiku do přehříváku I

$$\text{Množství vstřiku} \quad M_{v2} = 0,030 \cdot M_{pp} = 0,030 \cdot 8,3333 = 0,250 \text{ kg / s} \quad (7.2-5)$$

$$\text{Bilanční rovnice:} \quad (M_{pp} - M_{v1} + M_{v2}) \cdot i_{přI.out} + M_{v2} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{přII.in} \quad (7.2-6)$$

$$\text{Výstupní entalpie:} \quad i_{př.out} = \frac{(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{přII.in} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}} \quad (7.2-7)$$

$$i_{přI.out} = \frac{(8,3333 - 0,250) \cdot 2855,6275 - 0,250 \cdot 444,257}{8,3333 - 0,250 - 0,250} = 2932,6325 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Výstupní teplota:} \quad t_{II.out} = 298,81^\circ\text{C} \text{ viz [2]}$$

$$\text{Výstupní tlak:} \quad p_{př.out} = p_{pp} + \Delta p_{přII} + \Delta p_{přI} = 4,5 + 0,15 + 0,15 = 4,8 \text{ MPa}$$

$$\text{Entalpický spád} \quad \Delta i_{přII} = 200 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Vstupní tlak:} \quad p_{př.in} = p_{pp} + \Delta p_{přII} + \Delta p_{přI} + \Delta p_{pI} = 4,5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 = 4,95 \text{ MPa}$$

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{přI.in} = t_{zv.out} = 272,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Vstupní entalpie:} \quad i_{přI.in} = 2732,6325 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Teplný výkon} \quad Q_{přI} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{přI.out} - i_{přI.in}) \quad (7.2-8)$$

$$Q_{přI} = (8,3333 - 0,250 - 0,250) \cdot (2932,6325 - 2732,6325) = 1566,6667 \text{ kW}$$

7.2.4 Závěsné trubky

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

Vstupní teplota $t_{zv.in} = 263,94^{\circ}\text{C}$

Vstupní tlak: $p_{zv.in} = 5,0\text{MPa}$

Vstupní entalpie: $i_{zv.in} = 2794,0\text{kJ/kg}$ viz [2]

Výstupní teplota: $t_{zv.out} = 272,5^{\circ}\text{C}$

Výstupní tlak: $p_{zv.out} = 4,95\text{MPa}$

Výstupní entalpie: $i_{zv.out} = 2831,2156\text{kJ/kg}$ viz [2]

Tepelný výkon

$$Q_{zv} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{zv.out} - i_{zv.in}) \quad (7.2-9)$$

$$Q_{zv} = (8,3333 - 0,250 - 0,250) \cdot (2831,2156 - 2794,0) = 291,5219\text{kW}$$

7.2.5 Výparník

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

$$\begin{aligned} p_{vyp} &= p_{pp} + \Delta p_{př II} + \Delta p_{př I} + \Delta p_{pI} + \Delta p_{zv} \\ p_{vyp} &= 4,5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 = 5,0\text{MPa} \end{aligned} \quad (7.2-10)$$

Teplota sytosti $t_{syt} = 263,94^{\circ}\text{C}$ viz [2]

Entalpie pro sytou páru (výstup) $i'' = 2794,0\text{kJ/kg}$ viz [2]

Entalpie pro sytou kapalinu (vstup) $i' = 1154,64\text{kJ/kg}$ viz [2]

$$Q_{vyp} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i'' - i') \quad (7.2-11)$$

$$Q_{vyp} = (8,3333 - 0,250 - 0,250) \cdot (2794,0 - 1154,64) = 12841,6533\text{kW}$$

7.2.6 Ohřívák vody (Ekonomizér)

Výstupní tlak: $p_{EKO\ out} = 5,0\ MPa$

Vstupní tlak: $p_{EKO\ in} = 5,5\ MPa$

Uvažuji nedohřev vody v ekonomizéru vůči mezi sytosti $10\ ^\circ C$

Výstupní teplota: $t_{EKO.out} = 253,94^\circ C$

Vstupní teplota: $t_{EKO\ in} = t_{nv} = 105^\circ C$

Výstupní entalpie: $i_{EKO\ out} = 1104,0\ kJ / kg$ viz [2]

Tepelný výkon $Q_{EKO} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{EKO\ out} - i_{nv}) =$ (7.2-12)

$$Q_{EKO} = (8,3333 - 0,250 - 0,250) \cdot (1104,0 - 444,257) = 5167,9868\ kW$$

7.2.7 Celkové potřebné teplo

Určí se jako součet tepel jednotlivých částí kotle

$Q_c = Q_{př\ III} + Q_{př\ II} + Q_{př\ I} + Q_{zv} + Q_{vyp} + Q_{EKO} =$ (7.2-13)

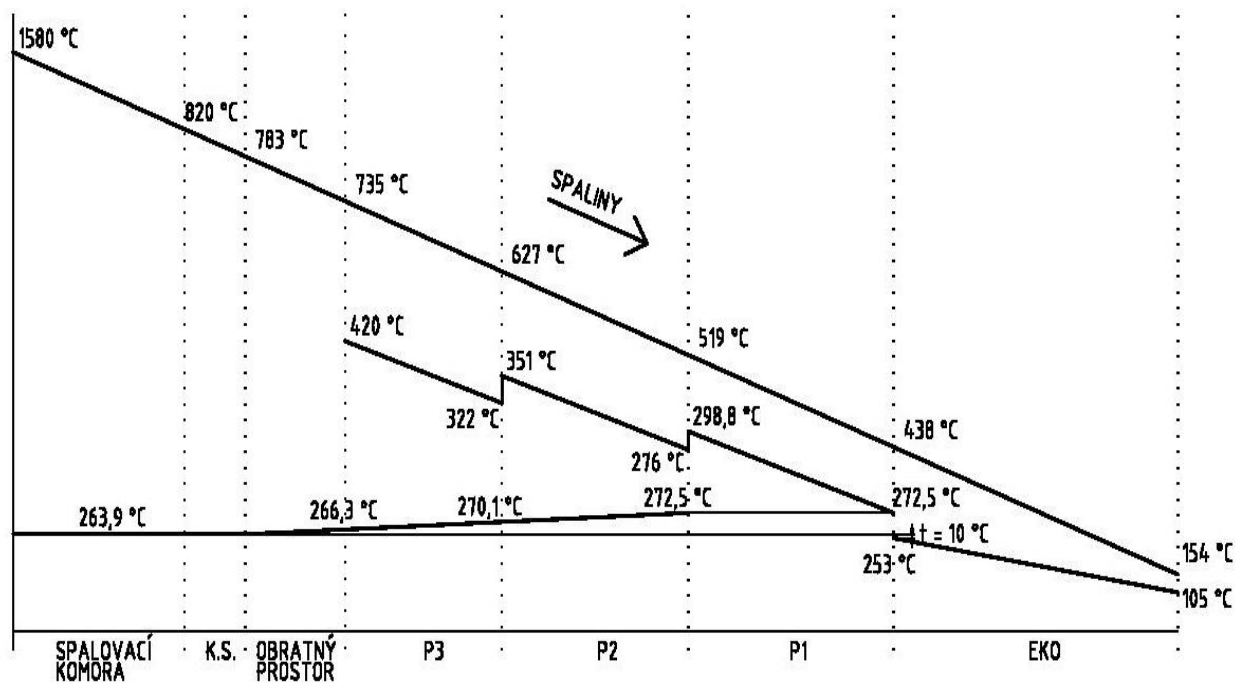
$$Q_c = 2083,3333 + 1834,9167 + 1566,6667 + 291,5219 + 12841,6533 + 5167,9868 = 23786,0787\ kW$$

7.2.8 Přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média

Teplosměnná plocha		Teplota $t\ [^\circ C]$	Tlak $P\ [MPa]$	Entalpie $i\ [kJ / kg]$	Entalpický spád $\Delta i\ [kJ / kg]$	Tepelný výkon $Q\ [kW]$
EKO	vstup	105	5,5	444,2	659,8	5167,9
	výstup	253,9	5	1104,0		
VYP	vstup	263,9	5	1154,6	1639,4	12 841,6
	výstup	263,9	5	2794,0		
Z.T	vstup	263,9	5	2794,0	37,2	291,5
	výstup	272,5	4,9	2831,2		
P I	vstup	272,5	4,9	2732,6	200	1566,6
	výstup	298,8	4,8	2932,6		
P II	vstup	276,6	4,8	2855,6	227	1834,9
	výstup	351,8	4,6	3082,6		
P III	vstup	369,6	4,6	3003,5	250	2083,3
	výstup	420	4,5	3253,5		

Tab. 7-1 přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média

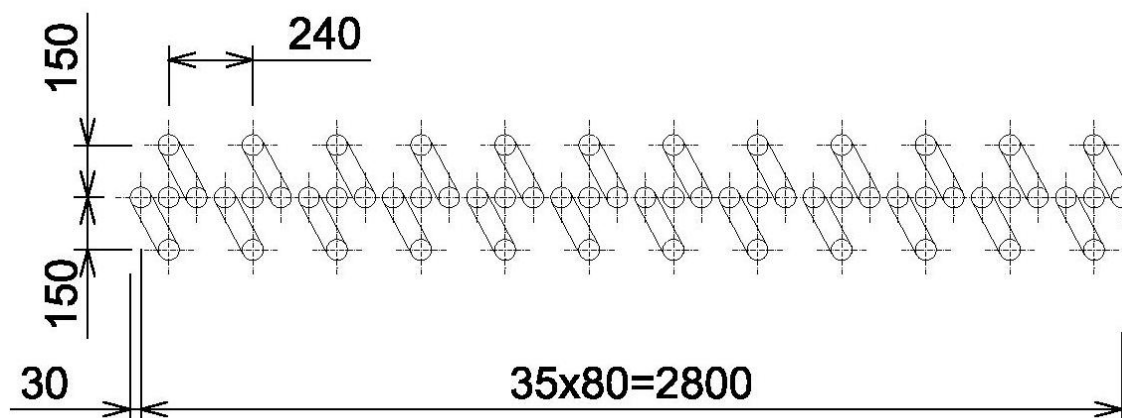
7.3. Pilový diagram



Obr. 7-3 Pilový diagram

8. Výpočet kotlového svazku (mříž)

Kotlový svazek, tvoří přechod mezi spalovací komorou a druhým tahem, je tvořen rozvolněním horní části zadní stěny spalovací komory, kterou tvoří membránová stěna. Rozvolnění je provedeno tak, že po výšce mříže není mezi trubkami praporek membránové stěny. Trubky jsou ve směru toku spalin navzájem přesazené tak, aby spaliny mohly proudit do druhého tahu



Obr. 8-1 Návrh a rozměry mříže.

8.1. Konstrukční výpočet

Teploty spalin: vstupní $t_1 = 820,9^\circ\text{C}$
výstupní $t_2 = 783,0^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin $t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{820,9 + 783,0}{2} = 801,9^\circ\text{C}$

Počet trubek v jedné řadě $z_1 = 15$

počet řad $z_2 = 3$

Průměr trubek tvořících membránovou stěnu $d = 0,06\text{m}$

Uvažuji rychlost proudění spalin $w_{sp} = 8\text{m/s}$ voleno podle [1]

Výpočet výšky rozvolnění:

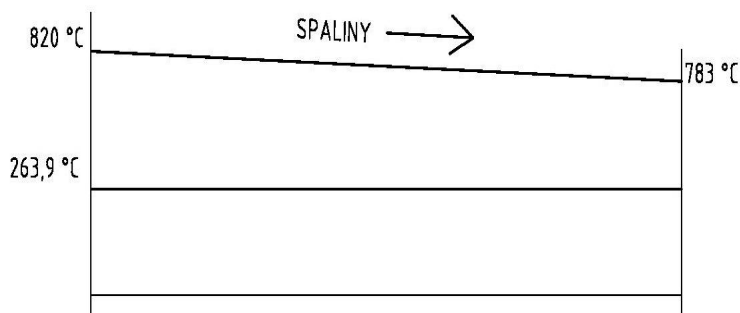
$$c = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{8,5051 \cdot 1,4480}{8 \cdot (2,8 - 15 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 801,98}{273} = 3,1903\text{m} \quad (8.1-1)$$

uvažuji výšku rozvolnění $c = 3,2\text{m}$

8.1.1 Přepočet rychlosti spalin protékajících mříží

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{c \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{8,5051 \cdot 1,4480}{3,2 \cdot (2,8 - 15 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 801,98}{273} = 7,9758\text{m/s} \quad (8.1-2)$$

8.2. Tepelný výpočet



Obr. 8-2

Součinitel přestupu tepla konvekcí, pro trubky za sebou a příčné proudění:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.2-1)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,88 \cdot 0,36 \cdot \frac{90,66 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{7,9758 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{131 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,5798^{0,33} = 55,5205 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

c_z - oprava na počet podélných řad

c_s - oprava na uspořádání svazku

$\lambda = 0,0906 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ - součinitel tepelné vodivosti

$\nu = 1,31 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s}$ - součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,5798$ - Prandtlovo číslo

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

Oprava na počet podélných řad:

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 0,7722^{0,1} = 0,3313 \quad (8.2-2)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{1,6667 - 1}{1,8634 - 1} = 1,871 \quad (8.2-3)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,1}{0,06} = 1,6667 \quad (8.2-4)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,1}{0,06} = 1,6667 \quad (8.2-5)$$

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 1,6667^2 + 1,6667^2} = 1,8634 \quad (8.2-6)$$

kde příčná rozteč $s_1 = 0,1 \text{ m}$

podélná rozteč $s_2 = 0,1 \text{ m}$

Oprava na počet podélných řad:

$$c_z = 4 \cdot z_2^{0,02} = 4 \cdot 3^{0,02} = 0,8889 \quad (8.2-7)$$

z_2 - počet řad

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny:

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

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2138 \cdot 1075,13^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{617,09}{1075,13}\right)^4}{1 - \frac{617,09}{1075,13}} = 28,5278 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

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

a - stupeň černosti ohniště (8.2-9)

T - teplota proudu spalin

T_z - absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-5,8899 \cdot 0,101 \cdot 0,4045} = 0,2138 \quad (8.2-9)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 17,9666 \cdot 0,3278 = 5,8899 \text{ 1} / \text{m} \cdot \text{Mpa} \quad (8.2-10)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (8.2-11)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,217}{3,16 \cdot \sqrt{0,033 \cdot 0,4045}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{801,98 + 273,15}{1000} \right) = 17,9666 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{sp} - objemová část tříatomových plynů (3.3-5)

$p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ - celkový parciální tlak (6.1-17)

s - účinná tloušťka sálové vrstvy

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,1}{0,06^2} - 1 \right) = 0,4045 \text{ m} \quad (8.2-12)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$t_z = t_{syt} + \Delta t = 263,9 + 80 = 343,94^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 617,09 \text{ K} \quad (8.2-13)$$

pro mříž na výstupu z ohniště $\Delta t = 80^\circ \text{C}$ z [1]

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 55,5205 + 28,5278 = 84,0483 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2-14)$$

Součinitel prostupu tepla:

Pro výparníkové plochy se určí dle následujícího vztahu

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{84,0483}{1 + 0,0068 \cdot 84,0483} = 53,4819 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2-15)$$

8.2.1 Teplosměnná plocha mříže

$$S = \pi \cdot d \cdot c \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 3,2 \cdot 15 \cdot 3 = 27,0477 \text{ m}^2 \quad (8.2-16)$$

8.2.2 Teplo, které odebere mříž spalinám

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 53,4819 \cdot 27,0477 \cdot 537,82 \cdot 10^{-3} = 777,9922 \text{ kW} \quad (8.2-17)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{557,03 - 519,06}{\ln \frac{557,03}{519,06}} = 537,82^\circ \text{C} \quad (8.2-18)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{syt}} = 820,9 - 263,94 = 557,03^\circ \text{C} \quad (8.2-19)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{syt}} = 783,0 - 263,94 = 519,06^\circ \text{C} \quad (8.2-20)$$

8.2.3 Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže

Teplo spalin na výstupu:

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q = 15\,434,4191 - 777,9922 = 14\,656,4269 \text{ kW} \quad (8.2-21)$$

Teplo vstupních spalin:

$$Q_{sp1} = I_{sp820^\circ \text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1253,2863 \cdot 8,5051 \cdot 1,4480 = 15434,4191 \text{ kW} \quad (8.2-22)$$

$$I_{sp820^\circ \text{C}} = 1253,2863 \text{ kJ} / \text{m}^3 \text{ entalpie vstupujících spalin viz (tab. 4.1)}$$

Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{14\,656,4269}{8,5051 \cdot 1,4480} = 1189,831 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (8.2-23)$$

a teplota výstupních spalin $t_{sp2} = 783^\circ \text{C}$ viz (tab. 4.1)

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší $0,02^\circ \text{C}$, což je přijatelné.

9. Výpočet II tahu kotle

9.1. Předběžný výpočet spalínového kanálu

Rozměr spalínového kanálu počítám pro membránové stěny a závěsné trubky

Vstup:

$$p_1 = 4,65 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 341,215^\circ\text{C}$$

$$v_1 = 54,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Výstup:

$$p_2 = 4,5 \text{ MPa}$$

$$t_2 = 420^\circ\text{C}$$

$$v_2 = 67,19 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz [2]

Střední měrný objem $\bar{v} = 60,91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Zvolil jsem výstupní rychlost páry $w_2 = 26 \text{ m/s}$.

Průřez pro páru:

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot \bar{v}}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{pp} \cdot \bar{v}}{w_2} = \frac{8,3333 \cdot 60,91 \cdot 10^{-3}}{26} = 0,0195 \text{ m}^2 \quad (9.1-1)$$

M_{pp} - je množství přehřáté páry.

Počet trubek:

$$n = \frac{4f}{\pi d_{vnitř}^2} = \frac{4 \cdot 0,0195}{\pi \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2} = 27,5982 \Rightarrow 28 \text{ trubek} \quad (9.1-2)$$

$$d_{vnitř} = D - 2 \cdot s = 38 - 2 \cdot 4 = 30 \text{ mm} \text{ je vnitřní průměr trubky} \quad (9.1-3)$$

Pro tento přehřívák použiji jednořadé uspořádání za sebou.

9.1.1 Rozměry spalínového kanálu:

Rozměr A:

$$A = (n-1)s_1 + 2 \cdot \frac{s_1}{2} = (28-1) \cdot 100 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot \frac{100 \cdot 10^{-3}}{2} = 28 \text{ m} \quad (9.1-4)$$

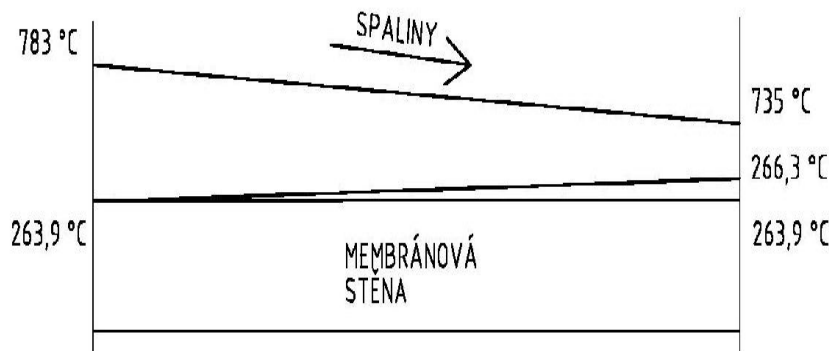
Zvolil jsem $A=2,8 \text{ m}$

Rozměr B:

Rozměr B jsem zvolil podle rozměru roštu $\Rightarrow B=2,88 \text{ m}$

10. Výpočet 1. části II. tahu

1. část II. tahu tvoří: membránové stěny a závěsné trubky.



Obr. 10-1

Rozměry kanálu:

$$a=2,8\text{m}$$

$$b=2,88\text{m}$$

$$h=3,45\text{m}$$

Teplota spalin: vstupní

$$t_1 = 783,0^\circ\text{C}$$

výstupní

$$t_2 = 735,0^\circ\text{C}$$

počet závěsných trubek $i=28$, závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4
tedy: vnější průměr trubky $d = 0,038\text{m}$ a vnitřní průměr trubky $d_v = 0,03\text{m}$

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{783,0 + 735,0}{2} = 759,0^\circ\text{C} \Rightarrow T = 1032,15\text{K} \quad (10-1)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{pr} = 2,8 \cdot 2,88 - 0,0318 = 8,0322\text{m}^2 \quad (10-2)$$

Příčná plocha závěsných trubek:

$$S_{pr} = i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 28 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 0,0318\text{m}^2 \quad (10-3)$$

10.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{8,5051 \cdot 1,4480}{8,0322} \cdot \frac{273 + 759,0}{273} = 5,7935\text{m} \quad (10.1-1)$$

10.2. Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.2-1)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,08707}{2,1853} \cdot \left(\frac{5,7935 \cdot 2,1853}{1,238 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,5841^{0,4} = 4,9726 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$\lambda = 0,08707 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ - součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s}$ - součinitel kinematické viskozity

$\text{Pr} = 0,5841$ - Prandtlovo číslo

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

Ekvivalentní průměr spalin a vypočte se:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 8,0322}{14,7027} = 2,1853 \text{ m} \quad (10.2-2)$$

Obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + i \cdot \pi \cdot d = 2 \cdot (2,88 + 2,8) + 28 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 14,7027 \text{ m} \quad (10.2-3)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním zaprášené spaliny:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (10.2-4)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4483 \cdot 1032,15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{668,348}{1032,15} \right)^4}{1 - \frac{668,348}{1032,15}} = 59,1358 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

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

$p = 0,101 \text{ MPa}$ - tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,2571 \cdot 0,1012 \cdot 6091} = 0,4483 \quad (10.2-5)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 6,8852 \cdot 0,3278 = 2,2571 \text{ 1} / \text{m} \cdot \text{MPa} \quad (10.2-6)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (10.2-7)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 2,6091}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1032,15}{1000} \right) = 6,8852 \text{ } 1/mMPa$$

r_{sp} - objemová část tříatomových plynů (3.3-5)

$p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ - celkový parciální tlak (6.1-17)

s - účinná tloušťka sálové vrstvy

p_{sp} , r_{sp} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 3,5 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,5 \cdot \frac{27,8208}{37,3200} = 2,6091m \quad (10.2-8)$$

Povrch stěn kanálu:

$$F_{st} = 2 \cdot a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b = 2 \cdot 2,88 \cdot 3,45 + 2,8 \cdot 3,45 + 2,88 \cdot 2,8 = 37,320m^2 \quad (10.2-9)$$

Objem sálající vrstvy:

$$V = a \cdot b \cdot h = 2,88 \cdot 2,8 \cdot 3,45 = 27,8208m^3 \quad (10.2-10)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 263,94 + 0,005 \cdot 26251,5538 = 395,1978^\circ C \Rightarrow T_z = 668,348K \quad (10.2-11)$$

kde $t_{syt} = 263,94^\circ C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005$ z [1]

Měrné zatížení 1. části II. tahu:

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{979,7080}{37,3200} \cdot 1000 = 26251,5538W / m^2 \quad (10.2-12)$$

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

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 8,5051 \cdot 1,4480 \cdot 79,5530 = 979,7080kW \quad (10.2-13)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp783^\circ C} - I_{sp735^\circ C} = 1189,8315 - 1110,2785 = 79,5530kJ / m^3 \quad (10.2-14)$$

hodnoty $I_{sp783^\circ C}$ a $I_{sp735^\circ C}$ pro příslušné teploty vzaty z (tab. 4.1)

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 7,5247 + 59,1358 = 66,6605W / m^2 \cdot K \quad (10.2-15)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{66,6605}{1 + 0,005 \cdot 66,6605} = 49,9966W / m^2 \cdot K \quad (10.2-16)$$

součinitel zanesení výhřevné plochy se určí z [1]

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny:

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 49,9966 \cdot 37,3200 \cdot 494,67 \cdot 10^{-3} = 922,9941 \text{ kW} \quad (10.2-17)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{519,06 - 471,06}{\ln \frac{519,06}{471,06}} = 494,67^\circ\text{C} \quad (10.2-18)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 783,0 - 263,94 = 519,06^\circ\text{C} \quad (10.2-19)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 735,0 - 263,94 = 471,06^\circ\text{C} \quad (10.2-20)$$

10.3. Výpočet závěsných trubek

Parametry páry

Teplota páry na vstupu $t_{zv,1} = 263,94^\circ\text{C}$

Teplota páry na výstupu $t_{zv,2} = 266,30^\circ\text{C}$

Tlak páry na vstupu $p_1 = 5,0 \text{ MPa}$

Tlak páry na výstupu $p_2 = 4,98 \text{ MPa}$

Měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0,0384 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0,0402 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]

Průtočné množství páry:

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,250 - 0,250 = 7,8333 \text{ kg} / \text{s} \quad (10.3-1)$$

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 28 = 0,0198 \text{ m}^2 \quad (10.3-2)$$

10.3.1 Rychlost prodění páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu_{stř}}{F_p} = \frac{7,8333 \cdot 0,0393}{0,0198} = 15,5516 \text{ m} / \text{s} \quad (10.3-3)$$

$\nu_{stř} = 0,0393 \text{ m}^3 / \text{kg}$ kde střední měrný objem

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.3-4)$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0550}{0,03} \cdot \left(\frac{15,5516 \cdot 0,03}{7,15 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,4260^{0,4} = 2180,6490 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr, λ , ν vzaty z [2]

Pr = 1,4260 - Prandtlovo číslo

$\nu = 7,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s}$ - součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0550 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ - součinitel tepelné vodivosti

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (10.3-5)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1735 \cdot 1032,15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{538,3057}{1032,15} \right)^4}{1 - \frac{538,3057}{1032,15}} = 18,9447 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

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

$p = 0,101 \text{ MPa}$ tlak v kotli

T - teplota proudu spalín

T_z - absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalín při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,9554 \cdot 0,101 \cdot 0,2372} = 0,1735 \quad (10.3-6)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 24,2671 \cdot 0,3278 = 7,9554 \text{ 1} / \text{m} \cdot \text{MPa} \text{ součinitel zeslabení sálání} \quad (10.3-7)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (10.3-8)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,2372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1032,15}{1000} \right) = 24,2671 \text{ 1} / \text{mMPa}$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{zv, stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 \quad (10.3-9)$$

$$t_z = 265,12 + \left(0,005 + \frac{1}{2180,6490} \right) \cdot \frac{1,4480 \cdot 52,0429}{11,5322} \cdot 10^3 = 265,16^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 538,31\text{K}$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005$

Střední teplota média v trubkách:

$$t_{zv, stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{266,30 + 263,94}{2} = 265,12^\circ\text{C} \quad (10.3-10)$$

Předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky:

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,8333}{1,4480} \cdot (2807 - 2797,38) = 52,0429\text{kJ} / \text{kg} \quad (10.3-11)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 3,45 \cdot 28 = 11,5322\text{m}^2 \quad (10.3-12)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 4,9726 + 18,9447 = 23,9172\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (10.3-13)$$

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

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 23,9172 = 14,3503\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (10.3-14)$$

Teplo které skutečně vezmou závěsné trubky:

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 14,3503 \cdot 11,5322 \cdot 493,45 \cdot 10^{-3} = 81,6615\text{kW} \quad (10.3-15)$$

 Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{519,06 - 468,70}{\ln \frac{519,06}{468,70}} = 493,45^\circ\text{C} \quad (10.3-16)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 783,0 - 263,94 = 519,06^\circ\text{C} \quad (10.3-17)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 735,0 - 266,30 = 468,70^\circ\text{C} \quad (10.3-18)$$

Přepočet výstupní entalpie spalin závěsných trubek:

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{81,6615 + 7,8333 \cdot 2797,38}{7,8333} = 2807,8049\text{kJ} / \text{kg} \quad (10.3-19)$$

Této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4,98\text{MPa}$ výstupní teplota $t_{zv2} = 266,18^\circ\text{C}$

entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z [2]

Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře

10.3.2 Přepočet spalín na výstupu z 1. části II. tahu

Celkové teplo odebrané v 1. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{zv} = 922,9941 + 81,6615 = 1004,6557 \text{ kW} \quad (10.3-20)$$

Teplo výstupních spalín

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 15053,8932 - 1004,6557 = 14049,2376 \text{ kW} \quad (10.3-21)$$

Teplo spalín vstupující do 1. části II. tahu:

$$Q_{sp1} = I_{sp783^\circ\text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1189,8315 \cdot 8,5051 \cdot 1,4480 = 15053,8932 \text{ kW} \quad (10.3-22)$$

$$I_{sp783^\circ\text{C}} = 1189,8315 \text{ kJ} / \text{m}^3 \text{ viz entalpie vstupujících spalín (tab. 4.1)}$$

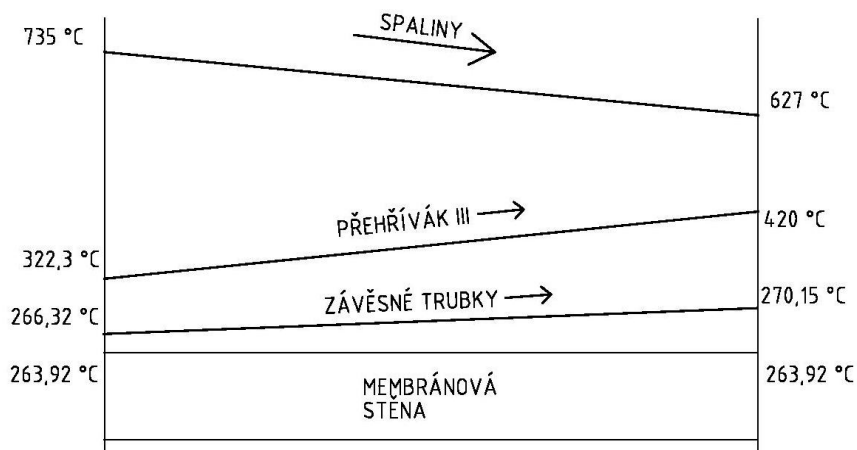
Teplu výstupních spalín odpovídá entalpie:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{14049,2376}{8,5051 \cdot 1,4480} = 1110,4254 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (10.3-23)$$

entalpii odpovídá teplota výstupních spalín $t_2 = 735,1^\circ\text{C}$ viz (tab. 4.1)
tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

11. Výpočet 2. části II. tahu

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



Obr. 11-1

11.1. Přehřívák 3 (PR3)

Rozměry kanálu:
 $a = 2,8\text{m}$
 $b = 2,88\text{m}$
 $h = 1,35\text{m}$

Teplota spalin
 vstupní $t_1 = 735,00^\circ\text{C}$
 výstupní $t_2 = 627,60^\circ\text{C}$

Svazek přehříváku III:

příčná rozteč $s_1 = 0,10\text{m}$
 podélná rozteč $s_2 = 0,09\text{m}$
 počet trubek v řadě $z_1 = 28$
 počet řad $z_2 = 16$
 počet závěsných trubek $i = 28$

Závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek je tvořen i svazek přehříváku. Uvažuji uspořádání, kdy dvě závěsné trubky drží vždy dvě trubky svazku.
 vnější průměr trubky $d = 0,038\text{m}$ a vnitřní průměr trubky $d_v = 0,03\text{m}$

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{735,00 + 627,60}{2} = 681,30^\circ\text{C} \Rightarrow T = 954,45\text{K} \quad (11.1-1)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,88 \cdot 2,8 - 2,9897 = 5,0743\text{m}^2 \quad (11.1-2)$$

Příčná plocha závěsných trubek:

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,78 \cdot 28 + 28 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 2,9897\text{m}^2 \quad (11.1-3)$$

11.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{8,5051 \cdot 1,4480}{5,0743} \cdot \frac{273 + 681,30}{273} = 8,4803\text{m} \quad (11.1-4)$$

11.2. Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (11.2-1)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0804}{0,2196} \cdot \left(\frac{8,4803 \cdot 0,2196}{10,81 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,5919^{0,4} = 16,7157 W / m^2 \cdot K$$

pro střední teplotu spalin t_{str} hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [1]

$\lambda = 0,0804 W / m \cdot K$ součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu = 10,81 \cdot 10^{-5} m^2 / s$ součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,5919$ Prandtlovo číslo

Ekvivalentní průměr spalin a vypočte se:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 5,0743}{92,4307} = 0,2196 m \quad (11.2-2)$$

Obvod kanálu:

$$O = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d \quad (11.2-3)$$

$$O = 2 \cdot (2,88 + 2,8) + 2 \cdot 28 \cdot (2,78 + 0,038) + 28 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 92,4307 m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (11.2-4)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1539 \cdot 954,45^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1070,03}{954,45} \right)^4}{1 - \frac{1070,03}{954,45}} = 32,8535 W / m^2 \cdot K$$

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

$p = 0,101 MPa$ tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,0231 \cdot 0,101 \cdot 0,1650} = 0,1539 \quad (11.2-5)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 30,5744 \cdot 0,3278 = 10,0231 \text{ } 1 / m \cdot Mpa \quad (11.2-6)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (11.2-7)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,1650}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{954,45}{1000} \right) = 30,5744 \text{ } 1/mMPa$$

p_{sp} , r_{sp} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,88} + \frac{1}{1,7880} + \frac{1}{0,10}} = 0,1650m \quad (11.2-8)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách:

$$t_z = t_{synt} + \varepsilon \cdot q = 263,94 + 0,005 \cdot 106589,7919 = 796,89^\circ C \Rightarrow T_z = 1070,04K \quad (11.2-9)$$

$t_{synt} = 263,94^\circ C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0050 m^2 \cdot K / W$

Měrné zatížení 2. části II. tahu:

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2165,0177}{20,3117} \cdot 1000 = 106589,7919 W / m^2 \quad (11.2-10)$$

Povrch stěn kanálu F_{st} :

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 1,7880 \cdot (2,88 + 2,8) = 20,3117 m^2 \quad (11.2-11)$$

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

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 8,5051 \cdot 1,4480 \cdot 175,8011 = 2165,0177 kW \quad (11.2-12)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp735^\circ C} - I_{sp627,6^\circ C} = 1110,3 - 934,5 = 175,8011 kJ / m^3 \quad (11.2-13)$$

příčemž hodnoty $I_{sp735^\circ C}$ a $I_{sp627^\circ C}$ pro příslušné teploty vzaty z (tab. 4.1)

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 16,7157 + 32,8535 = 49,5692 W / m^2 \cdot K \quad (11.2-14)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{49,5692}{1 + 0,005 \cdot 49,5692} = 39,7238 W / m^2 \cdot K \quad (11.2-15)$$

Teplo, které skutečně vezmou membránové stěny:

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 39,7238 \cdot 20,3117 \cdot 415,0466 \cdot 10^{-3} = 334,8833 kW \quad (11.2-16)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{471,06 - 363,66}{\ln \frac{471,06}{363,66}} = 415,0466 K \quad (11.2-17)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{syť}} = 735,00 - 263,94 = 471,06^\circ C \quad (11.2-18)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{syť}} = 627,60 - 263,94 = 363,66^\circ C \quad (11.2-19)$$

11.3. Výpočet přehříváku III

Parametry páry:

Teplota páry na vstupu $t_{p1} = 322,32^\circ C$

Teplota páry na výstupu $t_{p2} = 420^\circ C$

Tlak páry na vstupu $p_1 = 4,65 MPa$

Tlak páry na výstupu $p_2 = 4,5 MPa$

Měrný objem na vstupu $v_1 = 0,0528 m^3 / kg$

Měrný objem na výstupu $v_2 = 0,0672 m^3 / kg$

Průtočné množství páry $M_{pp} = 8,3333 kg / s$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz [2]

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 28 = 0,0198 m^2 \quad (11.3-1)$$

11.3.1 Rychlost prodění páry v trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{8,3333 \cdot 0,0600}{0,0198} = 25,2720 m / s \quad (11.3-2)$$

$v_{stř} = 0,060 m^3 / kg$ kde střední měrný objem

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (11.3-3)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0569}{0,03} \cdot \left(\frac{25,2720 \cdot 0,03}{13,92 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,0141^{0,4} = 1703,0479 W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr , λ , ν pro příslušné parametry páry vzaty z [2]

$Pr = 1,0141$ Prandtlovo číslo

$\nu = 13,92 \cdot 10^{-5} m^2 / s$ součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0569 W / m \cdot K$ součinitel tepelné vodivosti páry

11.3.2 Výrobní teplosměnná plocha P3

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,78 \cdot 28 \cdot 16 = 148,6813 m^2 \quad (11.3-4)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k^{P3} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (11.3-5)$$

$$\alpha_k^{P3} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0804}{0,038} \cdot \left(\frac{8,4803 \cdot 0,038}{10,81 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,5919^{0,33} = 64,5076 W / m^2 \cdot K$$

c_z - oprava na počet podélných řad

c_s - oprava na uspořádání svazku

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,100}{0,038} = 2,6316 \quad (11.3-6)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (11.3-7)$$

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

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

$\lambda = 0,0804 W / m \cdot K$ součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu = 10,81 \cdot 10^{-5} m^2 / s$ součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,5919$ Prandtlovo číslo

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (11.3-8)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1808 \cdot 954,45^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{644,40}{954,45} \right)^4}{1 - \frac{644,40}{954,45}} = 19,6695 W / m^2 \cdot K$$

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

$p = 0,101 MPa$ tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,3254 \cdot 0,101 \cdot 0,2372} = 0,1808 \quad (11.3-9)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 25,3958 \cdot 0,3278 = 8,3254 \text{ } 1 / m \cdot Mpa \quad (11.3-10)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (11.3-11)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,2372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{954,45}{1000} \right) = 25,3958 \text{ } 1/mMPa$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy (pro svazky z hladkých trubek):

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,10 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2372m \quad (11.3-12)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 \quad (11.3-13)$$

$$t_z = 371,16 + \left(0,0055 + \frac{1}{1703,0479} \right) \cdot \frac{1,4480 \cdot 2083,3333}{148,6813} \cdot 10^3 = 371,25^\circ C \Rightarrow T_z = 644,40K$$

teplo potřebné pro přehřívák III $Q_{přIII} = 2083,3333kW$ viz rovnice (7.2-2)

Střední teplota páry v trubkách:

$$t_{p.stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{322,32 + 420}{2} = 371,16^\circ C \quad (11.3-14)$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0055m^2 \cdot K / W$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 64,5076 + 19,6695 = 84,1770W / m^2 \cdot K \quad (11.3-15)$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 84,1770}{1 + \frac{84,1770}{1703,0479}} = 48,1274W / m^2 \cdot K \quad (11.3-16)$$

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

11.3.3 Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák III

$$S_{id} = \frac{Q_{přIII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{2083333}{48,1274 \cdot 298,49} = 145,0237m^2 \quad (11.3-17)$$

$Q_{přIII} = 2083,3333kW$ viz rovnice (7.2-2)

Δt je střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{412,68 - 207,60}{\ln \frac{412,68}{207,60}} = 298,49 K \quad (11.3-18)$$

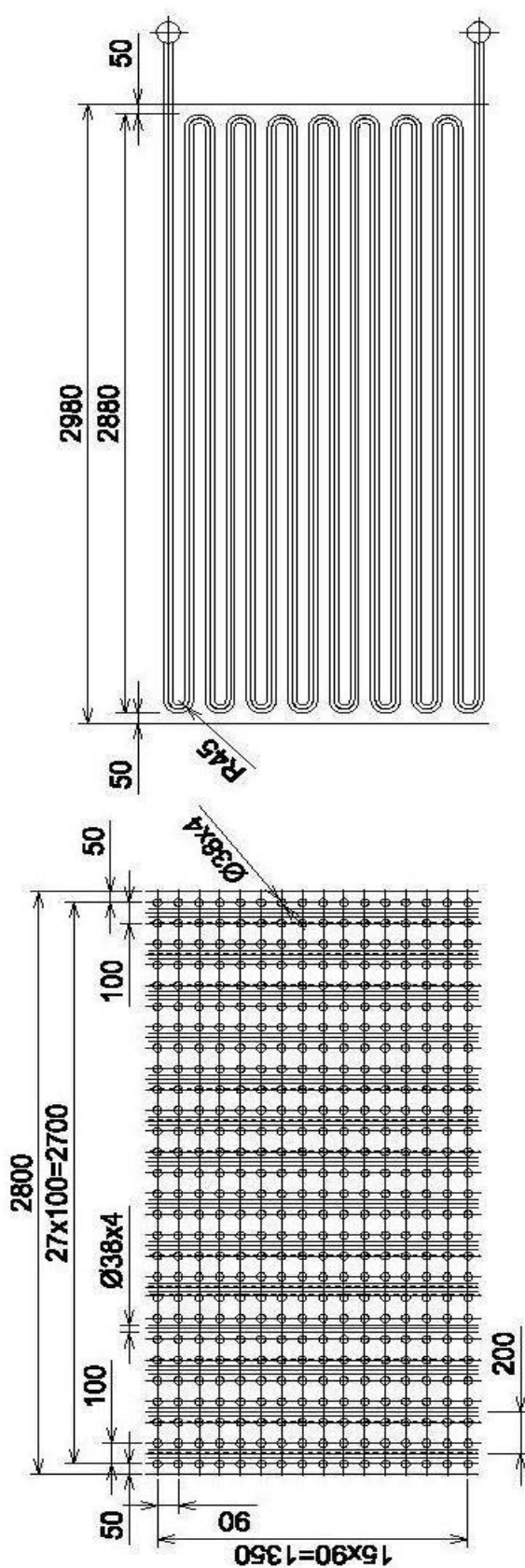
$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 735,00 - 322,32 = 412,68^\circ C \quad (11.3-19)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 627,60 - 420 = 207,60^\circ C \quad (11.3-20)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 148,6813 m^2$ z rovnice (11.3-4)

Ta se liší od ideální požadované $S_{id} = 145,0237 m^2$ plochy o 2,46 %.

11.3.4 Přehřívák P3



Obr. 11-2

11.4. Výpočet závěsných trubek

Teplota páry na vstup	$t_{zv,1} = 266,30^{\circ}C$
Teplota páry na výstup	$t_{zv,2} = 270,16^{\circ}C$
Tlak páry na vstup	$p_1 = 4,98MPa$
Tlak páry na výstup	$p_2 = 4,97MPa$
Měrný objem vstup	$v_1 = 0,0402m^3 / kg$
Měrný objem výstup	$v_2 = 0,0409m^3 / kg$
Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz [2]	

Průtočné množství páry:

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,250 - 0,250 = 7,8333kg / s \quad (11.4-1)$$

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 28 = 0,0198m^2 \quad (11.4-2)$$

11.4.1 Rychlost prodění páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{7,8333 \cdot 0,0406}{0,0198} = 16,0508m / s \quad (11.4-3)$$

kde střední měrný objem $v_{stř} = 0,0406m^3 / kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (11.4-4)$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0547}{0,03} \cdot \left(\frac{16,0508 \cdot 0,03}{7,39 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3751^{0,4} = 2132,6386W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [2]

$Pr = 1,3751$ - Prandtlovo číslo

$\nu = 7,39 \cdot 10^{-7} m^2 / s$ - součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0547W / m \cdot K$ - součinitel tepelné vodivosti

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín:

$$\alpha_k = \alpha_k^{p3} = 64,5076W / m^2 \cdot K \text{ viz rovnice (11.3-5)}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (11.4-5)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1808 \cdot 954,45^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{541,489}{954,45}\right)^4}{1 - \frac{541,489}{954,45}} = 16,7100 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

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

$p = 0,101 \text{ MPa}$ tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,3254 \cdot 0,101 \cdot 0,2372} = 0,1808 \quad (11.4-6)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 25,3958 \cdot 0,3278 = 8,3254 \text{ 1 / m} \cdot \text{MPa} \quad (11.4-7)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (11.4-8)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,2372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{954,45}{1000} \right) = 25,3958 \text{ 1 / mMPa}$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy s je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0,2372 \text{ m}$. viz rovnice (11.3-12)

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{zv, stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 \quad (11.4-9)$$

$$t_z = 268,2295 + \left(0,005 + \frac{1}{2132,6386} \right) \cdot \frac{1,4480 \cdot 82,6086}{5,9767} \cdot 10^3 = 268,3390^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 541,489 \text{ K}$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2$

Střední teplota média v trubkách:

$$t_{zv, stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{270,16 + 266,30}{2} = 268,2295^\circ \text{C} \quad (11.4-10)$$

Předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky:

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,8333}{1,4480} \cdot (2822,27 - 2807) = 82,6086 \text{ kJ / kg} \quad (11.4-11)$$

11.4.2 Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 1,7880 \cdot 28 = 5,9767 \text{ m}^2 \quad (11.4-12)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 64,5076 + 16,7100 = 81,2176 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (11.4-13)$$

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

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 81,2176 = 48,7305 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (11.4-14)$$

Teplo které skutečně vezmou závěsné trubky:

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 14,3503 \cdot 11,5322 \cdot 493,45 \cdot 10^{-3} = 119,5743 \text{ kW} \quad (11.4-15)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{468,70 - 357,44}{\ln \frac{468,70}{357,44}} = 410,56^\circ \text{C} \quad (11.4-16)$$

závěsné trubky se počítají jako souproud

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 735,00 - 266,30 = 519,06^\circ \text{C} \quad (11.4-17)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 627,60 - 270,16 = 357,44^\circ \text{C} \quad (11.4-18)$$

Přepočet výstupní entalpie spalin závěsných trubek:

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{119,5743 + 7,8333 \cdot 2807}{7,8333} = 2822,2648 \text{ kJ / kg} \quad (11.4-19)$$

Této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4,96 \text{ MPa}$ výstupní teplota $t_{zv2} = 270,15^\circ \text{C}$

entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z [2]

Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře

11.4.3 Přepočet spalin na výstupu z 2. části II. tahu

Celkové teplo odebrané v 2. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{p3} + Q_{mes} + Q_{zv} = 2083,3333 + 334,8833 + 119,5743 = 2537,7910 \text{ kW} \quad (11.4-20)$$

Teplo výstupních spalin:

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 14047,3787 - 2537,7910 = 11509,5878 \text{ kW} \quad (11.4-21)$$

Teplo vstupních spalin do 2. části II. tahu:

$$Q_{sp1} = I_{sp735^\circ \text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1110,2785 \cdot 8,5051 \cdot 1,4480 = 14047,3787 \text{ kW} \quad (11.4-22)$$

$$I_{sp735^\circ \text{C}} = 1110,2785 \text{ kJ / m}^3 \text{ entalpie vstupujících spalin z (tab. 4.1)}$$

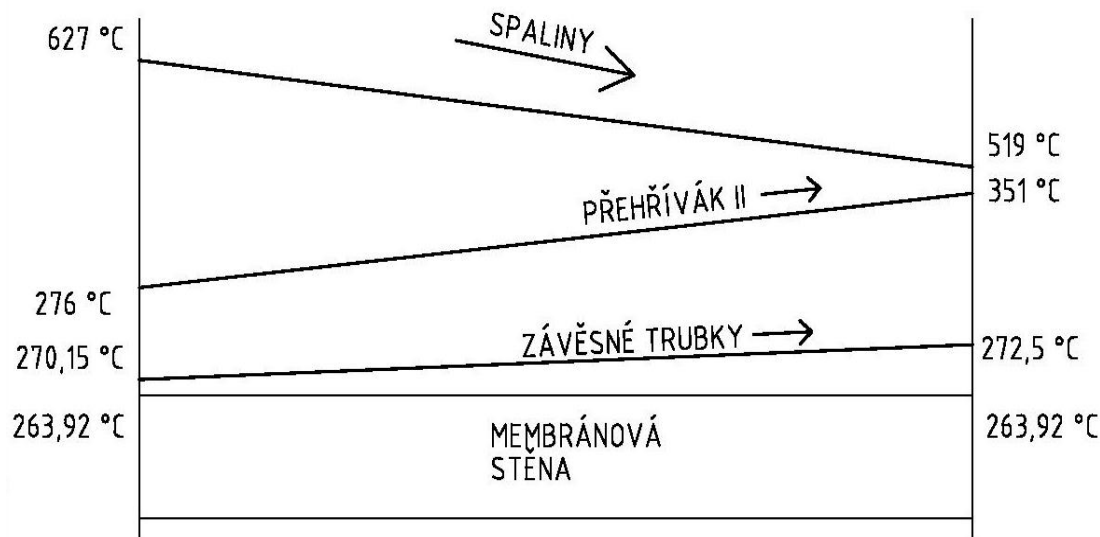
Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{11509,5878}{8,5051 \cdot 1,4480} = 934,5871 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (11.4-23)$$

entalpii odpovídá teplota výstupních spalin $t_2 = 627,6^\circ\text{C}$ viz (tab. 4.1)
tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

12. Výpočet 3. části II. tahu

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



Obr. 12-1

12.1.1 Přehřívák 2 (PR2)

Rozměry kanálu:

$a = 2,8 \text{ m}$
 $b = 2,88 \text{ m}$
 $h = 1,53 \text{ m}$

Teplota spalin: vstupní $t_1 = 627,60^\circ\text{C}$
 výstupní $t_2 = 519,80^\circ\text{C}$

Svazek přehříváku II:

příčná rozteč $s_1 = 0,10 \text{ m}$
 podélná rozteč $s_2 = 0,09 \text{ m}$
 počet trubek v řadě $z_1 = 28$
 počet řad $z_2 = 18$
 počet závěsných trubek $i = 28$

Závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek je tvořen i svazek přehříváku. Uvažuji uspořádání, kdy dvě závěsné trubky drží vždy dvě trubky svazku.
 vnější průměr trubky $d = 0,038 \text{ m}$ a vnitřní průměr trubky $d_v = 0,03 \text{ m}$

Střední teplota spalin:

$$t_{str} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{627,60 + 519,80}{2} = 573,70^\circ\text{C} \Rightarrow T = 846,85 \text{ K} \quad (12.1-1)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,88 \cdot 2,8 - 2,9897 = 5,0743 m^2 \quad (12.1-2)$$

Příčná plocha závěsných trubek:

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,78 \cdot 28 + 28 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 2,9897 m^2 \quad (12.1-3)$$

12.1.2 Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{8,5051 \cdot 1,4480}{5,0743} \cdot \frac{273 + 573,70}{273} = 7,5243 m \quad (12.1-4)$$

12.2. Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (12.2-1)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0705}{0,1980} \cdot \left(\frac{8,4803 \cdot 0,1980}{8,2931 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6026^{0,4} = 16,9424 W / m^2 \cdot K$$

pro střední teplotu spalin t_{str} hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [1]

$\lambda = 0,0705 W / m \cdot K$ součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu = 8,2931 \cdot 10^{-5} m^2 / s$ součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,6026$ Prandtlovo číslo

Ekvivalentní průměr spalin a vypočte se:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 5,0743}{102,5107} = 0,1980 m \quad (12.2-2)$$

Obvod kanálu:

$$O = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d \quad (12.2-3)$$

$$O = 2 \cdot (2,88 + 2,8) + 2 \cdot 28 \cdot (1,530 + 0,038) + 28 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 102,5107 m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (12.2-4)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1629 \cdot 846,85^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{743,818}{846,85} \right)^4}{1 - \frac{743,818}{846,85}} = 16,8835 W / m^2 \cdot K$$

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

$p = 0,101 MPa$ tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,6145 \cdot 0,101 \cdot 0,1658} = 0,1629 \quad (12.2-5)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 32,3783 \cdot 0,3278 = 10,6145 \text{ } 1 / m \cdot MPa \quad (12.2-6)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítvými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (12.2-7)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,1658}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{846,85}{1000} \right) = 32,3783 \text{ } 1/mMPa$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h_{3\text{část}}^{II\text{ tah}}} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,88} + \frac{1}{1,9680} + \frac{1}{0,10}} = 0,1658m \quad (12.2-8)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách:

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 263,94 + 0,005 \cdot 94133,6956 = 470,66^\circ C \Rightarrow T_z = 743,82K \quad (12.2-9)$$

$t_{syt} = 263,94^\circ C$ (střední teplota media v trubkách, je rovna teplotě varu)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0050 m^2 \cdot K / W$

Měrné zatížení 3. části II. tahu:

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2104,4981}{22,3565} \cdot 1000 = 94133,6956 W / m^2 \quad (12.2-10)$$

Povrch stěn kanálu F_{st} :

$$F_{st} = 2 \cdot h_{3\text{část}}^{II\text{ tah}} \cdot (a + b) = 2 \cdot 1,9680 \cdot (2,88 + 2,8) = 22,3565 m^2 \quad (12.2-11)$$

12.2.1 Výška P2

$$h_{3\text{část}}^{II\text{ tah}} = h_{P2} + \frac{h_{prulez}}{2} + d = 1,53 + \frac{0,8}{2} + 0,038 = 1,9680 m^2 \quad (12.2-12)$$

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

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 8,5051 \cdot 1,4480 \cdot 170,8868 = 2104,4981 kW \quad (12.2-13)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp627^\circ C} - I_{sp519^\circ C} = 934,5 - 763,6 = 170,8868 kJ / m^3 \quad (12.2-14)$$

příčemž hodnoty $I_{sp934^\circ C}$ a $I_{sp519^\circ C}$ pro příslušné teploty vzaty z (tab. 4.1)

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 16,9424 + 16,8835 = 33,8259 W / m^2 \cdot K \quad (12.2-15)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{33,8259}{1 + 0,005 \cdot 33,8259} = 28,9326 W / m^2 \cdot K \quad (12.2-16)$$

součinitel zanesení výhřevné plochy se určí z (tab. 1.1)

Teplu, které skutečně vezmou membránové stěny:

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 28,9326 \cdot 22,3565 \cdot 306,61 \cdot 10^{-3} = 334,8833 \text{ kW} \quad (12.2-17)$$

 Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{363,66 - 255,86}{\ln \frac{363,66}{255,86}} = 306,61 \text{ K} \quad (12.2-18)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 627,60 - 263,94 = 471,06^\circ \text{C} \quad (12.2-19)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 519,80 - 263,94 = 255,86^\circ \text{C} \quad (12.2-20)$$

12.3. Výpočet přehříváku II

Parametry páry:

Teplota páry na vstupu $t_{p1} = 276,64^\circ \text{C}$ Teplota páry na výstupu $t_{p2} = 351,84^\circ \text{C}$ Tlak páry na vstupu $p_1 = 4,80 \text{ MPa}$ Tlak páry na výstupu $p_2 = 4,65 \text{ MPa}$ Měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0,0439 \text{ m}^3 / \text{kg}$ Měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0,0566 \text{ m}^3 / \text{kg}$ Průtočné množství páry $M_{pp} = 8,3333 \text{ kg} / \text{s}$ Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]**Průtočný průřez pro páru:**

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 28 = 0,0198 \text{ m}^2 \quad (12.3-1)$$

12.3.1 Rychlost prodění páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot \nu_{stř}}{F_p} = \frac{8,3333 \cdot 0,0503}{0,0198} = 20,5271 \text{ m/s} \quad (12.3-2)$$

 $\nu_{stř} = 0,0503 \text{ m}^3 / \text{kg}$ kde střední měrný objem**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:**

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (12.3-3)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0535}{0,03} \cdot \left(\frac{20,5271 \cdot 0,03}{10,25 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,1071^{0,4} = 1792,0644 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr , λ , ν pro příslušné parametry páry vzaty z [2] $\text{Pr} = 1,1071$ Prandtlovo číslo $\nu = 10,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$ součinitel kinematické viskozity $\lambda = 0,0535 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ součinitel tepelné vodivosti páry

12.3.2 Výrobní teplosměnná plocha P2

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,78 \cdot 28 \cdot 18 = 167,2664 m^2 \quad (12.3-4)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci:

$$\alpha_k^{P2} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (12.3-5)$$

$$\alpha_k^{P2} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0705}{0,038} \cdot \left(\frac{7,5243 \cdot 0,038}{82,93 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6026^{0,33} = 62,5779 W / m^2 \cdot K$$

c_z - oprava na počet podélných řad

c_s - oprava na uspořádání svazku

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,100}{0,038} = 2,6316 \quad (12.3-6)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (12.3-7)$$

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

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

$\lambda = 0,0705 W / m \cdot K$ součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu = 82,93 \cdot 10^{-5} m^2 / s$ součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,6026$ Prandtlovo číslo

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (12.3-8)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1908 \cdot 846,85^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,45}{846,85} \right)^4}{1 - \frac{587,45}{846,85}} = 14,9144 W / m^2 \cdot K$$

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

$p = 0,101 MPa$ tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,8378 \cdot 0,101 \cdot 0,2372} = 0,1908 \quad (12.3-9)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 26,9588 \cdot 0,3278 = 8,3254 \text{ } 1 / m \cdot MPa \quad (12.3-10)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (12.3-11)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,2372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{846,85}{1000} \right) = 26,9588 \text{ } 1/mMPa$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy (pro svazky z hladkých trubek):

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,10 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2372m \quad (12.3-12)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{zv, stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 \quad (12.3-13)$$

$$t_z = 314,24 + \left(0,0055 + \frac{1}{1792,0644} \right) \cdot \frac{1,4480 \cdot 1834,9167}{167,2664} \cdot 10^3 = 314,31^\circ C \Rightarrow T_z = 587,46K$$

teplo potřebné pro přehřívák II $Q_{př II} = 1834,9167kW$ viz rovnice (7.2-4)

Střední teplota páry v trubkách:

$$t_{p, stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{276,64 + 351,84}{2} = 314,24^\circ C \quad (12.3-14)$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0055m^2 \cdot K/W$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k^{p2} + \alpha_s = 62,5779 + 14,9144 = 77,4923W/m^2 \cdot K \quad (12.3-15)$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 77,4923}{1 + \frac{77,4923}{1792,0644}} = 44,5682W/m^2 \cdot K \quad (12.3-16)$$

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

12.3.3 Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák II

$$S_{id} = \frac{Q_{př II}}{k \cdot \Delta t} = \frac{18349167}{44,5682 \cdot 248,32} = 165,7968m^2 \quad (12.3-17)$$

$Q_{př II} = 1834,9167kW$ viz rovnice (7.2-4)

Δt je střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{350,96 - 167,96}{\ln \frac{350,96}{167,96}} = 248,32 K \quad (12.3-18)$$

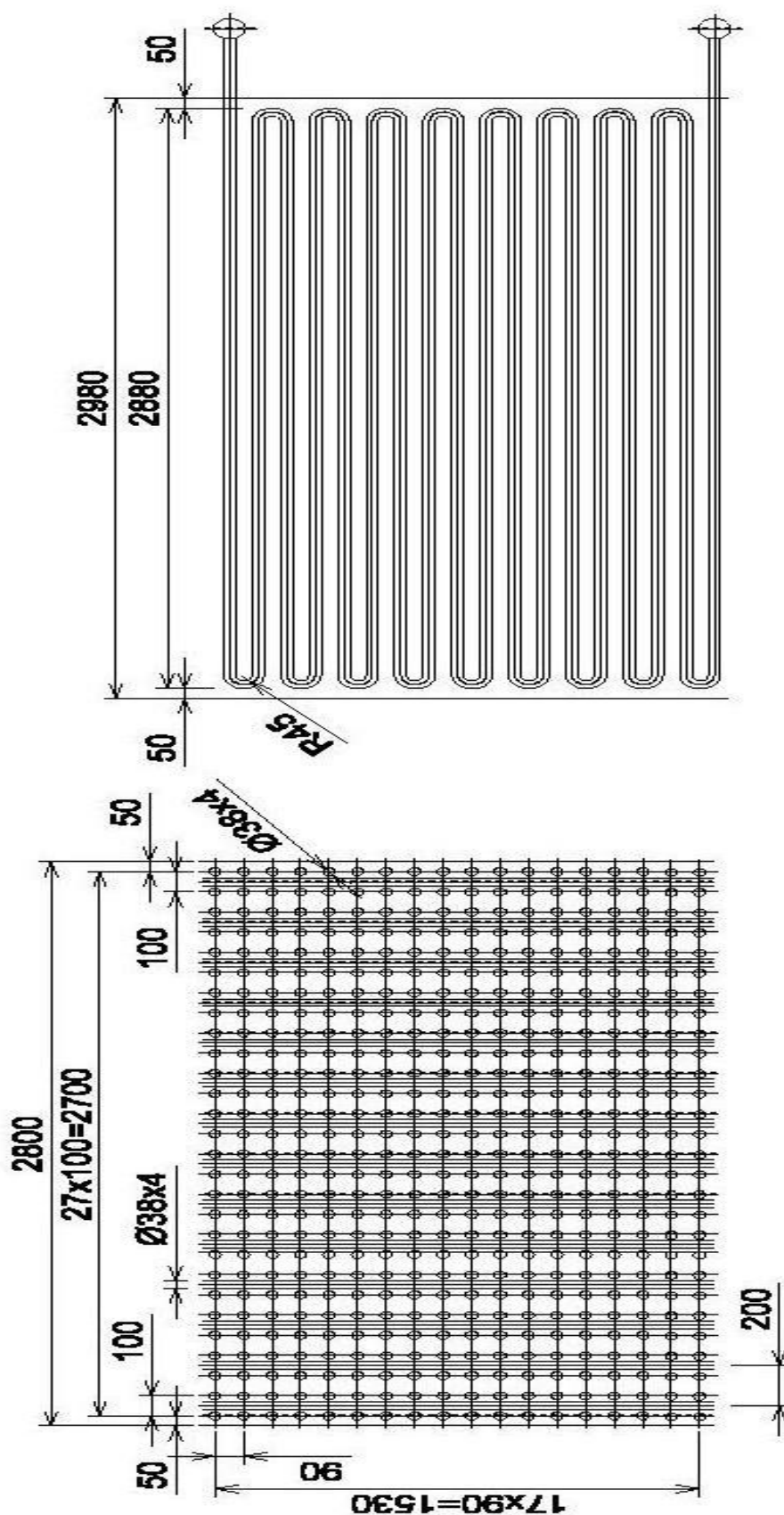
$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 627,60 - 276,64 = 350,96^\circ C \quad (12.3-19)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 519,80 - 351,84 = 167,96^\circ C \quad (12.3-20)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 167,2664 m^2$ z rovnice (12.3-4)

Ta se liší od ideální požadované $S_{id} = 165,7968 m^2$ plochy o 2,46 %.

12.3.4 Přehřívák P2



Obr. 12-2

12.4. Výpočet závěsných trubek

Teplota páry na vstup	$t_{zv,1} = 270,16^\circ C$
Teplota páry na výstup	$t_{zv,2} = 272,57^\circ C$
Tlak páry na vstup	$p_1 = 4,97 MPa$
Tlak páry na výstup	$p_2 = 4,95 MPa$
Měrný objem vstup	$\nu_1 = 0,0409 m^3 / kg$
Měrný objem výstup	$\nu_2 = 0,0415 m^3 / kg$
Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]	

Průtočné množství páry:

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,250 - 0,250 = 7,8333 kg / s \quad (12.4-1)$$

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 28 = 0,0198 m^2 \quad (12.4-2)$$

12.4.1 Rychlost prodění páry:

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu_{str}}{F_p} = \frac{7,8333 \cdot 0,0412}{0,0198} = 16,3217 m / s \quad (12.4-3)$$

kde střední měrný objem $\nu_{str} = 0,0412 m^3 / kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (12.4-4)$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0414}{0,03} \cdot \left(\frac{16,3217 \cdot 0,03}{7,59 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3337^{0,4} = 1582,7318 W / m^2 \cdot K$$

hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [2]

$Pr = 1,3337$ - Prandtlovo číslo

$\nu = 7,59 \cdot 10^{-7} m^2 / s$ - součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0414 W / m \cdot K$ - součinitel tepelné vodivosti

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín:

$$\alpha_k = \alpha_k^{p2} = 62,5779 W / m^2 \cdot K \text{ viz (12.3-5)}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (12.4-5)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1908 \cdot 846,85^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{544,61}{846,85}\right)^4}{1 - \frac{544,61}{846,85}} = 13,8081 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

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

$p = 0,101 \text{ MPa}$ tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalín při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,8378 \cdot 0,101 \cdot 0,2372} = 0,1908 \quad (12.4-6)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 26,9588 \cdot 0,3278 = 8,8378 \text{ 1} / \text{m} \cdot \text{MPa} \quad (12.4-7)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (12.4-8)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,2372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{846,85}{1000} \right) = 26,9588 \text{ 1} / \text{mMPa}$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy s je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0,2372 \text{ m}$. viz rovnice (12.3-12)

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 \quad (12.4-9)$$

$$t_z = 271,37 + \left(0,005 + \frac{1}{1582,7318} \right) \cdot \frac{1,4480 \cdot 56,2084}{5,1143} \cdot 10^3 = 271,46^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 544,61 \text{ K}$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$

Střední teplota média v trubkách:

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{270,16 + 272,57}{2} = 271,37^\circ \text{C} \quad (12.4-10)$$

Předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky:

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,8333}{1,4480} \cdot (2832,66 - 2822,27) = 56,2084 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (12.4-11)$$

12.4.2 Teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 1,53 \cdot 28 = 5,1143 \text{ m}^2 \quad (12.4-12)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 62,5779 + 13,8081 = 76,3860 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (12.4-13)$$

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

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 76,3860 = 48,7305 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (12.4-14)$$

Teplo které skutečně vezmou závěsné trubky:

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 48,7305 \cdot 5,1143 \cdot 298,96 \cdot 10^{-3} = 70,0735 \text{ kW} \quad (12.4-15)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{357,44 - 247,23}{\ln \frac{357,44}{247,23}} = 298,96^\circ \text{C} \quad (12.4-16)$$

závěsné trubky se počítají jako souproud

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 627,60 - 270,16 = 357,44^\circ \text{C} \quad (12.4-17)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 519,80 - 272,57 = 247,23^\circ \text{C} \quad (12.4-18)$$

Přepočet výstupní entalpie spalin závěsných trubek:

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{70,0735 + 7,8333 \cdot 2822,27}{7,8333} = 2831,2156 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (12.4-19)$$

Této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4,95 \text{ MPa}$ výstupní teplota $t_{zv2} = 272,57^\circ \text{C}$

entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z [2]

Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře

12.4.3 Přepočet spalin na výstupu z 2. části II. tahu

Celkové teplo odebrané v 2. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{P2} + Q_{mes} + Q_{zv} = 1834,9167 + 198,3234 + 70,0735 = 2103,3136 \text{ kW} \quad (12.4-20)$$

Teplo výstupních spalin:

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 11508,2370 - 2103,3136 = 9404,9234 \text{ kW} \quad (12.4-21)$$

Teplo vstupních spalin do 2. části II. tahu:

$$Q_{sp1} = I_{sp627^\circ \text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 934,4774 \cdot 8,5051 \cdot 1,4480 = 11508,2370 \text{ kW} \quad (12.4-22)$$

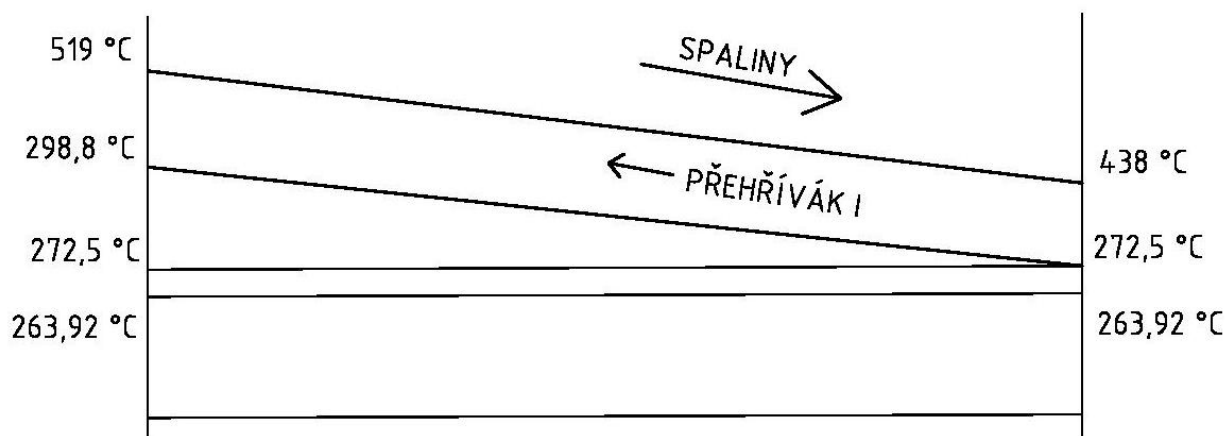
$$I_{sp627^\circ \text{C}} = 934,4774 \text{ kJ} / \text{m}^3 \text{ entalpie vstupujících spalin z (tab. 4.1)}$$

Teplu výstupních spalin odpovídá entalpie:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{9404,9234}{8,5051 \cdot 1,4480} = 763,6868 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (12.4-23)$$

entalpii odpovídá teplota výstupních spalin $t_2 = 519,82^\circ \text{C}$ viz (tab. 4.1) tato teplota se od předpokládané $t_2 = 519,80^\circ \text{C}$ výstupní teploty liší jen minimálně o $0,02^\circ \text{C}$.

13. Výpočet III tahu



Obr. 13-1

Rozměry kanálu:

$$\begin{aligned} a &= 2,8 \text{ m} \\ b &= 2,9 \text{ m} \\ h &= 1,71 \text{ m} \end{aligned}$$

Teplota spalin:

$$\begin{aligned} \text{vstupní} \quad t_1 &= 519,82^\circ\text{C} \\ \text{výstupní} \quad t_2 &= 438,00^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Svazek přehříváku I:

$$\begin{aligned} \text{příčná rozteč} \quad s_1 &= 0,10 \text{ m} \\ \text{podélná rozteč} \quad s_2 &= 0,09 \text{ m} \\ \text{počet trubek v řadě} \quad z_1 &= 28 \\ \text{počet řad} \quad z_2 &= 20 \end{aligned}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{519,82 + 438,00}{2} = 478,91^\circ\text{C} \Rightarrow T = 752,06 \text{ K} \quad (13-1)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,8 \cdot 2,9 - 3,0110 = 5,1090 \text{ m}^2 \quad (13-2)$$

Příčná plocha závěsných trubek:

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,8 \cdot 28 + \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 3,0110 \text{ m}^2 \quad (13-3)$$

13.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{8,5051 \cdot 1,4480}{5,1090} \cdot \frac{273,15 + 478,91}{273,15} = 6,6367 \text{ m} \quad (13.1-1)$$

13.2. Výpočet přehříváku I

Parametry páry:

Teplota vstup	$t_{p1} = 272,57^{\circ}\text{C}$
Teplota výstup	$t_{p2} = 298,82^{\circ}\text{C}$
Tlak vstup	$p_1 = 4,95\text{MPa}$
Tlak výstup	$p_2 = 4,80\text{MPa}$
Měrný objem vstup	$\nu_1 = 0,0415\text{m}^3 / \text{kg}$
Měrný objem na výstup	$\nu_2 = 0,0473\text{m}^3 / \text{kg}$
Průtočné množství páry	$M_{p2} = 7,8333\text{kg} / \text{s}$
Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]	

13.2.1 Rychlost prodění páry v trubkách

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu_{stř}}{F_p} = \frac{7,8333 \cdot 0,0444}{0,0198} = 17,5882\text{m} / \text{s} \quad (13.2-1)$$

$\nu_{stř} = 0,0444\text{m}^3 / \text{kg}$ kde střední měrný objem

Rychlost páry voleno $\nu_{pary} = 18\text{m} / \text{s}$

Průtočný průřez pro páru:

$$f = \frac{M_{p2} \cdot \nu_{stř}}{w} = \frac{7,8333 \cdot 0,0444}{18} = 0,0193\text{m}^2 \quad (13.2-2)$$

Průřez trubky:

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} = 0,0007\text{m}^2 \quad (13.2-3)$$

Počet trubek v řadě:

$$n = \frac{f}{S_{tr}} = \frac{0,0193}{0,0007} = 27,3594\text{m}^2 \text{ voleno } 28 \quad (13.2-4)$$

13.3. Rozměry spalínového kanálu:

Rozměr A:

$$A = (n-1)s_1 + 2 \cdot \frac{s_1}{2} = (28-1) \cdot 100 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot \frac{100 \cdot 10^{-3}}{2} = 28\text{m} \quad (13.3-1)$$

Zvolil jsem $A = 2,8\text{m}$

Rozměr B:

Rozměr B jsem zvolil podle rozměru roštu $\Rightarrow B = 2,9\text{m}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry:

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (13.3-2)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0536}{0,03} \cdot \left(\frac{18,0 \cdot 0,03}{9,65 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,1323^{0,4} = 1714,1366 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

hodnoty Pr , λ , ν pro příslušné parametry páry vzaty z [2]

$\text{Pr} = 1,1323$ Prandtlovo číslo

$\nu = 9,65 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$ součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0536 \text{ W / m} \cdot \text{K}$ součinitel tepelné vodivosti páry

13.3.1 Výrobní teplosměnná plocha P1

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,9 \cdot 28 \cdot 18 = 193,8740 \text{ m}^2 \quad (13.3-3)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí spalin:

$$\alpha_k^{P1} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (13.3-4)$$

$$\alpha_k^{P1} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0605}{0,038} \cdot \left(\frac{6,6367 \cdot 0,038}{5,62 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6062^{0,33} = 63,8678 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

c_z - oprava na počet podélných řad

c_s - oprava na uspořádání svazku

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,100}{0,038} = 2,6316 \quad (13.3-5)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (13.3-6)$$

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

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

$\lambda = 0,0605 \text{ W / m} \cdot \text{K}$ součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu = 5,62 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$ součinitel kinematické viskozity

$\text{Pr} = 0,6062$ Prandtlovo číslo

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (13.3-7)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1995 \cdot 752,06^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{558,90}{752,06}\right)^4}{1 - \frac{558,90}{752,06}} = 11,7806 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

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

$p = 0,101 \text{ MPa}$ tlak v kotli

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-9,2892 \cdot 0,101 \cdot 0,2372} = 0,1995 \quad (13.3-8)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 28,3358 \cdot 0,3278 = 9,2892 \text{ 1 / m} \cdot \text{Mpa} \quad (13.3-9)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) \quad (13.3-10)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2172}{3,16 \cdot \sqrt{0,0331 \cdot 0,2372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{752,06}{1000} \right) = 28,3358 \text{ 1 / mMPa}$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 3.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy (pro svazky z hladkých trubek):

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,10 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2372 \text{ m} \quad (13.3-11)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{p \text{ str}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_{p \text{ ř I}}}{S} \cdot 10^3 \quad (13.3-12)$$

$$t_z = 285,70 + \left(0,0055 + \frac{1}{1714,1366} \right) \cdot \frac{1,4480 \cdot 1566,6667}{193,8740} \cdot 10^3 = 285,75^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 558,90 \text{ K}$$

$Q_{p \text{ ř I}} = 1566,6667 \text{ kW}$ viz rovnice (7.2-8)

Střední teplota páry v trubkách:

$$t_{p \text{ str}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{272,57 + 298,82}{2} = 285,70^\circ \text{C} \quad (13.3-13)$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0055 \text{ m}^2 \cdot \text{K / W}$

13.3.2 Výška P1

$$h_{1\text{část}}^{\text{III tah}} = (z_2 - 1) \cdot s_2 = (20 - 1) \cdot 0,90 = 1,7100\text{m}^2 \quad (13.3-14)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k^{P1} + \alpha_s = 63,8678 + 11,7806 = 75,6484\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (13.3-15)$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 75,6484}{1 + \frac{75,6484}{1714,1366}} = 43,4706\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (13.3-16)$$

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

13.3.3 Potřebná (ideální) plocha pro přehřívák I

$$S_{id} = \frac{Q_{přI}}{k \cdot \Delta t} = \frac{15666667}{43,4706 \cdot 191,87} = 187,8300\text{m}^2 \quad (13.3-17)$$

$$Q_{přI} = 1566,6667\text{kW} \text{ viz rovnice (7.2-8)}$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{221,00 - 165,43}{\ln \frac{221,00}{165,43}} = 191,87\text{K} \quad (13.3-18)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 519,82 - 298,82 = 221,00^\circ\text{C} \quad (13.3-19)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 438,00 - 272,57 = 165,43^\circ\text{C} \quad (13.3-20)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 193,8740\text{m}^2$ z rovnice (13.3-3)

Ta se liší od ideální požadované $S_{id} = 187,8300\text{m}^2$ plochy o 3,11 %.

13.3.4 Přepočet spalín na výstupu z 1. části III. tahu

Celkové teplo odebrané v 1. části III. Tahu:

$$Q_c = 1566,6667\text{kW} \text{ viz rovnice (7.2-8)} \quad (13.3-21)$$

Teplo výstupních spalín:

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 9404,1258 - 1566,6667 = 7837,4592\text{kW} \quad (13.3-22)$$

Teplo vstupních spalín do 1. části III. tahu:

$$Q_{sp1} = I_{sp519^\circ\text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 763,6220 \cdot 8,5051 \cdot 1,4480 = 9404,1258\text{kW} \quad (13.3-23)$$

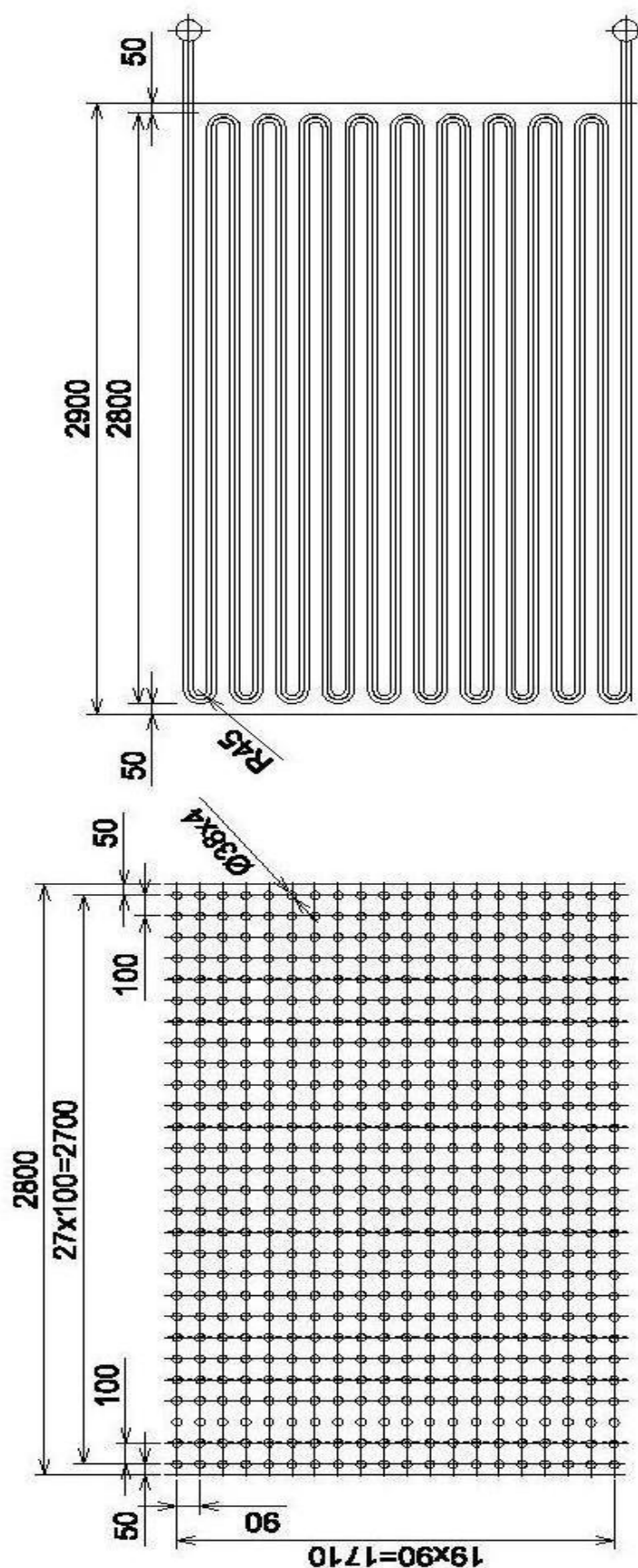
$$I_{sp519^\circ\text{C}} = 763,6220\text{kJ} / \text{m}^3 \text{ entalpie vstupujících spalín z (tab. 4.1)}$$

Teplu výstupních spalín odpovídá entalpie:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{7837,4592}{8,5051 \cdot 1,4480} = 636,4075\text{kJ} / \text{m}^3 \quad (13.3-24)$$

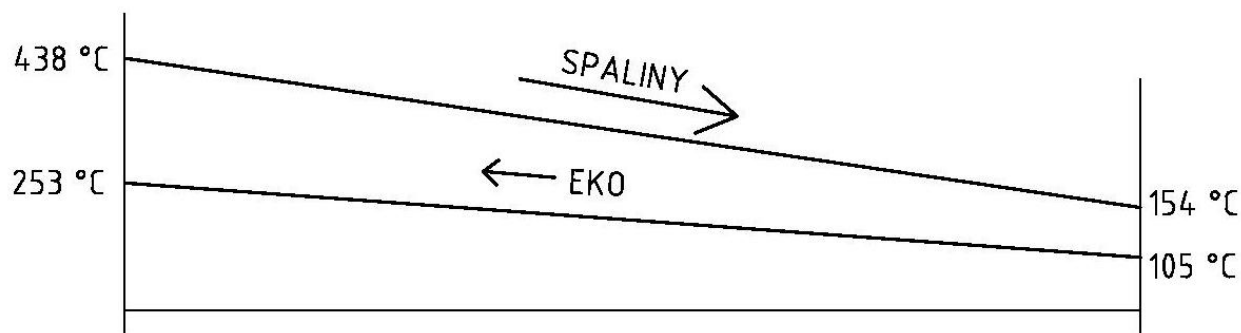
entalpii odpovídá teplota výstupních spalín $t_2 = 438^\circ\text{C}$ viz (tab. 4.1) tato teplota se od předpokládané $t_2 = 438,03^\circ\text{C}$ výstupní teploty liší jen minimálně o $0,03^\circ\text{C}$.

13.3.5 Přehřívák P1



Obr. 13-2

14. Výpočet EKA



Obr. 14-1

Ekonomizérem proudí spaliny o teplotě pod 500 °C. Pro tuto teplotu spalin při výpočtu neuvažují součinitel součinitel přestupu tepla sáláním.

Rozměry kanálu:

$$\begin{aligned} a &= 2,8 \text{ m} \\ b &= 2,9 \text{ m} \\ h &= 11,97 \text{ m} \end{aligned}$$

Teplota spalin:

$$\begin{aligned} t_1 &= 438,03^\circ\text{C} \\ t_2 &= 154,00^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Svazek EKA:

$$\begin{aligned} s_1 &= 0,90 \text{ m} \\ s_2 &= 0,09 \text{ m} \\ z_1 &= 31 \\ z_2 &= 134 \end{aligned}$$

Parametry vody:

$$\begin{aligned} t_{p1} &= 105,00^\circ\text{C} \\ t_{p2} &= 253,94^\circ\text{C} \\ p_1 &= 5,50 \text{ MPa} \\ p_2 &= 5,00 \text{ MPa} \\ v_1 &= 0,0010 \text{ m}^3 / \text{kg} \\ v_2 &= 0,0013 \text{ m}^3 / \text{kg} \\ M_{p2} &= 7,8333 \text{ kg} / \text{s} \end{aligned}$$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz [2]

Rychlost prodění vody v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{7,8333 \cdot 0,0012}{0,0198} = 0,4119 \text{ m} / \text{s} \quad (14-1)$$

$$v_{stř} = 0,0012 \text{ m}^3 / \text{kg} \text{ kde střední měrný objem}$$

Rychlost vody podle [1] nemá být $w_{pary} < 0,3 \text{ m} / \text{s}$.

Průtočný průřez pro vodu:

$$f = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot z_1 = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 31 = 0,0219 \text{ m}^2 \quad (14-2)$$

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{438,03 + 154,00}{2} = 296,02^\circ\text{C} \Rightarrow T = 569,17 \text{ K} \quad (14-3)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,8 \cdot 2,9 - 3,3336 = 4,7864 \text{ m}^2 \quad (14-4)$$

14.1.1 Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{8,5051 \cdot 1,4480}{4,7864} \cdot \frac{273,15 + 296,02}{273,15} = 5,3612 \text{ m} \quad (14.1-1)$$

14.1.2 Výrobní teplosměnná plocha EKA

$$S = \pi \cdot d \cdot b \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,9 \cdot 31 \cdot 134 = 1438,1294 \text{ m}^2 \quad (14.1-2)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí spalin:

$$\alpha_k^{EKO} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (14.1-3)$$

$$\alpha_k^{EKO} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0461}{0,038} \cdot \left(\frac{6,6367 \cdot 0,038}{3,4462 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6308^{0,33} = 59,6173 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

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

c_s - oprava na uspořádání svazku pro $\sigma_2 \geq 2$ je $c_s = 1$, $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_2} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684$

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

$\lambda = 0,0461 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu = 3,4462 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$ součinitel kinematické viskozity

$\text{Pr} = 0,6308$ Prandtlovo číslo

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

$$k = \psi \cdot \alpha_k^{EKO} = 0,6 \cdot 59,6173 = 35,7704 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (14.1-4)$$

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

14.1.3 Potřebná (ideální) plocha pro ekonomizér

$$S_{id} = \frac{Q_{přI}}{k \cdot \Delta t} = \frac{51679868}{35,7704 \cdot 102,06} = 1415,5743 \text{ m}^2 \quad (14.1-5)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{184,09 - 49,00}{\ln \frac{184,09}{49,00}} = 102,06 K \quad (14.1-6)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 438,03 - 253,94 = 184,09^\circ C \quad (14.1-7)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 154,00 - 105,00 = 49,00^\circ C \quad (14.1-8)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 1438,1294 m^2$ z rovnice (14.1-2)

Ta se liší od ideální požadované $S_{id} = 1415,5743 m^2$ plochy o 1,56 %.

14.1.4 Výška EKA

$$h^{EKO} = (z_2 - 1) \cdot s_2 = (134 - 1) \cdot 0,90 = 11,9700 m^2 \quad (14.1-10)$$

14.1.5 Přepočet spalín EKO

Celkové teplo odebrané EKO:

$$Q_c = 5167,9868 kW \text{ viz rovnice (7.2-12)} \quad (14.1-11)$$

Teplo výstupních spalín:

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 7837,1585 - 5167,9868 = 2669,1717 kW \quad (14.1-12)$$

Teplo vstupních spalín:

$$Q_{sp1} = I_{sp438^\circ C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 636,3831 \cdot 8,5051 \cdot 1,4480 = 7837,1585 kW \quad (14.1-13)$$

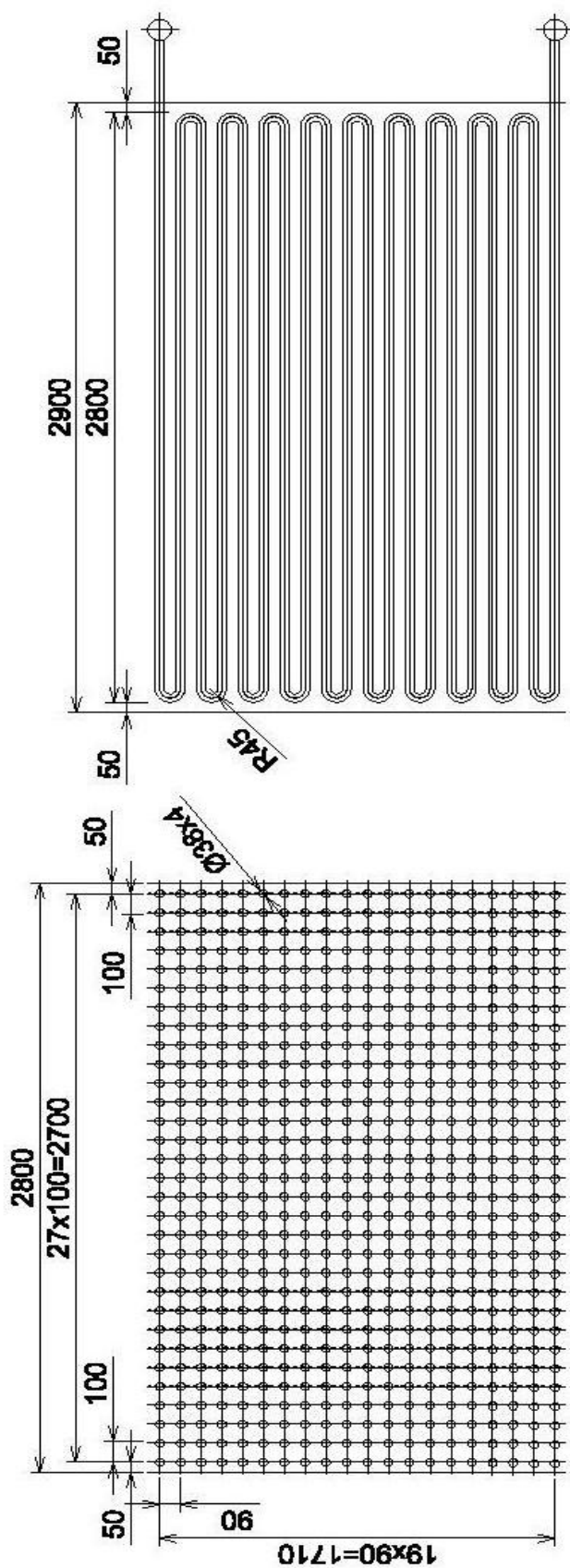
$$I_{sp438^\circ C} = 636,3831 kJ / m^3 \text{ entalpie vstupujících spalín z (tab. 4.1)}$$

Teplo výstupních spalín odpovídá entalpie:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{2669,1717}{8,5051 \cdot 1,4480} = 216,7387 kJ / m^3 \quad (14.1-14)$$

entalpii odpovídá teplota výstupních spalín $t_2 = 154^\circ C$ viz (tab. 4.1) tato teplota se od předpokládané $t_2 = 154,05^\circ C$ výstupní teploty liší jen minimálně o 0,05 °C.

14.1.6 Ekonomizér



Obr. 14-2

15. Kontrola tepelné bilance kotle

Určí se dle vzorce:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_K - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 17900 \cdot 0,8895 - 16104,5116 \cdot \left(1 - \frac{1,4621}{100}\right) \quad (15-1)$$

$$\Delta Q = 53,0296 \text{ kJ / kg}$$

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

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp.EKO2}) = 0,9867 \cdot (18156,3305 - 1834,5575) = 16104,5116 \text{ kJ / kg} \quad (15-2)$$

I_u užitečné teplo uvolněné v ohništi z rovnice (6.1-9)

$I_{sp.EKO2}$ entalpie spalin za ekonomizérem z (tab. 4.1)

φ součinitel uchování tepla z rovnice (6.1-7)

Výpočet chyby:

$$\Delta Q = \frac{53,0296}{17900} \cdot 100 = 0,30\% \quad (15-3)$$

Tento výpočet dané podmínce dle [1] vyhovuje. Hodnota ΔQ nesmí být větší než 0,5 %.

16. Výpočet tahových ztrát kotle na straně spalin

Určování tlakové ztráty při proudění spalovacího vzduchu a spalin jednotlivými částmi kotle slouží k návrhu ventilátorů.

16.1. Celková tahová ztráta

$$\Delta p_z = \sum \Delta p_t + \sum \Delta p_m = 351,2220 + 148,6124 = 499,8344 \text{ Pa} \quad (16.1-1)$$

Δp_t - třecí odpor (16.1-6)

Δp_m - místní odpor (16.1-10)

16.1.1 Odpor třením II tah

$$\Delta p_{t2} = \lambda \cdot \frac{h}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T}{T_{st}}\right)^{0,583} \quad (16.1-2)$$

$$\Delta p_{t2} = 0,0548 \cdot \frac{5,7700}{0,2088} \cdot \frac{8,0023^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \left(\frac{1014,79}{906,92}\right)^{0,583} = 66,7415 \text{ Pa}$$

λ - součinitel tření

d_e - ekvivalentní průměr kanálu

w - rychlost proudění

ρ - hustota spalin uvažuji 1,29 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

T - střední teplota proudění

T_{st} - teplota stěny

Součinitel tření:

$$\lambda_{t_2} = 0,19 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{d_e} \right)^{1/3} = 0,19 \cdot \left(\frac{0,005}{0,2088} \right)^{1/3} = 0,0548 \quad (16.1-3)$$

d_e - ekvivalentní průměr kanálu

- součinitel zanesení voleno dle [3]

16.1.2 Odpor třením III tah

$$\Delta p_{t_3} = \lambda \cdot \frac{h}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (16.1-4)$$

$$\Delta p_{t_3} = 0,0679 \cdot \frac{17,6800}{0,1097} \cdot \frac{8,0023^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \left(\frac{660,61}{558,90} \right)^{0,583} = 284,4806 \text{ Pa}$$

λ - součinitel tření

d_e - ekvivalentní průměr kanálu

w - rychlost proudění

ρ - hustota spalín uvažují $1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

T - střední teplota proudění

T_{st} - teplota stěny

16.1.3 Součinitel tření

$$\lambda_{t_3} = 0,19 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{d_e} \right)^{1/3} = 0,19 \cdot \left(\frac{0,005}{0,1097} \right)^{1/3} = 0,0679 \quad (16.1-5)$$

d_e - ekvivalentní průměr kanálu

ε - součinitel zanesení voleno dle [3]

16.2. Celkový třecí odpor

$$\sum \Delta p_t = \Delta p_{t_2} + \Delta p_{t_3} = 66,7415 + 284,4806 + 39,6108 = 351,2220 \text{ Pa} \quad (16.1-6)$$

16.3. Místní odpory

16.3.1 Místní odpor spalovací komora 2 tah

$$\Delta p_{m_2} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 1,68 \cdot \frac{8,0023^2}{2} \cdot 1,29 = 69,3908 \text{ Pa} \quad (16.1-7)$$

ζ - tlaková ztráta změnou směru

ρ - hustota spalín uvažují $1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

w - rychlost proudění

16.3.2 Místní odpor tah 2,3

$$\Delta p_{m2,3} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 1,68 \cdot \frac{6,0461^2}{2} \cdot 1,29 = 39,6108 Pa \quad (16.1-8)$$

16.3.3 Místní odpor tah 3,4

$$\Delta p_{m2,3} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 1,68 \cdot \frac{6,0461^2}{2} \cdot 1,29 = 39,6108 Pa \quad (16.1-9)$$

16.4. Celkový místní odpor

$$\sum \Delta p_m = \Delta p_{m2} + \Delta p_{m2,3} + \Delta p_{m3,4} = 69,3908 + 39,6108 + 39,6108 = 148,6124 Pa \quad (16.1-10)$$

Tlaková ztráta 2 tah:

$$\zeta = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,4 = 1,68 \quad (16.1-11)$$

x_2 - opravný součinitel pro ostrohranný kanál voleno dle [3]

Tlaková ztráta 2,3 tah:

$$\zeta = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,4 = 1,68 \quad (16.1-12)$$

x_2 - opravný součinitel pro ostrohranný kanál voleno dle [3]

Tlaková ztráta 3,4 tah:

$$\zeta = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,4 = 1,68 \quad (16.1-13)$$

x_2 - opravný součinitel pro ostrohranný kanál voleno dle [3]

17. Závěr

Úkolem této práce bylo navrhnout parní kotel pro zadané parametry 30 t/h, 420 °C, 4,5 MPa. Jako palivo byla použita biomasa výpalky lihovarů.

Na základě provedených výpočtů a odpovídajících návrhů, se dospělo ke konstrukci parního kotle s roštěm o rozměrech 2,80 m x 4,96 m. Spalovací komora byla navržena tak, aby teplota spalin před první výhřevnou plochou nepřesáhla 850 °C, aby nedocházelo k nalepování částic popele na výhřevné plochy. Pro zadané parametry vyšla teplota spalin na výstupu ze spalovací komory 820 °C.

Následně byl proveden výpočet jednotlivých ploch dle ohřevu vody (páry) v závislosti na teplotě spalin. Podle výpočtů se spalovací komora skládá z membránové stěny. Druhý tah je tvořen membránovou stěnou se dvěma přehříváky. V třetím tahu se nachází jeden přehřívák a čtyři ekonomizéry. V závislosti na konstrukci kotle a teplotě spalin byl navrhnut čtvrtý tah do kterého se umístily čtyři ekonomizéry. Na konci spalinového kanálu byla dosažena teplota 154 °C

Úkol diplomové práce byl tímto splněn, parní kotel navržen tak, aby mohl být uveden do provozu.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Doc. Ing. Florian Budaj, CSc.: Parní kotle – podklady pro tepelný výpočet, VUT 1993
- [2] [STEAMTAB]:ChemicaLogic Steam Tab Companion 1.0: Thermodynamic and transport properties of water and steam (based on the IAPWS-95 Formulation),
- [3] Černý V., Janeba B., Teyssler J.: Parní kotle, technický průvodce č.32, 1983
- [4] www.alternativni-zdroje.cz
- [5] www.agroweb.cz
- [6] www.vscht.cz

POUŽITÉ SYMBOLY A ZKRATKY

a	-	stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin
a_{pl}	-	stupeň černosti plamene
α	-	přebytek vzduchu
α_o	-	stupeň černosti ohniště
α_1	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$	součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny
α_2	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$	součinitel přestupu tepla stěny do media
α_K	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$	součinitel přestupu tepla konvekci
α_K	-	přebytek vzduchu za kotlem
α_N	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$	monogramový součinitel
α_S	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$	součinitel přestupu tepla sáláním
A^r	%	procento popelovin v původním stavu paliva
B_O	-	Boltzmannovo číslo
c	$kJ \cdot m^{-3} K^{-1}$	měrné teplo vlhkého vzduchu
c_{H_2O}	$kJ \cdot m^{-3} K^{-1}$	měrné teplo vodní páry
c_p	$kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}$	měrné teplo paliva
c_s	$kJ \cdot m^{-3} K^{-1}$	měrné teplo suchého vzduchu
c_{su}	$kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}$	měrné teplo sušiny paliva
c_w	$kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}$	měrné teplo vody, lze brát
χ_1	-	součinitel závislý na druhu paliva
χ_2	-	je 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.
$C_{\dot{u}}$	%	podíl popela v úletu
C_Z	-	oprava na počet podélných řad
C_t, C_1, C_m	-	opravní součinitelé
$(CO_2)_{max}$	%	maximální množství CO_2 ve spalinách
$\Delta\alpha_o$	-	zvětšení přisávání v ohništi
Δi	$kJ \cdot kg^{-1}$	rozdílné entalpií média.
Δt_{ln}	$^{\circ}C$	střední logaritmická teplota
d	μm	střední efektivní průměr částic popílku
$d_{vnitř}$	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

Kotel na spalování výpalků lihovarů

F_{ST}	m^2	povrch ohniště
$F_{ÚS}$	m^2	účinná sálavá plocha stěn ohniště
φ	%	je relativní vlhkost vzduchu
φ	-	součinitel uchování tepla
$\bar{g}$	$kW \cdot m^{-2}$	střední tepelné zatížení stěn ohniště
$G_{O_2 \min}$	$kg \cdot kg^{-1}$	hmotové minimální množství spalovacího kyslíku
$G_{VZ \min}$	$kg \cdot kg^{-1}$	hmotové minimální množství vlhkého spalovacího vzduchu
$G_{VZ \min}^S$	$kg \cdot kg^{-1}$	hmotové minimální množství suchého spalovacího vzduchu na 1kg spáleného paliva
i_{nv}	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie napájecí vody
i_p	$kJ \cdot kg^{-1}$	fyzické teplo paliva
i_{pp}	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie přehřáté páry
I_O	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie spalin na konci ohniště
I_p	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie popílku
I_{SP}	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie spalin
$I_{SP \min}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	minimální množství spalin
I_U	$kJ \cdot kg^{-1}$	tepla uvolněného při spalování
$I_{VZ \min}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie minimálního množství vzduchu
$I'_{VZ \min}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie nasávaného studeného vzduchu
$I''_{VZ \min}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie minimálního množství horkého vzduchu
ϑ_a	$^{\circ}C$	teoretická teplota
ϑ_O	$^{\circ}C$	koncovou teplotu
ξ	-	součiniteli zanesení
ξ	-	součinitel využití
ζ	-	součinitel využití plochy
ζ	-	tlaková ztráta změnou směru
k	$m^{-1}MPa^{-1}$	součinitel zeslabení sálání
k	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$	součinitel prostupu tepla
k_k	$m^{-1}MPa^{-1}$	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
k_p	$m^{-1}MPa^{-1}$	součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
k_{SP}	$m^{-1}MPa^{-1}$	součiniteli zeslabení sálání tříatomových plynů
λ	$W \cdot m^{-1}K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu
M	-	součinitel respektující průběh teplot v ohništi
M_{ek}	$kg \cdot s^{-1}$	průtok vody ekonomisérem
M_p	$kg \cdot s^{-1}$	množství paliva přivedeného do kotle
M_{pp}	kJ	parní výkon kotle
M_{PV}	$kg \cdot s^{-1}$	množství paliva skutečně spáleného
M_V	$kg \cdot s^{-1}$	množství vstřiku
μ	$g \cdot m^{-3}$	koncentrace popílku ve spalinách

Kotel na spalování výpalků lihovarů

n	ks	počet trubek
η_K	%	tepelná účinnost kotle
O_{Ar}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	objem Ar ve spalínách se určí ze vztahu
O_{CO_2}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	objem CO_2 ve spalínách se určí ze vztahu
O_{CO}^N	$m^3 \cdot kg^{-1}$	obsah CO ve spalínách při nedokonalém spalování
$O_{H_2O \min}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem vodní páry
O_{N_2}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	objem N_2 ve spalínách se určí ze vztahu
$O_{O_2 \min}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva
O_{SO_2}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	objem SO_2 ve spalínách se určí ze vztahu
O_{SP}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	skutečné množství spalin
$O_{SP \min}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	minimální množství vlhkých spalin
$O_{SP \min}^S$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	minimální množství suchých spalin
$O_{SP \min}^{SV}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	minimální množství vlhkých spalin při použití suchého vzduchu
$\overline{O_{SP-C}}$	$kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}$	střední celkové měrné teplo spalin
$O_{VZ \min}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva
$O_{VZ \min}^S$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	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
$Q_{CS}, Q_{CÚ}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	průměrná hodnota výhřevnosti
Q_i^{daf}	$kJ \cdot kg^{-1}$	výhřevnost surového paliva
Q_i^r	$kJ \cdot kg^{-1}$	výhřevnost paliva,
Q_P^P	$kJ \cdot kg^{-1}$	teplo přivedené do kotle
Q_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn
Q_{VZ}	$kJ \cdot kg^{-1}$	teplo přivedené do kotle se vzduchem
r_{CO_2}	-	objemové části tříatomových plynů
r_{H_2O}	-	objemová část vodní páry ve spalínách
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
σ_2'	-	poměrná úhlopříčná rozteč
s	m	účinná tloušťka sálové vrstvy

Kotel na spalování výpalků lihovarů

s	m	síla stěn trubek
s_2	m	podélná rozteč
s_1	m	příčná rozteč
s_2	m	podélná rozteč
S	m^2	plocha výparných ploch
$t_{p,stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota páry
$t_{sp,stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota spalin
T_a	K	teplota nechlazeného plamene
T_O	K	absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště
T_Z	K	absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn
ν	$m^2 \cdot s^{-1}$	součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu
v	$m^3 \cdot kg^{-1}$	měrný objem
V_{H_2O}	%	objem vodní páry na $1m^3$ suchého vzduchu
V_O	m^3	aktivní objem ohniště
V_{SP}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	průtok spalin
w	$m \cdot s^{-1}$	rychlost páry
w_{SP}	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění spalin
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
$X_{\dot{u}}$	%	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
$Z_{c\dot{u}}$	%	ztráta v úletu
Z_k	%	ztráta komínová
Z_o	%	ztráty ostatní
Z_{so}	%	ztráta sdílením tepla do okolí
