

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav



Kotel na spalování výpalků lihovarů

Diplomová práce

Vypracoval: Bc. Viktor Lípa

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

Brno, 2008

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Anotace

Bc. Viktor Lípa

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Diplomová práce, Ústav energetiky, 2008

Diplomová práce se zabývá projekčním návrhem kotle, včetně dimenzování teplosměnných ploch a konstrukčním návrhem komory ekonomizéru. Kotel slouží na spalování výpalků z lihovarů a je vybaven přirozenou cirkulací výparníkem a roštovým spalováním.

Klíčová slova

Kotel, tepelný výpočet, spalovací komora, komora ekonomizéru

Annotation

Viktor Lípa

Stillage boiler

Graduation theses, power department, 2008

This graduation theses deals with designer solution of the boiler, include the dimensioning heat exchangers and engineering designer of the economizer chamber. Boiler is used for stillage combustion and fitted by natural circulation in vaporizer and stoker fired furnace.

Key words

Boiler, thermal calculation, vaporizer, economizer

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Bibliografická citace mé práce:

LÍPA, V. *Kotel na spalování výpalků lihovarů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 100 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval sám za pomoci vedoucího diplomové práce Doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc., konzultanta Ing. Bedřicha Heinze, literatury a dokumentačních materiálů a ostatních zdrojů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v závěru práce.

V Brně dne 23.5.2008

.....

Podpis

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce Doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. za poskytnutí informací a cenných připomínek, dále Ing. Bedřichu Heinze za pomoc při řešení a hledání podkladů pro výpočty. Také rodině a přátelům za jejich podporu po dobu mého studia.

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 2-1 I-t diagram spalín bez vlivu recirkulace.....</i>	<i>21</i>
<i>Obr. 2-2 I-t diagram spalín se zahrnutím recirkulovaných spalín.....</i>	<i>24</i>
<i>Obr. 4-1 Spalovací komora v membránovém provedení.....</i>	<i>33</i>
<i>Obr. 4-2 Pilový diagram</i>	<i>34</i>
<i>Obr. 5-1 Schéma 1. vstřiku do přehříváku II.....</i>	<i>35</i>
<i>Obr. 5-2 Schéma 2. vstřiku do přehříváku I.....</i>	<i>36</i>
<i>Obr. 6-1 Návrh a rozměry spalovací komory.....</i>	<i>40</i>
<i>Obr. 6-2 Schéma tepelného výpočtu.....</i>	<i>40</i>
<i>Obr. 7-1 Návrh a rozměry mříže</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 7-2 Schéma tepelného výpočtu.....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 8-1 Návrh a rozměry 1.části II. tahu a schéma tepelného výpočtu.....</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 8-2 Schéma tepelného výpočtu.....</i>	<i>52</i>
<i>Obr. 8-4 Schéma tepelného výpočtu.....</i>	<i>62</i>
<i>Obr. 9-6 Schéma tepelného výpočtu.....</i>	<i>74</i>
<i>Obr. 9-1 schéma tepelného výpočtu</i>	<i>79</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 2-2 Entalpie složek spalín a měrné teplo suchého vzduchu a vodní páry.....</i>	<i>20</i>
<i>Tab. 2-3 Entalpie spalín při různých hodnotách přebytku vzduchu bez vlivu recirkulace</i>	<i>21</i>
<i>Tab. 2-4 Entalpie spalín se zahrnutím recirkulovaných spalín.....</i>	<i>24</i>
<i>Tab. 5-1přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média.....</i>	<i>39</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A : Schéma kotle

Příloha B : konstrukční výkres komory ekonomizeru

OBSAH

OBSAH	10
1 ÚVOD	13
1.1 OBECNĚ O SPALOVÁNÍ BIOMASY	13
1.2 VÝHODY VYUŽITÍ BIOMASY	14
1.3 NEVÝHODY VYUŽITÍ BIOMASY	14
1.4 TECHNICKÝ POPIS KOTLE	14
2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY	16
2.1 VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH SLOŽEK PALIVA	16
2.2 MINIMÁLNÍ OBJEMY VZDUCHU A SPALIN Z PRVKOVÉHO ROZBORU PALIVA	16
2.3 OBJEMY VZDUCHU A SPALIN	18
2.3.1 MNOŽSTVÍ VZDUCHU A SPALIN	18
2.4 ENTALPIE VZDUCHU A PRODUKTŮ SPALOVÁNÍ	19
2.5 I-T DIAGRAM SPALIN A BILANCE VZDUCHU	21
2.6 ENTALPIE SPALIN PŘI RECIRKULACI	22
2.6.1 URČENÍ TEPEL SPALIN	22
2.6.2 OBJEMY VZDUCHU A PODÍLY SLOŽEK CELKOVÝCH SPALIN SE ZAHRNUTÍM RECIRKULOVANÝCH SPALIN	23
3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE	25
3.1 TEPLA PŘIVEDENÉ DO KOTLE	25
3.2 ZTRÁTY KOTLE A TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE	25
3.2.1 ZTRÁTA CHEMICKÝM NEDOPALEM	25
3.2.2 ZTRÁTA MECHANICKÝM NEDOPALEM	25
3.2.3 ZTRÁTA SDÍLENÍM TEPLA DO OKOLÍ (SÁLÁNÍM)	26
3.2.4 ZTRÁTA KOMÍNOVÁ	26
3.2.5 ZTRÁTA FYZICKÝM TEPEM TUHÝCH ZBYTKŮ	26
3.2.6 TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE	27
3.3 VÝROBNÍ TEPLA PÁRY A MNOŽSTVÍ PALIVA	27
3.3.1 VÝROBNÍ TEPLA PÁRY	27
3.3.2 MNOŽSTVÍ PALIVA	27
4 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	28
4.1 TEPELNÝ VÝPOČET OHNIŠTĚ	28
4.1.1 URČENÍ ADIABATICKÉ TEPLoty V OHNIŠTI	28
4.1.2 POMĚRNÁ TEPLota SPALIN	30
4.1.3 SOUČINITEL M	30
4.1.4 BOLTZMANNOVO ČÍSLO	31
4.1.5 SOUČINITEL TEPELNÉ EFEKTIVNOSTI STĚN	31
4.1.6 STUPEŇ ČERNOSTI OHNIŠTĚ	32
4.1.7 MNOŽSTVÍ TEPLA ODEVZDANÉHO V OHNIŠTI DO STĚN	33
4.1.8 ZNÁZORNĚNÍ SPALOVACÍ KOMORY	33

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

5	VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH	34
5.1	TLAK NAPÁJECÍ VODY	34
5.2	PŘEHŘÍVÁK III.....	35
5.3	PŘEHŘÍVÁK II	35
5.4	PŘEHŘÍVÁK I.....	36
5.5	ZÁVĚSNÉ TRUBKY	37
5.6	VÝPARNÍK	37
5.7	OHŘÍVÁK VODY (EKONOMIZÉR)	38
5.8	CELKOVÉ POTŘEBNÉ TEPLA	38
5.9	PŘEHLED VÝHŘEVNÝCH PLOCH ZE STRANY PRACOVNÍHO MÉDIA	39
6	VÝPOČET I. TAHU	40
7	VÝPOČET MŘÍŽE.....	41
7.1	KONSTRUKČNÍ VÝPOČET	41
7.2	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA.....	42
7.3	SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA	44
7.4	PŘEPOČET TEPLoty SPALIN NA VÝSTUPU Z MŘÍŽE	44
8	VÝPOČET II. TAHU KOTLE	45
8.1	PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET SPALINOVÉHO KANÁLU	45
8.2	VÝPOČET 1. ČÁSTI II. TAHU	46
8.2.1	VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY	47
8.2.2	VÝPOČET ZÁVĚSNÝCH TRUBEK.....	49
8.2.3	PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 1. ČÁSTI II. TAHU	52
8.3	VÝPOČET 2. ČÁSTI II. TAHU	52
8.3.1	VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY	53
8.3.2	VÝPOČET PŘEHŘÍVÁKU III.....	56
8.3.3	VÝPOČET ZÁVĚSNÝCH TRUBEK.....	59
8.3.4	PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 2. ČÁSTI II. TAHU	61
8.4	VÝPOČET 3. ČÁSTI II. TAHU	62
8.4.1	VÝPOČET MEMBRÁNOVÉ STĚNY	63
8.4.2	VÝPOČET PŘEHŘÍVÁKU II.....	66
8.4.3	VÝPOČET ZÁVĚSNÝCH TRUBEK.....	69
8.4.4	PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 3. ČÁSTI II. TAHU	71
9	VÝPOČET III. A IV. TAHU KOTLE.....	73
9.1	PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET SPALINOVÉHO KANÁLU	73
9.2	VÝPOČET PŘEHŘÍVÁKU I.....	75
9.2.1	PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z 1. ČÁSTI III. TAHU.....	78
9.3	VÝPOČET EKONOMIZÉRU.....	78
9.3.1	POČET ŘAD	81
9.3.2	PŘEPOČET SPALIN NA VÝSTUPU Z EKONOMIZERU	82
10	KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE	83
11	PEVNOSTNÍ VÝPOČET KOMORY EKONOMIZERU	84

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

12 ZÁVĚR.....	92
13 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	93
PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	94

1 ÚVOD

1.1 Obecně o spalování biomasy

Co je to vlastně biomasa? Tohle poslední dobou poměrně hodně frekventované slovo, u nás i ve světě, představuje v podstatě organickou hmotu v různých formách, využívanou pro energetické účely. Biomasa představuje asi 2/3 všech obnovitelných zdrojů v Evropě a je nejrychleji rostoucím odvětvím „obnovitelné energetiky“. Z důvodu začínající krize fosilních paliv se proto dostává do popředí zájmu jak pro malé „domkové“ uživatele, tak pro využití v tepelných elektrárnách.

Biomasu rozlišujeme na více druhů. Může to být rostlinného původu (fytomasa), živočišného původu, vedlejší organické produkty nebo organické odpady. Za základní zdroj biomasy se považují rostliny, které jsou pomocí světelné energie Slunce schopny vytvořit sacharidy a následně bílkoviny. Z hlediska energetického využití jde v podmínkách České republiky většinou o dřevo (či tříděný odpad), slámu, rychle rostoucí energetické rostliny (řepka olejná,..) a jiné zemědělské zbytky a exkrementy užitkových zvířat, či o energeticky využitelný tříděný komunální odpad nebo plynné produkty vznikající při provozu čistíren odpadních vod. Využití rostlinné biomasy je limitováno především dostupností půdy.

Využití energie biomasy je velmi různorodé. Do budoucna by se však biomasa měla využívat těmi nejefektivnějšími způsoby. Nejvyšší účinnosti lze dosáhnout při výrobě tepla, tedy více než 90 %. Kombinovaná výroba elektřiny a tepla má účinnost od 50 % do 90 % v závislosti na použité technologii. Tyto technologie jsou kvalitní a slibně se rozvíjejí. Produkce kapalných biopaliv první generace (především bioethanol a methylester rostlinných olejů) má účinnost 55 – 60 % za dodržení optimálních podmínek výroby. Je to do značné míry ovlivněno hektarovým výnosem plodin a způsobem pěstování. Nejnižší účinnost představuje výroba elektrické energie bez využití tepla (25 – 40 %). Obdobně nízkou účinnost vykazují také kapalná biopaliva druhé generace, ale technologie výroby se zatím vyvíjejí a lze očekávat výrazné zlepšení.

palivo	výhřevnost [MJ / kg]	obsah vody [%]	obsah síry [%]
hnědé uhlí energetické	10,6 - 12,7	34 - 36	1,1 - 1,8
hnědé uhlí-domácnost	11,4 - 17	25 - 30	0,8
polínka suchá	13	do 25	0
piliny a hobliny	do 16	do 15	0
kůra jehličnanů skladovaná	9 - 12,4	30 - 46	0,1
štěpka hrubá	12,5 - 14	25 - 30	0
štěpka drobná	6	do 60	0
kůrové brikety	18,5	cca 10	0,1
dřevěné pelety	17,5	Cca 10	0
sláma obilní	14	cca 20	0,1
řepková	15	cca 20	0,2

Tab.1.1 - porovnání základních veličin biomasy a uhlí. Tabulka převzata z www.biom.cz

1.2 Výhody využití biomasy

- Biomasa má jako zdroj energie obnovitelný charakter.
- 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).
- Její využívání přispívá ke zlepšení životního prostředí.
- Intenzivní vegetace energetických rostlin přispívá k redukci skleníkových plynů (intenzivnějším odčerpáváním oxidu uhličitého z ovzduší- uzavře se koloběh vzniku a zániku).
- Pěstování energetických rostlin umožňuje efektivní využívání přebytečné půdy.
- Produkce biomasy, její zpracování a výroba příslušné techniky rozšiřuje pracovní příležitosti v regionech, a proto má využívání biomasy pro energii i pozitivní sociální aspekty.
- Biomasu lze podle typu využít buď pro spalování, nebo ji biochemicky přeměnit (kvašením) na další ušlechtilá biopaliva jako je bioplyn, bionafta nebo etanol.
- Omezení využívání neobnovitelných zdrojů.

1.3 Nevýhody využití biomasy

- Závisí na typu biomasy.
- Větší obsah vody a tudíž nižší výhřevnost (dřevní hmota).
- Větší objem paliva a tím pádem vyšší nároky na skladovací prostory.
- Nutnost úpravy paliva (sušení, tvarování, atd.) vyžaduje investice do nových zařízení. To činí celý proces složitější a nákladnější.
- 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.
- Možnost provozu je závislá na možnosti získat v lokalitě dostatečné množství biomasy.

1.4 Technický popis kotle

Parní kotel je určen ke spalování biomasy ve formě peletek, lisovaných z odpadních výpalků lihovarů a je proveden jako kotel s roštovým spalováním a přirozeným cirkulací výparníkem. Pro spalování biomasy se použije americký rošt rotograte. Palivo se spaluje částečně ve vzhledu a částečně na roštu. Jemné části paliva shoří přímo v proudu spalin. Větší části se rovnoměrně nasypou přes rošt.

Ze spalování ve vzhledu plyne výhoda, že většina paliva shoří před dotykem s roštem a proto plocha roštu může být menší než u klasických roštů, kde je maximální tepelné zatížení 1 MW/m^2 . U použitého roštu je $1,8 \text{ MW/m}^2$, to má za následek menší rozměry roštu a tím pádem i spalovací komory.

Kotel na spalování výpalků lihovarů

V zadní stěně spalovací komory jsou trysky pro vstup recirkulovaných spalin. Recirkulace slouží k ovlivnění teploty spalování a tím i ke snížení tvorby NO_x a dále ke snížení teploty spalin. Necirkulované spaliny jsou odebírány za poslední výhřevnou plochou kotle o teplotě cca.140°C. Teplota páry je regulována dvoustupňovou vstříkovou regulací napájecí vodou, která je umístěna za 1. a 2. blokem přehříváku.

2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Stechiometrické výpočty slouží ke zjištění objemu vzduchu, potřebného pro spálení jednoho kilogramu peletek a ke zjištění objemu spalin, které při spalování vznikají. Hodnota objemu je brána pro normální stav, tj. 0 °C a tlak 0,101Mpa.

Model dokonalého spalování předpokládá dokonalé spálení veškeré hořlaviny obsažené v palivu (teoretický případ). Model nedokonalého spalování připouští pouze částečné vyhoření paliva. To je zohledněno ve ztrátě mechanickým nedopalem (Z_{CO}).

Stechiometrické objemy jsou závislé na složení paliva, změna paliva znamená i změny objemů a nový výpočet.

2.1 Výpočet jednotlivých složek paliva

$$h + A^r + W^r = 100\% \quad (2.1-1)$$

$$90,0\% + 4,2\% + 5,8\% = 100\%$$

$$\text{Prvkový obsah hořlaviny } h = C^h + H_2^h + N_2^h + O_2^h + S^h = 100\% \quad (2.1-2)$$

$$50,8\% + 6,1\% + 0,2\% + 42,6\% + 0,2\% = 100\%$$

$$\text{Prvkový obsah na 1kg paliva } C^r = 44,3\% ; H_2^r = 6,5\% ; N_2^r = 5,4\% ; O_2^r = 33,1\% ;$$

$$S^r = 0,7\%$$

2.2 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva:

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) = \frac{22,39}{100} \left(\frac{44,3}{12,01} + \frac{6,5}{4,032} + \frac{0,35}{32,06} - \frac{33,1}{32} \right) = \quad (2.2-1)$$

$$= 0,9577 m^3 / kg$$

kde C^r , H_2^r , O_2^r je složení hořlaviny surového paliva a S_{prch}^r je obsah prchavé složky síry

v původním stavu [%], kde $S_{prch}^r = \frac{S^r}{2} = \frac{0,7}{2} = 0,35\%$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1kg paliva:

$$O_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} O_{O_2 \min} = \frac{100}{21} 0,9577 = 4,5604 m^3 / kg \quad (2.2-2)$$

Objem vodní páry na 1m³ suchého vzduchu:

$$V_{H_2O} = \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 0,7 \cdot \frac{0,004247}{0,101 - 0,7 \cdot 0,004247} = 0,0168\% \quad (2.2-3)$$

$$\frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 0,024 \quad \text{pro } 20^\circ C \quad (2.2-4)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

φ je relativní vlhkost vzduchu[70%]

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

p_c je celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

$$\text{součinitel } f = 1 + \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 1 + 0,0168 = 1,0168 \quad (2.2-5)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva

$$O_{VZ \min} = f \cdot O_{VZ \min}^S = 1,0168 \cdot 4,5604 = 4,6307 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.2-6)$$

Minimální množství suchých spalin vznikne dokonalým spálením paliva bez přebytku vzduchu(při $\alpha = 1$):

$$O_{SP \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,8224 + 0,0048 + 3,6022 + 0,0420 = 4,4714 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.2-7)$$

Objem CO_2 ve spalinách se určí ze vztahu:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ \min}^S = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{44,3}{12,01} + 0,0003 \cdot 4,5604 = 0,8224 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.2-8)$$

Objem SO_2 ve spalinách se určí ze vztahu:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S_{prch}^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,035}{32,06} = 0,0048 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.2-9)$$

Objem N_2 ve spalinách se určí ze vztahu:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ \min}^S = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{5,4}{28,016} + 0,7805 \cdot 4,5604 = 3,6022 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.2-10)$$

Objem Ar ve spalinách se určí ze vztahu:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ \min}^S = 0,0092 \cdot 4,5604 = 0,0420 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.2-11)$$

Maximální množství CO_2 ve spalinách:

$$(CO_2)_{\max} = \frac{O_{CO_2}}{O_{SP \min}^S} \cdot 100 = \frac{0,8224}{4,4714} \cdot 100 = 18,3935\% \quad (2.2-12)$$

Minimální objem vodní páry je tvořen vodní parou ze spalování vodíku, odpařenou vlhkostí a vlhkostí vzduchu:

$$\begin{aligned} O_{H_2O \min} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{VZ \min}^S = \\ &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{6,5}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{5,8}{18,016} + (1,0168 - 1) \cdot 4,5604 = 0,8709 \text{ m}^3 / \text{kg} \end{aligned} \quad (2.2-13)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{SP\min} = O_{SP\min}^S + O_{H_2O\min} = 4,4714 + 0,8709 = 5,3423m^3 / kg \quad (2.2-14)$$

2.3 Objemy vzduchu a spalin

Aby nedocházelo k vysokým nedopalům paliva, se ve skutečnosti spalování provádí s určitým přebytkem vzduchu α , ten závisí na typu kotle a paliva. Na α potom závisí skutečné hodnoty množství spalovacího vzduchu a vzniklých spalin. Volím na základě doporučení konzultantů přebytek vzduchu na roštu $\alpha = 1,3$.

2.3.1 Množství vzduchu a spalin

Skutečné množství vzduchu s přebytkem vzduchu:

$$O_{VZ} = \alpha \cdot O_{VZ\min} = 1,3 \cdot 4,6370 = 6,0281m^3 / kg \quad (2.3.1-1)$$

Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,3$:

$$O_{SP} = O_{SP\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ\min} = 5,3424 + (1,3 - 1) \cdot 4,6370 = 6,7334m^3 / kg \quad (2.3.1-2)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,0048 + 0,8224}{6,7334} = 0,1229 \quad (2.3.1-3)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,8953}{6,7334} = 0,1330 \quad (2.3.1-4)$$

kde

$$\begin{aligned} O_{H_2O} &= O_{H_2O\min} + (f - 1)(\alpha - 1) \cdot O_{VZ\min}^S = 0,8709 + (1,0168 - 1)(1,3 - 1) \cdot 4,5604 = \\ &= 0,8953m^3 / kg \end{aligned} \quad (2.3.1-5)$$

Součet objemových částí tříatomových plynů:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1229 + 0,1330 = 0,2558 \quad (2.3.1-6)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 4,2}{6,7334} \cdot \frac{38}{100} = 2,3703g / m^3 \quad (2.3.1-7)$$

kde x_p je procento popela v úletu a A^r je procento popelovin v původním stavu paliva.
 x_p pro dřevo volím 38%.

Pro přehledné posouzení vývoje produktů spalování je vytvořena následující tabulka 2-1.

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Tab. 2-1 Objem spalín a objemové části tříatomových plynů při různých přebytecích vzduchu

α	1	1,3	1,3 s recirkulací
$O_{SP} [m^3/kg]$	5,3424	6,7334	7,733443138
$O_{H_2O} [m^3/kg]$	0,8709	0,8953	1,02823451
$r_{RO_2} [-]$	0,1548	0,1229	0,106967664
$r_{H_2O} [-]$	0,16302735	0,1330	0,132959471
$r_{SP} [-]$	0,3179	0,2558	0,239927135
$\mu [g/m^3]$	2,987447201	2,3703	2,0637638

2.4 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Při tepelné bilanci kotlů a spalinových výměníků je třeba vyjádřit teplo, které je spalínám odebráno. K tomuto účelu je nejvhodnější použít entalpii spalín. Pro zjednodušení bilančních vztahů je výhodnější nepracovat s měrnou entalpií vztaženou na jednotku jejich objemu nebo hmotnosti, ale jako základní vztažnou jednotku použít objem spalín, který přísluší spálení jednotkového množství paliva. Jednotkou měrné entalpie je pak $1 \text{ kJ/kg}_{\text{paliva}}$.

Entalpie spalín vzniklých spálením 1 kg tuhého paliva (pro výpočet beru teplotu 450°C , přebytek vzduchu $\alpha = 1$ a součinitel $f = 1,0168$ z rovnice 2.2-5) :

$$I_{SP} = I_{SP \min} + (\alpha - 1)I_{VZ \min} + I_P = 3515,8698 + (1 - 1) \cdot 2609,4053 + 0 = 3515,8698 \text{ kJ/kg} \quad (2.4-1)$$

Minimální množství spalín:

$$\begin{aligned} I_{SP \min} &= O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} = \\ &= 0,8224 \cdot 883 + 0,0048 \cdot 953 + 3,6022 \cdot 596,5 + 0,8709 \cdot 710,5 + 0,0420 \cdot 418,5 = \\ &= 3515,8698 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (2.4-2)$$

kde i je entalpie jednotlivých složek spalín

Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{VZ \min} = O_{VZ \min}^S \cdot (ct)_{VZ} = 4,5604 \cdot 1,3624 \cdot (450) = 2609,4053 \text{ kJ/kg} \quad (2.4-3)$$

kde měrné teplo vlhkého vzduchu se určí:

$$c = c_s + 0,0016d \cdot c_{H_2O} = 1,336 + 0,0016 \cdot 10,4464 \cdot 1,5775 = 1,3624 \text{ kJ/m}^3\text{K} \quad (2.4-4)$$

kde d se určí:

$$d = (f - 1) \frac{\rho_{(H_2O)_0}}{\rho_{(VZ)_0}} \cdot 10^3 = (1,0168 - 1) \frac{0,8040}{1,2930} \cdot 10^3 = 10,4464 \text{ g/kg} \quad (2.4-5)$$

při $d > 10 \text{ gr/kg}$,

d ...obsah vody ve vzduchu v gr na 1 kg suchého vzduchu

Kotel na spalování výpalků lihovarů

měrné teplo suchého vzduchu c_s a měrné teplo vodní páry c_{H_2O} se určí z tabulky 2-2, stejně jako entalpie složek spalín.

Tab. 2-2 Entalpie složek spalín a měrné teplo suchého vzduchu a vodní páry

$t[^\circ\text{C}]$	Entalpie složek spalín					Měrné teplo	
	$\text{CO}_2[\text{kJ}/\text{m}^3]$	$\text{N}_2[\text{kJ}/\text{m}^3]$	$\text{H}_2\text{O}[\text{kJ}/\text{m}^3]$	$\text{SO}_2[\text{kJ}/\text{m}^3]$	$\text{Ar}[\text{kJ}/\text{m}^3]$	$c_s[\text{kJ}/\text{m}^3\text{K}]$	$c_{H_2O}[\text{kJ}/\text{m}^3\text{K}]$
100	170	130	150	189	93	1,300	1,505
200	357	260	304	392	186	1,307	1,522
300	559	392	463	610	278	1,317	1,542
400	772	527	626	836	372	1,329	1,565
500	994	666	795	1070	465	1,343	1,590
600	1225	804	969	1310	557	1,356	1,615
700	1462	948	1149	1550	650	1,371	1,641
800	1705	1094	1334	1800	743	1,384	1,688
900	1952	1240	1526	2050	834	1,398	1,696
1000	2204	1392	1723	2305	928	1,410	1,723
1500	3504	2166	2779	3590	1390	1,462	1,853
2000	4844	2965	3926	4890	1855	1,453	1,963

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

$$A^r > \frac{6Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} = \frac{6 \cdot 17900}{41,8 \cdot 38} = 67,6152 \quad (2.4-6)$$

$$4,2 < 42,76$$

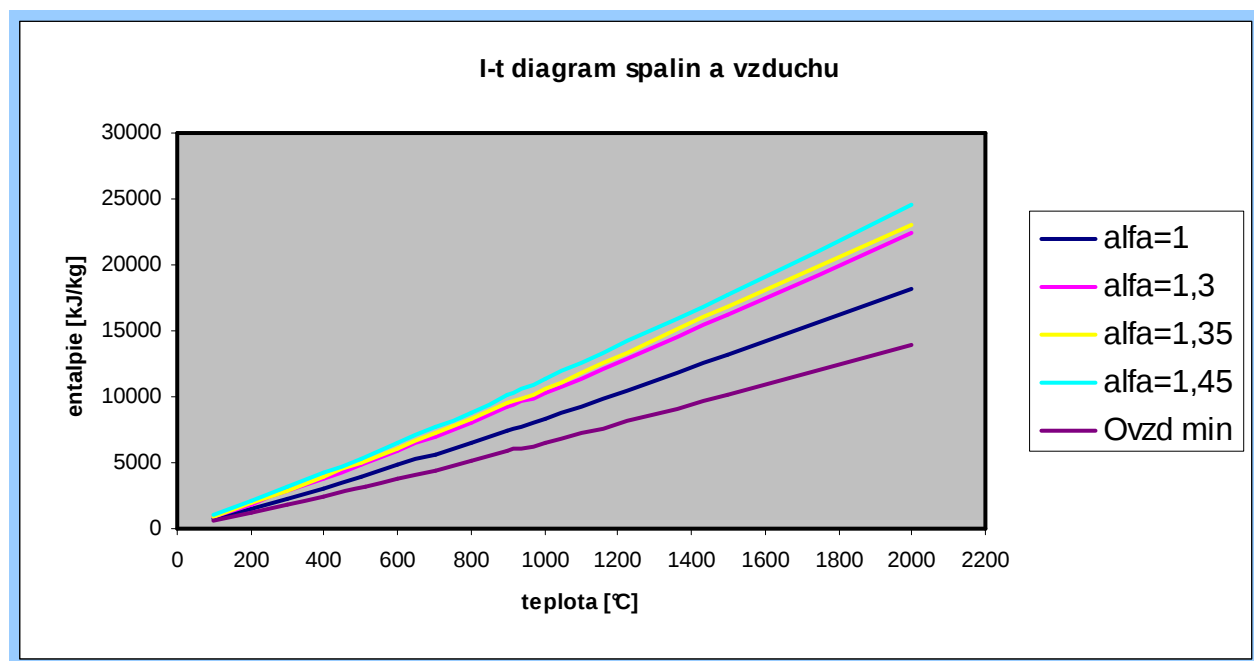
Takže entalpii popílku neuvažují $I_p = 0$.

Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

t	$I_{VZ \min}$	$I_{SP \min}$	$I_{SP} [kJ/kg]$		
$[^{\circ}C]$	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$	1,3	1,35	1,45
100	604,3171	743,5526	924,8477	955,0636	1015,495
200	1215,2778	1504,6375	1869,221	1929,985	2051,513
300	1837,0551	2289,6481	2840,765	2932,617	3116,323
400	2471,9978	3098,1183	3839,718	3963,317	4210,517
510	3185,3299	3933,6213	4889,22	5048,487	5367,02
600	3784,1611	4777,2656	5912,514	6101,722	6480,138
700	4464,1255	5652,7256	6991,963	7215,17	7661,582
800	5152,1513	6544,7273	8090,373	8347,98	8863,195
900	5854,1795	7453,2360	9209,49	9502,199	10087,62
1000	6561,4261	8377,5658	10345,99	10674,06	11330,21
1500	10199,0288	13180,1159	16239,82	16749,78	17769,68
2000	13980,3022	18185,0735	22379,16	23078,18	24476,21

2.5 I-t diagram spalin a bilance vzduchu



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

2.6 Entalpie spalín při recirkulaci

Recirkulace je v podstatě přivádění chladných spalín (cca. 140 °C) do primárního vzduchu, což způsobí ochlazení spalín ve spalovací komoře. Recirkulace spalín ve výpočtech objemů a entalpií se uvažuje na celém úseku od místa zavedení necirkulujících spalín až do místa jejich odběru.

Koeficient recirkulace

$$r = \frac{O_r}{O_{sp.od}} = \frac{1}{6,7224} = 0,1485 \quad (2.6-1)$$

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

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

$$O_{spr1,3} = O_{sp} + r \cdot O_{sp.od} = 6,7224 + 0,1485 \cdot 6,7224 = 7,7334 m^3 / kg \quad (2.6-2)$$

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

Entalpie spalín v místě jejich zavedení do traktu po smíšení bude

$$I_{spr} = I_{sp} + r \cdot I_{sp.od} = 17016,2055 + 0,1485 \cdot 1302,5970 = 17209,6573 kJ / kg \quad (2.6-4)$$

Teplota spalín po smíšení

$$t_{spr} = \frac{I_{spr}}{(O_{sp} \cdot c)_{spr}} = \frac{17209,6573}{8,8371} = 1491,20^\circ C \quad (2.6-5)$$

kde celkové měrné teplo spalín na 1 kg paliva po smíšení se určí ze vzorce

$$(O_{sp} \cdot c)_{spr} = (O_{sp} \cdot c)_{sp} + r \cdot (O_{sp} \cdot c)_{sp.od} = 10,2176 + 0,1485 \cdot 8,9010 = 11,5408 kJ / kg \cdot K \quad (2.6-6)$$

kde I_{sp} a $(O_{sp} \cdot c)_{sp}$ - entalpie a celkové měrné teplo v místě zavedení spalín před smíšením

$I_{sp.od}$ a $(O_{sp} \cdot c)_{sp.od}$ - entalpie a celkové měrné teplo spalín, které zůstávají v místě odběru.

Teplota spalín po smíšení vyšla 1491,2011°C.

2.6.1 Určení tepel spalín

celkové teplo dodané ohništi

$$Q_c = Q_p + Q_{vz} + Q_{rec} \cdot r = 25180,6961 + 223,7003 + 1842,0944 \cdot 0,1485 = 27246,4908 kW \quad (2.6.1-1)$$

kde Q_{vz} , Q_p (z rovnice 4.1.1-2, 4.1.1-4)

teplo recirkulovaných spalín

$$Q_{rec} = O_{spr1,35} \cdot I_{sp.rec} \cdot M_{pv} = 7,7334 \cdot 194,4733 \cdot 1,4067 = 1842,0944 kW \quad (2.6.1-2)$$

2.6.2 Objemy vzduchu a podíly složek celkových spalín se zahrnutím recirkulovaných spalín

Zbylý vzduch ve spalínách při $\alpha = 1,3$

$$O_{vz1,3} = (\alpha - 1) \cdot O_{vz\min} = (1,3 - 1) \cdot 4,6370 = 1,3911 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.6.2-1)$$

podíl složek celkových spalín

$$\omega_{vz.c} = \frac{O_{vz.c}}{O_{sp1,3}} = \frac{1,3911}{6,7334} = 0,2066 \quad (2.6.2-3)$$

$$O_{N_2c} = O_{sp1,3} \cdot \omega_{rec} \cdot \omega_{N_21,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{N_21,3} = 6,7334 \cdot 0,1485 \cdot 0,5350 + 6,7334 \cdot 0,5350 = 4,1373 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.6.2-4)$$

$$\omega_{N_2c} = \frac{O_{N_2c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{4,1373}{7,7334} = 0,5350 \quad (2.6.2-5)$$

$$O_{CO_2c} = O_{sp1,3} \cdot \omega_{rec} \cdot \omega_{CO_21,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{CO_21,3} = 6,7334 \cdot 0,1485 \cdot 0,1221 + 6,7334 \cdot 0,1221 = 0,9446 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.6.2-6)$$

$$\omega_{CO_2c} = \frac{O_{CO_2c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{0,9446}{7,7334} = 0,1222 \quad (2.6.2-7)$$

$$O_{Ar.c} = O_{sp1,3} \cdot \omega_{rec} \cdot \omega_{Ar.c1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{Ar.c1,3} = 6,7334 \cdot 0,1485 \cdot 0,0062 + 6,7334 \cdot 0,0062 = 0,0482 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.6.2-8)$$

$$\omega_{Ar.c} = \frac{O_{Ar.c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{0,0482}{7,7334} = 0,0062 \quad (2.6.2-9)$$

$$O_{H_2Oc} = O_{sp1,3} \cdot \omega_{rec} \cdot \omega_{H_2O1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{H_2O1,3} = 6,7334 \cdot 0,1485 \cdot 0,1293 + 6,7334 \cdot 0,1293 = 1,0003 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2.6.2-12)$$

$$\omega_{H_2O.c} = \frac{O_{H_2O.c}}{O_{sp.c1,3}} = \frac{1,0003}{7,7334} = 0,1294 \quad (2.6.2-13)$$

Entalpie spalín s recirkulovanými spalínami ve spalovacím prostoru

pro teplotu 1000 °C

$$\begin{aligned} I_{sp.rec1000^\circ C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2c} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2c} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar.c} \cdot i_{Ar} + \omega_{H_2O.c} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz.c} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,5350 \cdot 1392 + 0,1222 \cdot 2204 + 0,0062 \cdot 928 + 0,1294 \cdot 1723 + 0,2066 \cdot 1,462 \cdot 1000 = \\ &= 1544,5770 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned} \quad (2.6.2-14)$$

pro teplotu 1500 °C

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$I_{sp,rec1500^{\circ}C} = \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2c} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2c} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar.c} \cdot i_{Ar} + \omega_{H_2O.c} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz.c} \cdot c_p \cdot t =$$

$$= 0,5350 \cdot 2166 + 0,1222 \cdot 3504 + 0,0062 \cdot 1390 + 0,1294 \cdot 2779 + 0,2066 \cdot 1,474 \cdot 1500 = \quad (2.6.2-15)$$

$$= 2411,6423 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

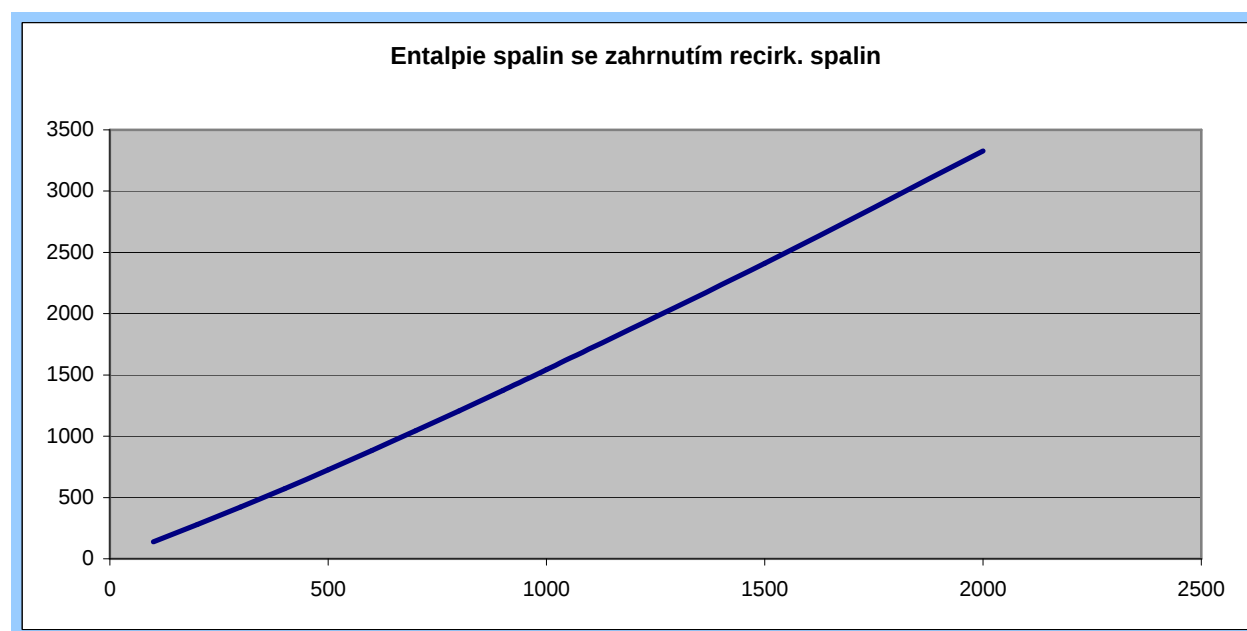
Entalpie spalin v ohništi se zahrnutím recirkulovaných spalin

$$I_{sp.c} = \frac{Q_c}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{18955,35}{5,5739 \cdot 1,722} = 1967,498 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (2.6.2-16)$$

kde Q_c celkové teplo dodané ohništi dle rovnice (2.6.1.-1)

Tab. 2-4 Entalpie spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin

t	I_{SP}	I_{SP}
$[^{\circ}C]$	$[kg / m^3]$	$[kJ / kg]$
100	138,1002	1067,9901
200	279,0835	2158,2762
300	424,1465	3280,1129
400	573,2250	4433,0032
510	727,1183	5623,1282
600	882,7123	6826,4051
700	1043,8989	8072,9329
800	1207,8657	9340,9605
900	1374,8624	10632,4200
1000	1544,5770	11944,8988
1500	2411,6423	18650,2983
2000	3328,5899	25741,4607



Obr. 2-2 I-t diagram spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin

3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Určení účinnosti kotle a spotřeby paliva pro dosažení požadovaného tepelného výkonu.

3.1 Teplo přivedené do kotle

Pro určení účinnosti je třeba znát tepelný příkon kotle

$$Q_p^p = Q_r^i + i_p = 17900 + 0 = 17900 \text{ kJ / kg} \quad (3.1-1)$$

kde Q_r^i je výhřevnost paliva, i_p je fyzické teplo paliva.

Fyzické teplo paliva se uvažuje v případě předeřívání paliva mimo kotel, nebo není-li předeříváno cizím zdrojem, ale obsah vody v palivu nesplňuje podmínku:

$$W_t^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} = \frac{17900}{4,19 \cdot 150} = 28,48 \quad (3.1-2)$$

$5,8 \geq 28,48 \Rightarrow 5,8\% \geq 28,48\%$ V našem případě není podmínka splněna a proto fyzické teplo paliva nepočítám.

3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost kotle

Účinnost kotle se odvíjí od velikost jednotlivých tepelných ztrát. Ty je nutné při návrhu nového kotle předem odhadnout. Budu uvažovat tyto ztráty:

- ztráta hořlavinou ve spalínách - chemickým nedopalem Z_{CO}
- Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích - mechanickým nedopalem Z_C
- ztráta sdílením tepla do okolí (sáláním) Z_{SO}
- ztráta fyzickým teplem spalin - komínová Z_K
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků Z_f

3.2.1 Ztráta chemickým nedopalem

Nazývá se také ztráta hořlavinou ve spalínách a vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách (CO, H₂ a uhlovodíky). Jejich obsah je dán nedokonalostí spalování. Dle [1] a konzultací volím tuto ztrátu $Z_{CO} = 0,5\%$

3.2.2 Ztráta mechanickým nedopalem

Představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích a lze ji určit:

$$Z_C = Z_{CS} + Z_{CÚ} = 0,8774 + 1,0199 = 1,8973\% = 1,9\% \quad (3.2.2-1)$$

kde Z_{CS} je ztráta ve škváře nebo v strusce, $Z_{CÚ}$ je ztráta v úletu a spočítají se:

$$Z_{CS} = \frac{C_s}{100 - C_s} \cdot \frac{X_s}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{CS} = \frac{15}{100 - 15} \cdot \frac{65}{100} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 32600 = 0,8774\% \quad (3.2.2-2)$$

$$Z_{CÚ} = \frac{C_{Ú}}{100 - C_{Ú}} \cdot \frac{X_{Ú}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{CÚ} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{40}{100} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 32600 = 1,0019\% \quad (3.2.2-3)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

kde C_i je podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků, z toho C_s je podíl popela ve škváře, $C_{\dot{U}}$ je podíl popela v úletu, X_i je podíl popela z celkového množství v palivu, pro jednotlivé složky: X_s je podíl popela ve škváře, $X_{\dot{U}}$ je podíl popela v úletu. A^r je celkové procento popela v palivu, Q_p^p je teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva a Q_{CS} , $Q_{C\dot{U}}$ je průměrná hodnota výhřevnosti. Hodnoty jsem zvolil na základě konzultací a lit[1].

3.2.3 Ztráta sdílením tepla do okolí (sáláním)

Množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí. Závisí na kvalitě izolace stěn, velikosti povrchu a výkonu kotle. Ztrátu jsem zvolil dle lit[1]: $Z_{SO} = 1,1\%$.

3.2.4 Ztráta komínová

Bývá také označována jako ztráta citelným teplem spalin a představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Jedná se o nejvýznamnější ztrátu, která nejvíce ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Její velikost roste se zvyšováním přebytku vzduchu a teploty spalin na konci kotle.

$$\begin{aligned} Z_K &= (100 - Z_C) \cdot \frac{(I_{SP} - I_{vz})}{Q_p^p} = \\ &= (100 - 1,9) \cdot \frac{(1084,0772 - 156,3927)}{17900} = 5,08\% \end{aligned} \quad (3.2.4-1)$$

kde I_{SP} je entalpie spalin při teplotě a přebytku vzduchu za kotlem a určí se:

$$\begin{aligned} I_{SP} &= I_{SP\min} + (\alpha - 1)I_{vz\min} = \\ &= 1047,9866 + (1,3 - 1) \cdot 120,3020 = 1084,0772 \text{ kJ / kg} \end{aligned} \quad (3.2.4-2)$$

a I_{vz} je entalpie vzduchu při teplotě a přebytku vzduchu za kotlem a určí se:

$$I_{vz} = I_{vz\min} \cdot \alpha = 120,3020 \cdot 1,3 = 156,3927 \text{ kJ / kg} \quad (3.2.4-3)$$

$I_{SP\min}$, $I_{vz\min}$ beru při teplotě 140°C a přebytku vzduchu $\alpha = 1,3$.

3.2.5 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_f = Z_{fS} + Z_{f\dot{U}} = 0,1006 + 0,0144 = 0,1150\% = 0,12\% \quad (3.2.5-1)$$

kde Z_{fS} je ztráta ve škváře nebo v strusce, $Z_{f\dot{U}}$ je ztráta v úletu a spočítají se:

$$Z_{fS} = \frac{X_s}{100 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i = \frac{65}{100 - 15} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 0,9340 \cdot 600 = 0,1006\% \quad (3.2.5-2)$$

$$Z_{f\dot{U}} = \frac{X_{\dot{U}}}{100 - C_{\dot{U}}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i = \frac{40}{100 - 25} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 0,8232 \cdot 140 = 0,0144\% \quad (3.2.5-3)$$

kde C_s je podíl popela ve škváře, $C_{\dot{U}}$ je podíl popela v úletu. X_s je podíl popela ve škváře, $X_{\dot{U}}$ je podíl popela v úletu. A^r je celkové procento popela v palivu, Q_p^p je teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva. Hodnoty jsem zvolil na základě konzultací a lit [1].

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

Ze známé velikosti poměrných ztrát je možné určit hrubou účinnost kotle nepřímým způsobem podle vztahu:

$$\eta_K = 100 - \sum Z = 100 - 9,2 = 90,8\% \quad (3.2.6-1)$$

$$\sum Z = Z_{CO} + Z_C + Z_{SO} + Z_K + Z_f + Z_n = 0,5 + 1,9 + 1,1 + 5,08 + 0,12 + 0,5 = 9,2\% \quad (3.2.6-2)$$

kde Z_n jsou ztráty nepočitatelné.

3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

3.3.1 Výrobní teplo páry

Výrobní teplo páry může být označeno jako celkový tepelný výkon kotle. Určíme jej ze vztahu:

$$\begin{aligned} Q_V &= M_{PP} (i_{PP} - i_{NV}) + M_{mp} \cdot (i_2 - i_1) + M_o \cdot (i' - i_{NV}) + M_{op} \cdot (i'' - i_{NV}) = \\ &= 8,3333 \cdot (3253,52 - 444,1875) = 23411,1042 \text{ kW} \end{aligned} \quad (3.3.1-1)$$

kde M_{PP} je parní výkon kotle, i_{PP} je entalpie přehřáté páry (beru i_{PP} při tlaku 4,5 Mpa a teplotě 420°C), i_{NV} je entalpie napájecí vody, M_{mp} množství přehřáté páry neuvažuji, M_o množství odluhu volím 0,5%, při množství menším jak 2% se ve výpočtu neuvažuje, M_{op} množství odebírané syté páry z bubny je uvažován pouze pro palivo s vyšší vlhkostí (50%).

3.3.2 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle se určí dle vztahu:

$$M_P = \frac{Q_V}{Q_P^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{23411,1042}{17900 \cdot \frac{90,8}{100}} = 1,4340 \text{ kg/s} \quad (3.3.2-1)$$

Množství paliva skutečně spáleného (výpočtově):

$$M_{PV} = M_P \cdot \left(1 - \frac{Z_C}{100}\right) = 1,4340 \cdot \left(1 - \frac{1,9}{100}\right) = 1,4067 \text{ kg/s} \quad (3.3.2-2)$$

4 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Pro výpočet spalovací komory jsme na základě použité literatury, konzultací a orientačního výkresu zvolil následující rozměry.

Rozměry spalovací komory:	Šířka(a)	...	2,88m
	Hloubka(b)	...	4,96m
	Délka mříže(c)	...	2,7m
	Výška(h)	...	11,35m

Parametry šířka a hloubka vycházely z rozměru roštu.

Pro zjednodušení se neuvažují drobné geometrické odchylky od kvádrů a na základě této úvahy lze pro výpočet plochy použít tento vztah:

$$F_{ST} = 2 \cdot b \cdot h + a \cdot h + a \cdot (h - c) + a \cdot b =$$

$$= 2 \cdot 4,96 \cdot 11,35 + 2,88 \cdot 11,35 + 2,88 \cdot (11,35 - 2,7) + 2,88 \cdot 4,96 = 184,4768 m^2 \quad (4-1)$$

Aktivní objem ohniště :

$$V_o = a \cdot b \cdot h = 2,88 \cdot 4,96 \cdot 11,35 = 162,1325 m^3 \quad (4-2)$$

Přesnější výpočet se zahrnutí geometrických odchylek:

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

$$F_{US} = F_{ST} \cdot x_{ST} = 184,4768 \cdot 0,95 = 175,2530 m^2 \quad (4-3)$$

kde x_{ST} je uhlový součinitel trubkové stěny voleno z lit [1].

4.1 Tepelný výpočet ohniště

4.1.1 Určení adiabatické teploty v ohništi

Představuje teplotu v ohništi bez použití recirkulace chladných spalin.

Entalpie spalin ve spalovací komoře se určí ze vztahu:

$$I_{sp} = \frac{Q_{vz} + Q_p}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{223,7003 + 25180,6961}{6,7334 \cdot 1,4067} = 2681,9889 kJ / m^3 \quad (4.1.1-1)$$

Q_{vz} je teplo dodané se vzduchem a Q_p je teplo vzniklé spálením paliva

$$Q_{vz} = O_{vz \min} \cdot M_{pv} \cdot I_{vz} \cdot \alpha = 4,6370 \cdot 1,4067 \cdot 26,38 \cdot 1,3 = 223,7003 kW \quad (4.1.1-2)$$

$$I_{vz} = c \cdot t = 1,319 \cdot 20 = 26,38 kJ / m^3 \quad (4.1.1-3)$$

kde c , t – jsou měrné teplo vlhkého vzduchu při dané teplotě nasávaného vzduchu
příčemž teplotě nasávaného vzduchu

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$Q_p = M_{pv} \cdot Q_i^r = 1,4067 \cdot 17900 = 25180,6961 \text{ kW} \quad (4.1.1-4)$$

pro určení entalpie spalín je nutno znát procentuální složení spalín, přebytek vzduchu v ohništi $\alpha = 1,3$

$$\omega_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{sp}} = \frac{3,6022}{6,7334} = 0,5350 \quad (4.1.1-5a)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,8709}{6,7334} = 0,1293 \quad (4.1.1-5b)$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,8224}{6,7334} = 0,1221 \quad (4.1.1-5c)$$

$$\omega_{Ar} = \frac{O_{Ar}}{O_{sp}} = \frac{0,0420}{6,7334} = 0,0062 \quad (4.1.1-5d)$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,0048}{6,7334} = 0,0007 \quad (4.1.1-5e)$$

$$\omega_{vz} = \frac{(\alpha - 1) \cdot O_{vz \min}}{O_{sp}} = \frac{(1,3 - 1) \cdot 4,6370}{6,7334} = 0,2066 \quad (4.1.1-5f)$$

Abychom mohli stanovit pro výše vypočtenou entalpii spalín příslušnou teplotu, je třeba si předem spočítat entalpie pro výše uvedené složení spalín pro dvě předpokládané teploty a mezi těmito hodnotami potom interpolací určit příslušnou teplotu.

Entalpie spalín pro 1000 °C

$$\begin{aligned} I_{sp1000^\circ C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,5350 \cdot 1392 + 0,1221 \cdot 2204 + 0,0062 \cdot 928 + 0,0007 \cdot 2305 + 0,1293 \cdot 1723 + 0,2066 \cdot 1,4388 \cdot 1000 = \\ &= 1541,4199 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned} \quad (4.1.1-6)$$

pro 1500 °C

$$\begin{aligned} I_{sp1500^\circ C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,5350 \cdot 2466 + 0,1221 \cdot 3504 + 0,0062 \cdot 1390 + 0,0007 \cdot 3590 + 0,1293 \cdot 2779 + 0,2066 \cdot 1,4910 \cdot 1500 = \\ &= 2579,9422 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned} \quad (4.1.1-7)$$

pro 2000 °C

$$\begin{aligned} I_{sp2000^\circ C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,5350 \cdot 2965 + 0,1221 \cdot 4844 + 0,0062 \cdot 1855 + 0,0007 \cdot 4890 + 0,1293 \cdot 3926 + 0,2066 \cdot 1,5328 \cdot 2000 = \\ &= 3334,0843 \text{ kJ} / \text{m}^3 \end{aligned} \quad (4.1.1-8)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Pro výše vypočtenou I_{sp} lze z hodnot entalpií pro 1500 °C a 2000 °C odečíst adiabatickou teplotu v ohništi, která je $t_{ad} = 1567,66^\circ\text{C}$.

4.1.2 Poměrná teplota spalin

Předmětem tohoto výpočtu je určení střední teploty odchozích spalin. Přenos tepla v prostoru ohniště se děje převážně sáláním – vliv konvekce se většinou zanedbává.

Poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště se určí:

$$\Theta_o = \frac{T_o}{T_a} = \frac{1}{1 + M \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}}, \text{ kde} \quad (4.1.2-1)$$

T_o je absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště, T_a je teplota nechlazeného plamene, M je součinitel respektující průběh teplot v ohništi, B_o je Boltzmannovo číslo a a_o je stupeň černosti ohniště.

Z výše uvedeného vztahu lze určit koncovou teplotu :

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}} - 273 [^\circ\text{C}] \quad (4.1.2-2)$$

Teoretická teplota ϑ_a 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.

Některé veličiny jsou však na teplotě ϑ_o závislé a proto je nutné tuto teplotu nejprve zvolit. Zvolil jsem teplotu $\vartheta_o = 840^\circ\text{C}$. S jejím využitím vypočítat potřebné parametry a s použitím výše uvedeného vztahu koncovou teplotu dopočítat. Vypočtená hodnota by se neměla od zvolené hodnoty zvlášť lišit. Pro dále vypočtené parametry byla s využitím počítače po několika iteracích určena teplota:

$$\vartheta_o = \frac{1567,66 + 273}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,6719}{0,5666} \right)^{0,6}} - 273 = 840,105^\circ\text{C}$$

Tato teplota se od zvolené teploty liší o 0,105°C, můžeme jí tedy považovat za teplotu na konci ohniště.

4.1.3 Součinitel M

Součinitel teplot respektuje průběh teplot v ohništi. Určí se v závislosti na poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene x_o .

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (4.1.3-1)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

kde x_o bylo zvoleno pro roštové ohniště s tenkou vrstvou: $x_o = 0$ z lit [1].

4.1.4 Boltzmannovo číslo

Boltzmannovo číslo se vypočítá z rovnice:

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{SP-C}}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{ST} \cdot T_a^3} = \frac{0,9881 \cdot 1,4067 \cdot 11,9112}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4275 \cdot 192,2528 \cdot 1840,811^3} = 0,5666 \quad (4.1.4-1)$$

kde M_{pv} je množství paliva skutečně spáleného, F_{ST} je celkový povrch stěn ohniště,

T_a je teoretická teplota plamene (teplota nechlazeného plamene).

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_K + Z_{SO}} = 1 - \frac{1,1}{91,21 + 1,1} = 0,9881 \quad (4.1.4-2)$$

Z_{SO} je ztráta sáláním do okolí a η_K je tepelná účinnost kotle.

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{SP-C}} = \frac{I_U - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} = \frac{18265,0644 - 9597,7474}{1567,66 - 840} = 11,9112 \text{ kJ / kg} \quad (4.1.4-3)$$

se skládá z užitečného tepla uvolněného v ohništi I_U a jemu odpovídající adiabatické teplotě plamene ϑ_a , dále z teploty spalin na výstupu z ohniště ϑ_o a jí odpovídající entalpii I_o .

$$\begin{aligned} I_U &= Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO} - Z_C}{100 - Z_C} + Q_{vz} + r \cdot I_{spr} = \\ &= 17900 \cdot \frac{100 - 0,095 - 1,9}{100 - 1,9} + 159,0201 + 0,1485 \cdot 1504,1046 = 18265,0644 \text{ kJ / kg} \end{aligned} \quad (4.1.4-4)$$

Q_p^p je teplo přivedené do kotle, Z_{CO} je ztráta chemickým nedopalem, Z_C je ztráta mechanickým nedopalem. Q_{vz} je teplo přivedené do kotle se vzduchem dle rovnice (4.1.1-2).

$$Q_{vz} = 223,7 \text{ kW} \Rightarrow \frac{223,7}{M_{pv}} = \frac{223,7}{1,4067} = 159,0201 \text{ kJ / kg} \quad (4.1.4-5)$$

$\vartheta_o \Rightarrow I_o$ z teploty na konci komory určí entalpii spalin $I_o = 9597,7474 \text{ kJ/kg}$

4.1.5 Součinitel tepelné efektivnosti stěn

Závisí na vlastnostech ohniště. Vychází z rovnice $\psi = x \cdot \xi$, jejíž součástí je úhlový součinitel x , který závisí na poměru trubek a vzdálenosti trubek ve stěně s/d a poměru vzdálenosti trubek od stěny a jejich průměru e . Dále je ještě závislý na součiniteli zanesení ξ , jehož hodnotu jsem na základě tabulky 7-11 v lit.[1] zvolil $\xi = 0,45$.

Potom součinitel tepelné efektivnosti vychází:

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$\psi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275[-] \quad (4.1.5-1)$$

4.1.6 Stupeň černosti ohniště

Stupeň černosti ohniště a_o vyjadřuje sálavé vlastnosti plamene a stěn ohniště. Pro roštové ohniště se určí podle vztahu:

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{ST}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{ST}}\right)} = \frac{0,4240 + (1 - 0,4240) \cdot \frac{14,2848}{192,2528}}{1 - (1 - 0,4240) \cdot (1 - 0,4275) \cdot \left(1 - \frac{14,2848}{192,2528}\right)} = 0,6719$$

(4.1.6-1)

kde a_{pl} je stupeň černosti plamene, R je plocha hořící vrstvy paliva na roštu.

$$R = a \cdot b = 2,88 \cdot 4,96 = 14,2848 m^2 \quad (4.1.6-2)$$

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,8168 \cdot 0,1 \cdot 3,0360} = 0,4240 \quad (4.1.6-3)$$

$$\text{kde } s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{ST}} = 3,6 \cdot \frac{162,1325}{192,2528} = 3,0360 m \quad (4.1.6-4)$$

je účinná tloušťka sálavé vrstvy, skládající se z aktivního objemu ohniště V_o a celkového povrchu stěn ohniště F_{ST} , dále p je tlak v ohništi. Pro kotel bez přetlaku v ohništi se bere $p=0,1$ MPa a součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny je:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu + 10k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = 1,5372 + 0,1297 + 0,15 = 1,8168 \text{ } 1/m \cdot Mpa \quad (4.1.6-5)$$

kde k_k je součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi $k_k=1$; $\chi_1=0,5$ je součinitel závislý na druhu paliva a $\chi_2=0,03$ je součinitel závislý na způsobu spalování.

k_k, χ_1, χ_2 viz lit.[1]

Součinitel zeslabení sálání je závislý na :

- součiniteli zeslabení sálání tříatomových plynů:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (4.1.6-6)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1330}{3,16 \cdot \sqrt{0,0258 \cdot 3,0360}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{840 + 273}{1000} \right) \cdot 0,2558 = 1,5372 \text{ } 1/m \cdot Mpa$$

kde T_o je teplota na konci ohniště, p_{SP} je parciální tlak tříatomových plynů, pro kotle bez přetlaku v ohništi $p=0,1$ MPa, objemová část tříatomových plynů r_{SP} je $r_{SP} = 0,2558$, parciální tlak $p_{SP} = p \cdot r_{SP} = 0,1 \cdot 0,2558 = 0,0258$ MPa. (4.1.6-7)

- součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1113,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,3703 = 0,1297 \text{ l/m} \cdot \text{Mpa} \quad (4.1.6-8)$$

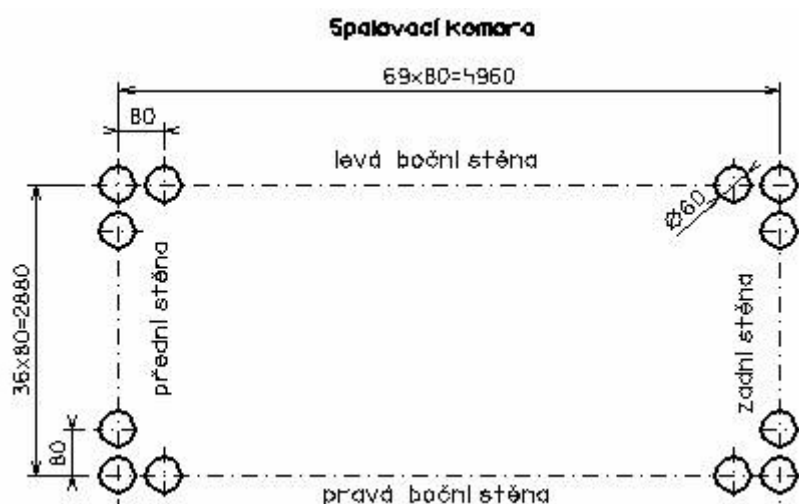
kde μ je střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách, d je střední efektivní průměr částecek popílku zvolený z tabulek pro roštové ohniště $d = 20 \mu\text{m}$ viz [1]

μ , r_{sp} viz (tab. 2.1)

4.1.7 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

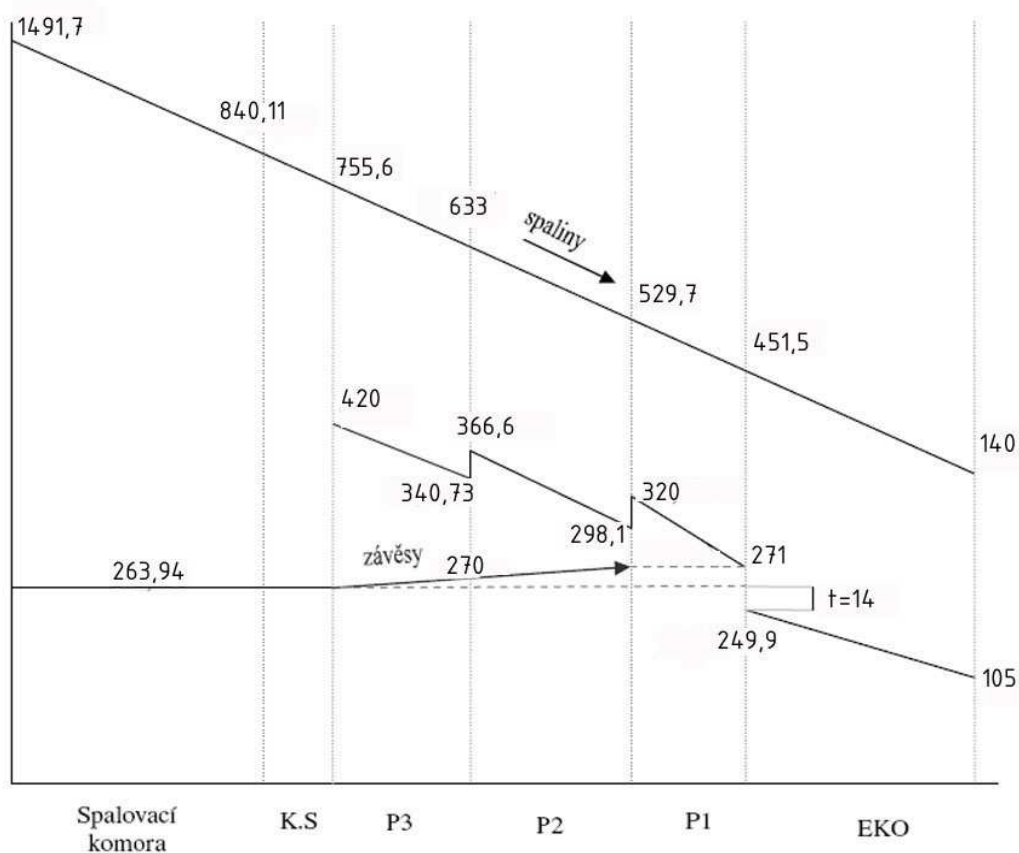
$$Q_s = \varphi(I_U - I_O) = 0,9881 \cdot (18265,0644 - 9597,7474) = 8564,0324 \text{ kJ/kg} \quad (4.1.7-1)$$

4.1.8 Znázornění spalovací komory



Obr. 4-1 Spalovací komora v membránovém provedení

5 VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH



Obr. 4-2 Pilový diagram

Uvažované tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle:

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

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

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

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

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

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

5.1 Tlak napájecí vody

Napájecí voda má největší tlak v celém primárním okruhu v důsledku tlakových ztrát, je třeba tuto hodnotu znát z důvodu dimenzování napájecího čerpadla. Určí se následovně:

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{přII} + \Delta p_{přI} + \Delta p_{přř} + \Delta p_{zv} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{EKO} =$$

$$= 4,5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 + 0 + 0,5 = 5,5 \text{ MPa} \quad (5.1-1)$$

pro tento tlak a danou teplotu

$$t_{nv} = 105^\circ\text{C} \text{ byla odečtena entalpie napájecí vody } i_{nv} = 444,1875 \text{ kJ / kg} \quad \text{viz [2]}$$

5.2 Přehřívák III

Uvažuji entalpický spád $\Delta i_{přIII} = 200 \text{ kJ / kg}$

Požadované výstupní teplotě a tlaku odpovídá entalpie přehřáté páry $i_{pp} = 3253,5200 \text{ kJ / kg}$ viz [2]

Entalpie na vstupu do přehříváku III

$$i_{přII.in} = i_{pp} - \Delta i_{přII} = 3253,52 - 200 = 3053,5200 \text{ kJ / kg} \quad (5.2-1)$$

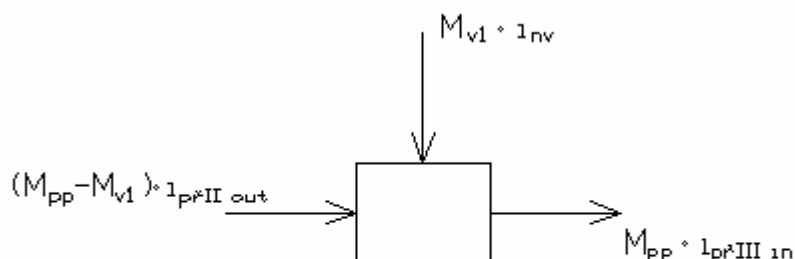
této entalpii odpovídá teplota $t_{přII.in} = 340,73^\circ\text{C}$ viz [2]

teplo spotřebované přehřívákem III

$$Q_{přII} = M_{pp} \cdot \Delta i_{přII} = 8,3333 \cdot 200 = 1666,6667 \text{ kW} \quad (5.2-2)$$

5.3 Přehřívák II

Na výstupu z tohoto přehříváku je umístěna regulace teploty přehřáté páry prováděna vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku je uvažováno 2,5 % z celkového množství přehřáté páry M_{pp} .



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

Množství vstřiku

$$M_{v1} = 0,025 \cdot M_{pp} = 0,025 \cdot 8,3333 = 0,2080 \text{ kg / s} \quad (5.3-1)$$

bilanční rovnice:

$$(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{přII.out} + M_{v1} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{přIII.in} \quad (5.3-2)$$

z rovnice plyne

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$i_{přI.out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{přII.in} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1}} = \frac{8,3333 \cdot 3053,52 - 0,208 \cdot 444,1875}{8,3333 - 0,208} = 3120,3162 \text{ kJ / kg}$$

této entalpii odpovídá teplota $t_{přI.out} = 366,57^\circ\text{C}$ viz [2]

$$\text{při tlaku } p_{přI.out} = p_{pp} + \Delta p_{přII} = 4,5 + 0,15 = 4,65 \text{ MPa} \quad (5.3-3)$$

do přehříváku II vstupuje pára o tlaku

$$p_{přI.in} = p_{pp} + \Delta p_{přII} + \Delta p_{přI} = 4,5 + 0,15 + 0,15 = 4,8 \text{ MPa} \quad (5.3-4)$$

uvažují entalpický spád $\Delta i_{přI} = 193 \text{ kJ / kg}$

entalpie páry na vstupu do přehříváku II je

$$i_{přI.in} = i_{přI.out} - \Delta i_{přI} = 3120,3162 - 193 = 2927,3162 \text{ kJ / kg} \quad (5.3-5)$$

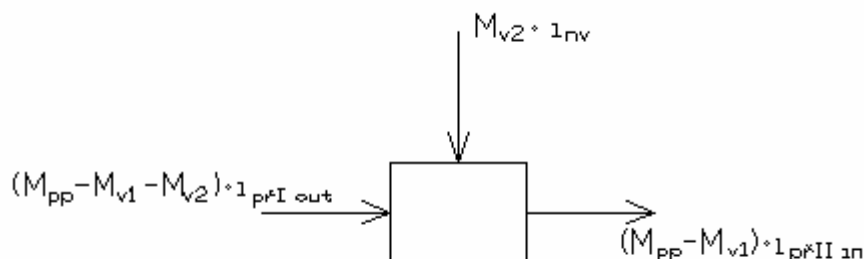
této entalpii odpovídá teplota $t_{přI.in} = 298,11^\circ\text{C}$ viz [2]

teplo spotřebované přehřívákem II

$$\begin{aligned} Q_{přI} &= (M_{pp} - M_{v1}) \cdot (i_{přI.out} - i_{přI.in}) = \\ &= (8,3333 - 0,208) \cdot (3120,3162 - 2927,3162) = 1568,1893 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.3-6)$$

5.4 Přehřívák I

Na výstupu z tohoto přehříváku je umístěna regulace teploty přehřáté páry prováděna vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku je uvažováno 2,5 % z celkového množství přehřáté páry M_{pp} .



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

Množství vstřiku

$$M_{v2} = 0,025 \cdot M_{pp} = 0,025 \cdot 8,3333 = 0,208 \text{ kg / s} \quad (5.4-1)$$

bilanční rovnice:

$$(M_{pp} - M_{v1} + M_{v2}) \cdot i_{přI.out} + M_{v2} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{přII.in} \quad (5.4-2)$$

z rovnice plyne

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$i_{přř.out} = \frac{(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{přřI.in} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}} = \frac{(8,3333 - 0,208) \cdot 2927,3162 - 0,208 \cdot 444,1875}{8,3333 - 0,208 - 0,208} =$$

$$= 2992,6000 \text{ kJ / kg}$$

této entalpii odpovídá teplota $t_{přř.out} = 320,06^\circ\text{C}$ viz [2]

$$\text{při tlaku } p_{přř.out} = p_{pp} + \Delta p_{přřII} + \Delta p_{přřI} = 4,5 + 0,15 + 0,15 = 4,8 \text{ MPa} \quad (5.4-3)$$

do přehříváku I vstupuje pára o tlaku

$$p_{přř.in} = p_{pp} + \Delta p_{přřII} + \Delta p_{přřI} + \Delta p_{přř} = 4,5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 = 4,95 \text{ MPa} \quad (5.4-4)$$

teplota páry vystupující ze závěsných trubek $t_{zv.out} = 270,89^\circ\text{C}$ z kap. 8.5.3

entalpie páry na vstupu do přehříváku I pak je $i_{přř.in} = 2826,5813 \text{ kJ / kg}$ viz [2]

teplo spotřebované přehřívákem I

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

$$= (8,3333 - 0,208 - 0,208) \cdot (2992,6 - 2826,5813) = 1314,4258 \text{ kW} \quad (5.4-5)$$

5.5 Závěsné trubky

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

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

$$p_{zv.in} = 5 \text{ MPa}$$

$$i_{zv.in} = 2794,21 \text{ kJ / kg} \quad \text{viz [2]}$$

Výstupní parametry páry: $t_{zv.out} = 270,89^\circ\text{C}$

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

$$i_{zv.out} = 2826,5813 \text{ kJ / kg} \quad \text{viz [2]}$$

teplo spotřebované závěsnými trubkami

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

$$= (8,3333 - 0,208 - 0,208) \cdot (2826,5813 - 2794,21) = 256,2940 \text{ kW} \quad (5.5-1)$$

5.6 Výparník

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

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$p_{\text{vyp}} = p_{\text{pp}} + \Delta p_{\text{přřII}} + \Delta p_{\text{přřI}} + \Delta p_{\text{přř}} + \Delta p_{\text{zv}} = 4,5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 = 5 \text{ MPa} \quad (5.6-1)$$

tomuto tlaku odpovídá teplota sytosti $t_{\text{syt}} = 263,94^\circ\text{C}$ viz [2]

entalpie při tlaku ve výparníku:

pro sytou páru (výstup) $i'' = 2794,21 \text{ kJ / kg}$ viz [2]

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

teplo spotřebované výparníkem

$$\begin{aligned} Q_{\text{vyp}} &= (M_{\text{pp}} - M_{\text{v1}} - M_{\text{v2}}) \cdot (i'' - i') = \\ &= (8,3333 - 0,208 - 0,208) \cdot (2794,21 - 1154,64) = 12981,0222 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.6-2)$$

5.7 Ohřívák vody (Ekonomizér)

tlak na výstupu z EKA $p_{\text{EKO.out}} = 5 \text{ MPa}$

tlak na vstupu do EKA $p_{\text{EKO.in}} = 5,5 \text{ MPa}$

uvažuji nedohřev vody v ekonomizéru vůči mezi sytosti 14°C

teplota na výstupu z EKA $t_{\text{EKO.out}} = 249,94^\circ\text{C}$

teplota na vstupu do EKA $t_{\text{EKO.in}} = t_{\text{nv}} = 105^\circ\text{C}$

entalpie výstupní vody z EKA pak je $i_{\text{EKO.out}} = 1085,48 \text{ kJ / kg}$ viz [2]

teplo potřebné pro ohřívák vody

$$\begin{aligned} Q_{\text{EKO}} &= (M_{\text{pp}} - M_{\text{v1}} - M_{\text{v2}}) \cdot (i_{\text{EKO.out}} - i_{\text{nv}}) = \\ &= (8,3333 - 0,208 - 0,208) \cdot (1085,48 - 444,1875) = 5077,3265 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.7-1)$$

5.8 Celkové potřebné teplo

Určí se jako součet tepel jednotlivých částí kotle

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_{\text{přřII}} + Q_{\text{přřI}} + Q_{\text{přř}} + Q_{\text{zv}} + Q_{\text{vyp}} + Q_{\text{EKO}} = \\ &= 1666,6667 + 1568,1893 + 1314,4258 + 256,294 + 12981,0222 + 5077,3265 = \\ &= 22863,93 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.8-1)$$

5.9 Přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média

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

teplosměnná plocha		Teplota t [°C]	Tlak p [MPa]	entalpie i [kJ / kg]	entalpický spád Δi [kJ / kg]	potřebné teplo Q [kW]
ekonomizér	vstup	105,00	5,50	444,1875	641,29	5077,33
	výstup	249,94	5,00	1085,4800		
výparník	vstup	263,94	5,00	1154,6400	1639,57	12981,02
	výstup	263,94	5,00	2794,2100		
závěsné trubky	vstup	263,94	5,00	2794,2100	32,37	256,29
	výstup	271,6	4,95	2826,5813		
přehřívák I	vstup	271,6	4,95	2826,5813	166,02	1314,43
	výstup	320,06	4,80	2992,6000		
přehřívák II	vstup	298,11	4,80	2927,3162	193,00	1568,19
	výstup	366,57	4,65	3120,3162		
přehřívák III	vstup	340,73	4,65	3053,5200	200,00	1666,67
	výstup	420,00	4,50	3253,5200		

6 VÝPOČET I. TAHU

Teplota v ohništi $t_1 = 1491,20^\circ\text{C}$

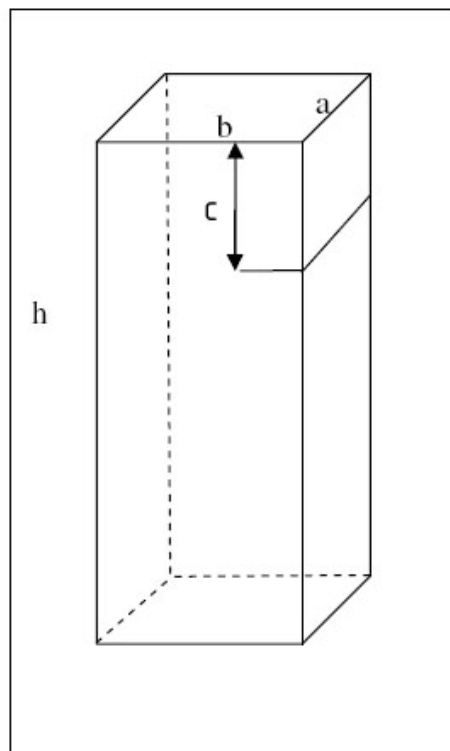
Teplota na konci I. tahu $t_2 = 840,11^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1491,2 + 840,11}{2} = 1165,65^\circ\text{C} \Rightarrow T = 1438,8\text{K} \quad (6-1)$$

rozměry prvního tahu:

Šířka(a)	...	2,88m
Hloubka(b)	...	4,96m
Délka mříže(c)...	...	2,7m
Výška(h)	...	11,35m



Obr. 6-1 Návrh a rozměry spalovací komory

Rychlost proudění spalin

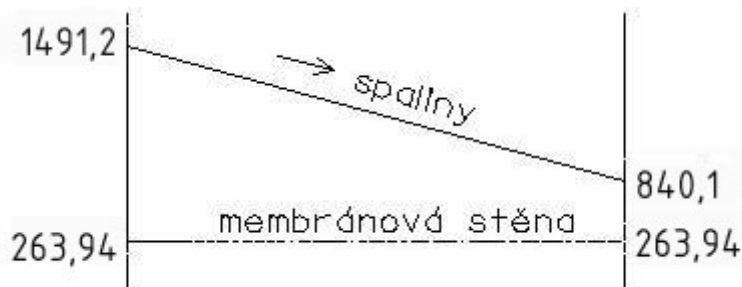
$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{a \cdot b} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{2,88 \cdot 4,96} \cdot \frac{273 + 1165,65}{273} = 4,0138\text{m/s} \quad (6-2)$$

teplo předané ve výparníku

$$Q = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp,r} = 7,7334 \cdot 1,4067 \cdot 1121,5844 = 12201,2387\text{kW} \quad (6-3)$$

$$\text{kde } \Delta I_{sp,r} = I_{sp,r1491,2} - I_{sp,r840,11^\circ\text{C}} = 2396,3837 - 1274,8397 = 1121,5844\text{kJ/m}^3 \quad (6-4)$$

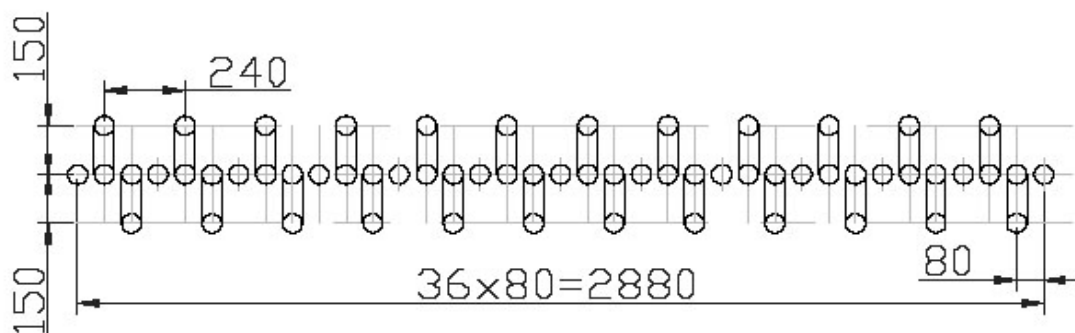
$I_{sp,r1491,2}$, $I_{sp,r840,11}$ viz (tab. 2.4)



Obr. 6-2 Schéma tepelného výpočtu

7 VÝPOČET MŘÍŽE

Mříž, tvoří přechod mezi prvním a druhým tahem, je tvořena rozvolněním boční stěny prvního tahu, kterou tvoří membránová stěna. Rozvolnění je provedeno tak, že po výšce mříže není mezi trubkami praporek a trubky jsou ve směru toku spalin navzájem přesazené o hodnotu podélné rozteče $s_2 = 0,1m$.



Obr. 7-1 Návrh a rozměry mříže

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

7.1 Konstrukční výpočet

Střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{840,11 + 813,9}{2} = 827,00^\circ C \quad (7.1-1)$$

pro teploty spalin: vstupní $t_1 = 840,11^\circ C$

výstupní $t_2 = 813,9^\circ C$

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

počet trubek v jedné řadě $z_1 = 12$

počet řad $z_2 = 3$

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

výpočet výšky rozvolnění

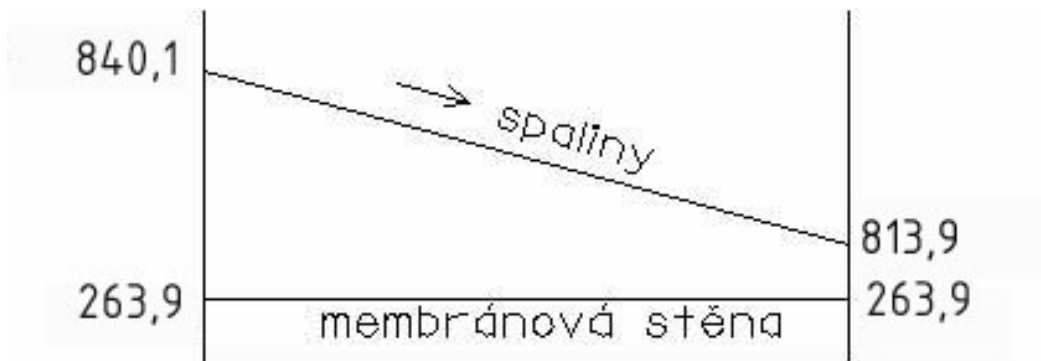
$$c = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (a - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{8,8 \cdot (2,88 - 12 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 827}{273} = 2,3015m \quad (7.1-2)$$

uvažuji výšku rozvolnění $c = 2,3m$

přepočet rychlosti spalin protékajících mříží

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{c \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{2,3 \cdot (2,88 - 12 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 827}{273} = 8,8234 m \quad (7.1-3)$$



Obr. 7-2 Schéma tepelného výpočtu

7.2 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekci

pro příčné proudění kolem vystřídane uspořádaných hladkých trubek se určí ze vztahu

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

$$= 0,362 \cdot 0,8889 \cdot \frac{0,09526}{0,06} \cdot \left(\frac{8,8234 \cdot 0,06}{1,39 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,6} \cdot 0,6039^{0,33} = 60,9548 W / m^2 \cdot K \quad (7.2-1)$$

kde c_s je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 a hodnoty φ_σ , přičemž σ'_2 je poměrná úhlopříčná rozteč.

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,871^{0,1} = 0,362 \quad (7.2-2)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{4 - 1}{2,6034 - 1} = 1,871 \quad (7.2-3)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,24}{0,06} = 4 \quad (7.2-4)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,1}{0,06} = 1,6667 \quad (7.2-5)$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 4^2 + 1,6667^2} = 2,6034 \quad (7.2-6)$$

kde příčná rozteč $s_1 = 0,24 m$

podélná rozteč $s_2 = 0,1 m$

oprava na počet podélných řad se určí následovně

$$c_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2 = 4 \cdot 3^{0,02} - 3,2 = 0,8889 \quad (7.2-7)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,6039$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 1,39 \cdot 10^{-4} m^2 / s$

součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,09526 W / m \cdot K$

hodnoty Pr , ν , λ z [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním

pro zaprášené spaliny (spalování tuhého paliva) se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1628 \cdot 1100,15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{617,09}{1100,15}\right)^4}{1 - \frac{617,09}{1100,15}} =$$

$$= 22,8252 W / m^2 \cdot K$$

(7.2-8)

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

tlak v kotli $p = 0,1 MPa$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4,3949 \cdot 0,1 \cdot 0,4044} = 0,1628$ (7.2-9)

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 18,3175 \cdot 0,2399 = 4,3949 \text{ } 1 / m \cdot MPa$ (7.2-10)

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1330}{3,16 \cdot \sqrt{0,02399 \cdot 0,4044}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1100,15}{1000} \right) =$$

$$= 18,3175 \text{ } 1 / m MPa$$

(7.2-11)

efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,24 \cdot 0,1}{0,06^2} - 1 \right) = 0,4044 m$$

(7.2-12)

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn. Pro výpočet mříže se určí

$$t_z = t_{syt} + \Delta t = 263,94 + 80 = 343,94^\circ C \Rightarrow T_z = 617,09 K$$

(7.2-13)

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

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 60,9548 + 22,8252 = 83,7800 W / m^2 \cdot K$$

(7.2-14)

7.3 Součinitel prostupu tepla

Pro výparníkové plochy se určí dle následujícího vztahu

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{83,78}{1 + 0,006 \cdot 83,78} = 54,2416 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.3-1)$$

součinitel zanesení výhřevné plochy viz (tab. 1.1)

teplo, které odebere mříž spalínám

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 54,2416 \cdot 15,5995 \cdot 562,96 \cdot 10^{-3} = 476,3449 \text{ kW} \quad (7.3-2)$$

kde S je teplosměnná plocha mříže

$$S = \pi \cdot d \cdot c \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 2,3 \cdot 12 \cdot 3 = 15,5995 \text{ m}^2 \quad (7.3-3)$$

Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{576,16 - 549,96}{\ln \frac{576,16}{549,96}} = 562,96 \text{ K} \quad (7.3-4)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{\text{syt}} = 840,11 - 263,94 = 576,16^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (7.3-5)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{syt}} = 813,9 - 263,94 = 549,96^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (7.3-6)$$

7.4 Přepočet teploty spalín na výstupu z mříže

Teplo spalín na výstupu

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q = 13868,9372 - 476,3449 = 13392,5923 \text{ kW} \quad (7.4-1)$$

kde teplo vstupních spalín

$$Q_{sp1} = I_{sp840,11^\circ \text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1274,8397 \cdot 7,7334 \cdot 1,4067 = 13868,9372 \text{ kW} \quad (7.4-2)$$

entalpie vstupních spalín $I_{sp840,11^\circ \text{C}} = 1274,8397 \text{ kJ} / \text{m}^3$ viz (tab. 2.4)

$$\text{entalpie výstupních spalín } I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{13392,5923}{7,7334 \cdot 1,4067} = 1231,0539 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (7.4-3)$$

a teplota výstupních spalín $t_{sp2} = 811,5^\circ \text{C}$

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší $0,01^\circ \text{C}$, což je přijatelné.

8 VÝPOČET II. TAHU KOTLE

8.1 Předběžný výpočet spalínového kanálu

Rozměr spalínového kanálu počítám s 1. výhřevnou plochou což je přehřívák III.

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

$t_1 = 340,73^\circ\text{C}$ odpovídá měrný objem $v_1 = 55,1324 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstup: $p_2 = 4,5 \text{ MPa}$

$t_2 = 420^\circ\text{C}$ odpovídá měrný objem $v_2 = 67,1986 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz [2]

Střední měrný objem $\bar{v} = 61,1655 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Zvolil jsem výstupní rychlost páry $w_2 = 25 \text{ m/s}$.

Určení počtu paralelních trubek

Průřez pro páru:

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot \bar{v}}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{pp} \cdot \bar{v}}{w_2} = \frac{8,3333 \cdot 61,1655 \cdot 10^{-3}}{25} = 0,0204 \text{ m}^2 \quad (8.1-1)$$

kde M_{pp} je množství přehřáté páry.

Počet trubek:

$$n = \frac{4f}{\pi d_{vnitř}^2} = \frac{4 \cdot 0,0204}{\pi \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2} = 28,86 \Rightarrow 29 \text{ trubek} \quad (8.1-2)$$

$$\text{kde } d_{vnitř} = D - 2 \cdot s = 38 - 2 \cdot 4 = 30 \text{ mm je vnitřní průměr trubky} \quad (8.1-3)$$

Pro tento přehřívák použiji jednořadé uspořádání za sebou.

Rozměr A:

$$A = (n-1)s_1 + 2 \cdot \frac{s_1}{2} = (29-1) \cdot 100 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot \frac{100 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,88 \text{ m} \quad (8.1-4)$$

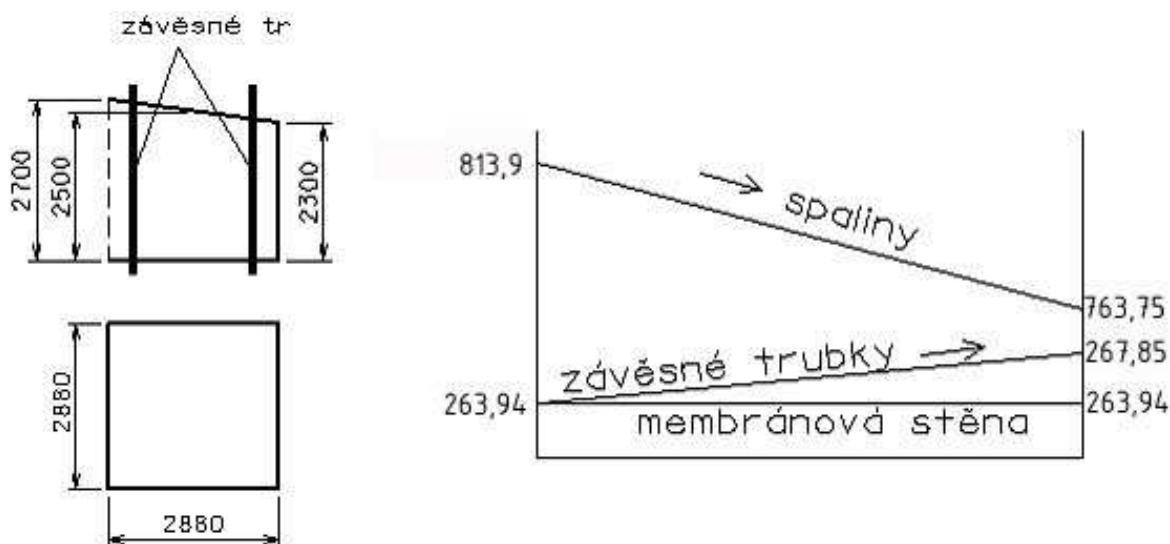
Zvolil jsem $A=2,88 \text{ m}$

Rozměr B:

Rozměr B jsem zvolil $\Rightarrow B=2,64 \text{ m}$

8.2 Výpočet 1. části II. tahu

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



Obr. 8-1 Návrh a rozměry 1.části II. tahu a schéma tepelného výpočtu

Rozměry kanálu: $a=2,88\text{m}$

$b=2,64\text{m}$

$h=2,5\text{m}$

teplota spalin vstupní $t_1 = 813,9^\circ\text{C}$

výstupní $t_2 = 763,75^\circ\text{C}$

počet závěsných trubek $i=25$, 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

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{813,9 + 763,75}{2} = 788,83^\circ\text{C} \Rightarrow T = 1061,98\text{K} \quad (8.2-1)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{pr} = 2,88 \cdot 2,64 - 0,0227 = 7,5805\text{m}^2 \quad (8.2-2)$$

kde příčná plocha závěsných trubek

$$S_{pr} = i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 25 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 0,0227\text{m}^2 \quad (8.2-3)$$

rychlost proudění spalin v kanálu

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{7,5805} \cdot \frac{273 + 788,83}{273} = 5,5796 \text{ m/s} \quad (8.2-4)$$

8.2.1 Výpočet membránové stěny**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

pro podélné proudění se stanoví z rovnice

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0919}{2,2584} \cdot \left(\frac{5,5796 \cdot 2,2584}{1,31 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,6077^{0,4} =$$

$$= 7,4332 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde d_e je ekvivalentní průměr spalin a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 7,5805}{13,4264} = 2,2584 \text{ m} \quad (8.2.1-2)$$

příčemž obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + i \cdot \pi \cdot d = 2 \cdot (2,88 + 2,64) + 20 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 13,4264 \text{ m} \quad (8.2.1-3)$$

pro střední teplotu spalin $t_{stř}$

součinitel tepelné vodivosti spalin $\lambda = 0,09191 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

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

Prandtlovo číslo $\text{Pr} = 0,6077$

hodnoty Pr , ν , λ z [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3152 \cdot 1061,98^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{664,15}{1061,98} \right)^4}{1 - \frac{664,15}{1061,98}} =$$

$$= 43,7842 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2.1-4)$$

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

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

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,0032 \cdot 0,1 \cdot 1,8898} = 0,3152 \quad (8.2.1-5)$

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 8,3493 \cdot 0,2399 = 2,0032 \text{ 1/m} \cdot \text{Mpa} \quad (8.2.1-6)$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 1,8898}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1061,98}{1000} \right) = 8,3493 \text{ } 1/mMPa$$

(8.2.1-7)

efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,5 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,5 \cdot \frac{19,008}{35,2032} = 1,8898m$$

(8.2.1-8)

povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b = 2 \cdot 2,88 \cdot 2,5 + 2,64 \cdot 2,5 + 2,88 \cdot 2,64 = 35,2032m^2$$

(8.2.1-9)

objem sálající vrstvy

$$V = a \cdot b \cdot h = 2,88 \cdot 2,64 \cdot 2,5 = 19,008m^3$$

(8.2.1-10)

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 263,84 + 0,005 \cdot 25411,6102 = 391^\circ C \Rightarrow T_z = 664,15K$$

(8.2.1-11)

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

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005m^2 \cdot K / W$ z (tab. 1.1)

měrné zatížení 1. části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{894,57}{35,2032} \cdot 1000 = 25411,6102W / m^2$$

(8.2.1-12)

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

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 7,7334 \cdot 1,4067 \cdot 82,2293 = 894,57kW$$

(8.2.1-13)

$$\text{kde } \Delta I_{sp} = I_{sp813,9^\circ C} - I_{sp763,75^\circ C} = 1230,665 - 1148,43 = 82,2293kJ / m^3$$

(8.2.1-14)

přičemž hodnoty $I_{sp813,9^\circ C}$ a $I_{sp763,75^\circ C}$ pro příslušné teploty vzaty z (tab. 2.4)

Celkový součinitel přestupu tepla

je dán součtem součinitelů přestupu tepla konvekcí a sáláním

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 7,4332 + 43,7842 = 51,2174W / m^2 \cdot K$$

(8.2.1-15)

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{51,2174}{1 + 0,005 \cdot 51,2174} = 40,7754W / m^2 \cdot K$$

(8.2.1-16)

Kotel na spalování výpalků lihovarů

teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 40,7754 \cdot 35,2032 \cdot 524,4845 \cdot 10^{-3} = 752,857 \text{ kW} \quad (8.2.1-17)$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{549,96 - 499,81}{\ln \frac{549,96}{499,81}} = 524,49 \text{ K} \quad (8.2.1-18)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 813,9 - 263,94 = 549,96^\circ \text{C} (K) \quad (8.2.1-19)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 763,75 - 263,94 = 499,81^\circ \text{C} (K) \quad (8.2.1-20)$$

8.2.2 Výpočet závěsných trubek

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

teplota páry na výstupu $t_{zv,2} = 267,85^\circ \text{C}$

tlak páry na vstupu $p_1 = 5,00 \text{ MPa}$

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

měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0,0395 \text{ m}^3 / \text{kg}$

měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0,0404 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]

průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,208 - 0,208 = 7,9173 \text{ kg} / \text{s} \quad (8.2.2-1)$$

$$\text{průtočný průřez pro páru } F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 20 = 0,01413 \text{ m}^2 \quad (8.2.2-2)$$

$$\text{rychlost prodění páry } w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{F_p} = \frac{7,9173 \cdot 0,0399}{0,01413} = 22,35 \text{ m} / \text{s} \quad (8.2.2-3)$$

kde střední měrný objem $\nu_{str} = 0,0399 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\begin{aligned} \alpha_k = \alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,05496}{0,03} \cdot \left(\frac{22,35 \cdot 0,03}{7,23 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,4146^{0,4} = \\ &= 2875,4125 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (8.2.2-4)$$

hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [2]

Kotel na spalování výpalků lihovarů

součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

U výpočtu závěsných trubek se hodnota konvekce ze strany spalin uvažuje stejná jako u svazku, který je na nich zavěšen, tedy $\alpha_k = 57,96 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ viz rovnice (8.3.2-6)

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,131 \cdot 1061,98^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{659,07}{1061,98}\right)^4}{1 - \frac{659,07}{1061,98}} =$$

$$= 18,0735 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

(8.2.2-5)

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

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

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,9181 \cdot 0,1 \cdot 0,2373} = 0,1310$ (8.2.2-6)

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 24,6662 \cdot 0,2399 = 5,9181 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$ (8.2.2-7)

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1061,98}{1000} \right) =$$

$$= 24,6662 \text{ 1/mMPa}$$

(8.2.2-8)

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy s je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0,2373 \text{ m}$. viz rovnice (8.3.2-13)

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách (pro výhřevné plochy, u nichž nedochází k fázové přeměně)

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 265,77 + \left(0,005 + \frac{1}{2875,4125} \right) \cdot \frac{1,4067 \cdot 95,2843}{5,966} \cdot 10^3 =$$

$$= 385,92^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 659,07 \text{ K}$$

(8.2.2-9)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ viz (tab. 1.1)

střední teplota média v trubkách

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{263,94 + 267,6}{2} = 265,77^{\circ}\text{C} \quad (8.2.2-10)$$

předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,9173}{1,4067} \cdot (2811,14 - 2794,21) = 95,2843 \text{ kJ / kg} \quad (8.2.2-11)$$

teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,5 \cdot 20 = 5,9660 \text{ m}^2 \quad (8.2.2-12)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

je dán součtem součinitelů přestupu tepla oběma způsoby

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 57,96 + 18,0735 = 76,0335 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2.2-13)$$

Součinitel prostupu tepla

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 76,0335 = 45,62013 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2.2-14)$$

teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 45,6201 \cdot 5,966 \cdot 522,59 \cdot 10^{-3} = 142,2339 \text{ kW} \quad (8.2.2-15)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{549,96 - 496,15}{\ln \frac{549,96}{496,15}} = 522,59 \text{ K} \quad (8.2.2-16)$$

závěsné trubky se počítají jako souprout

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 813,9 - 263,94 = 549,96^{\circ}\text{C}(K) \quad (8.2.2-17)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 763,75 - 267,6 = 496,15^{\circ}\text{C}(K) \quad (8.2.2-18)$$

přepočet výstupní teploty páry ze závěsných trubek

spočte se entalpie pro výstupní stavy páry

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{142,2339 + 7,9173 \cdot 2794,21}{7,9173} = 2812,1749 \text{ kJ / kg} \quad (8.2.2-19)$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4,98 \text{ MPa}$ výstupní teplota $t_{zv2} = 267,85^{\circ}\text{C}$

entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z [2]

Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena v rámci tolerance dobře.

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

Celkové teplo odebrané v 1. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{zv} = 752,857 + 142,2339 = 895,0909 \text{ kW} \quad (8.2.3-1)$$

teplo výstupních spalín

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 13388,2755 - 895,0909 = 12493,1846 \text{ kW} \quad (8.2.3-2)$$

kde teplo spalín vstupující do 1. části II. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp813,9^\circ\text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1230,6571 \cdot 7,7334 \cdot 1,4067 = 13388,2755 \text{ kW} \quad (8.2.3-3)$$

entalpie vstupujících spalín $I_{sp813,9^\circ\text{C}}$ viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalín odpovídá entalpie

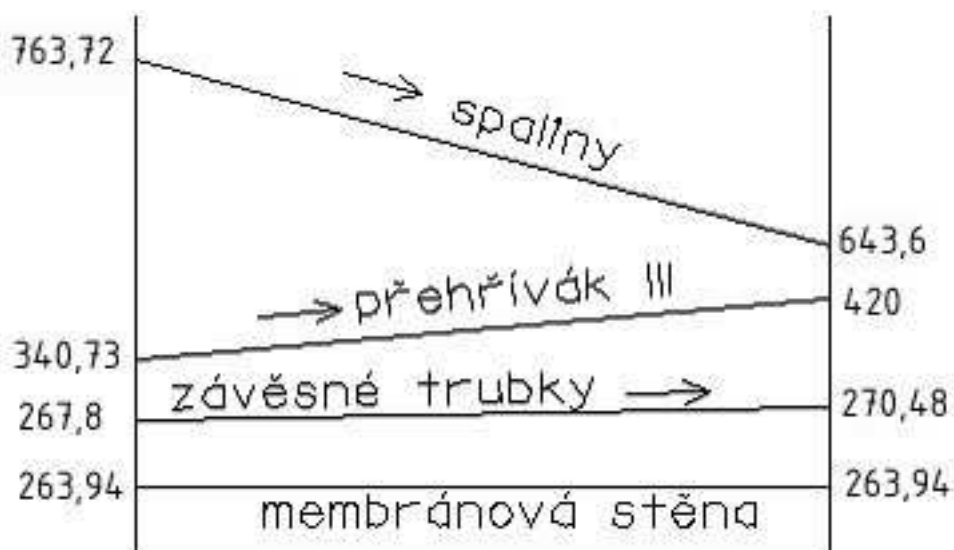
$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{12493,1846}{7,7334 \cdot 1,4067} = 1148,3798 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (8.2.3-4)$$

a teplota výstupních spalín $t_2 = 763,72^\circ\text{C}$ viz (tab. 2.4)

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

8.3 Výpočet 2. části II. tahu

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



Obr. 8-2 Schéma tepelného výpočtu

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Rozměry kanálu: $a=2,88m$ $b=2,64m$ $h=2,55m$ teplota spalin vstupní $t_1 = 763,72^\circ C$ výstupní $t_2 = 643,6^\circ C$

svazek přehříváku III:

příčná rozteč $s_1 = 0,1m$ podélná rozteč $s_2 = 0,09m$ počet trubek v řadě $z_1 = 20$ počet řad $z_2 = 20$ počet závěsných trubek $i=25$

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 $d = 0,038m$ a vnitřní průměr trubky $d_v = 0,03m$

střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{763,72 + 643,6}{2} = 703,66^\circ C \Rightarrow T = 978,81K \quad (8.3-1)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,88 \cdot 2,64 - 1,9531 = 5,6501m^2 \quad (8.3-2)$$

kde příčná plocha závěsných trubek

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,54 \cdot 20 + 20 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 1,9531m^2 \quad (8.3-3)$$

rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{5,6501} \cdot \frac{273 + 703,66}{273} = 6,8856m/s \quad (8.3-4)$$

8.3.1 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí

pro podélné proudění se stanoví z rovnice

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0842}{0,1939} \cdot \left(\frac{6,8856 \cdot 0,1939}{11,33 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6162^{0,4} =$$

$$= 14,8630 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

kde d_e je ekvivalentní průměr spalín a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 5,6501}{116,5464} = 0,1939 \text{ m} \quad (8.3.1-1)$$

příčemž obvod kanálu

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

$$= 2 \cdot (2,88 + 2,64) + 2 \cdot 20 \cdot (2,54 + 0,038) + 20 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 116,5464 \text{ m} \quad (8.3.1-2)$$

pro střední teplotu spalín $t_{stř}$

součinitel tepelné vodivosti spalín $\lambda = 0,0842 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 11,33 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$

Prandtlovo číslo $\text{Pr} = 0,6162$

hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1172 \cdot 976,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{914,62}{976,81} \right)^4}{1 - \frac{914,62}{976,81}} =$$

$$= 20,3626 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3.1-3)$$

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

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

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,437 \cdot 0,10,1676} = 0,1172 \quad (8.3.1-4)$

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 30,997 \cdot 0,2399 = 7,4370 \text{ 1} / \text{m} \cdot \text{Mpa} \quad (8.3.1-5)$

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,1676}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{976,81}{1000} \right) =$$

$$= 30,9970 \text{ 1} / \text{mMPa} \quad (8.3.1-6)$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

Kotel na spalování výpalků lihovarů

efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,88} + \frac{1}{2,54} + \frac{1}{0,1}} = 0,1676m \quad (8.3.1-7)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 263,94 + 0,005 \cdot 75505,939 = 641,47^\circ C \Rightarrow T_z = 914,62K \quad (8.3.1-8)$$

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

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0066m^2 \cdot K / W$

měrné zatížení 2. části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2125,6432}{28,152} \cdot 1000 = 75505,9390W / m^2 \quad (8.3.1-9)$$

povrch stěn kanálu F_{st}

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 2,54 \cdot (2,88 + 2,64) = 28,152m^2 \quad (8.3.1-10)$$

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

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 7,7334 \cdot 1,4067 \cdot 195,3902 = 2125,6432kW \quad (8.3.1-11)$$

$$\text{kde } \Delta I_{sp} = I_{sp763,72^\circ C} - I_{sp643,6^\circ C} = 1148,3798 - 952,9896 = 195,3902kJ / m^3 \quad (8.3.1-12)$$

přičemž hodnoty $I_{sp763,72^\circ C}$ a $I_{sp643,6^\circ C}$ pro příslušné teploty vzaty z (tab. 2.4)

Celkový součinitel přestupu tepla

je dán součtem součinitelů přestupu tepla konvekcí a sáláním

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 14,863 + 20,3626 = 35,2256W / m^2 \cdot K \quad (8.3.1-13)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{35,2256}{1 + 0,005 \cdot 35,2256} = 29,9505W / m^2 \cdot K \quad (8.3.1-14)$$

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

teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 29,9505 \cdot 28,152 \cdot 436,97 \cdot 10^{-3} = 368,4392kW \quad (8.3.1-15)$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{499,78 - 379,66}{\ln \frac{499,78}{379,66}} = 436,97K \quad (8.3.1-16)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 763,72 - 263,94 = 499,78^\circ C(K) \quad (8.3.1-17)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{syt}} = 643,6 - 263,94 = 379,66^\circ\text{C}(K) \quad (8.3.1-18)$$

8.3.2 Výpočet přehříváku III

Parametry páry:	teplota páry na vstupu	$t_{p1} = 340,73^\circ\text{C}$
	teplota páry na výstupu	$t_{p2} = 420^\circ\text{C}$
	tlak páry na vstupu	$p_1 = 4,65\text{MPa}$
	tlak páry na výstupu	$p_2 = 4,5\text{MPa}$
	měrný objem na vstupu	$\nu_1 = 0,0551\text{m}^3 / \text{kg}$
	měrný objem na výstupu	$\nu_2 = 0,0672\text{m}^3 / \text{kg}$
	průtočné množství páry	$M_{pp} = 8,3333\text{kg} / \text{s}$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]

$$\text{průtočný průřez pro páru} \quad F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 20 = 0,0141\text{m}^2 \quad (8.3.2-1)$$

$$\text{rychlost prodění páry v trubkách} \quad w_p = \frac{M_{p1} \cdot \nu}{F_p} = \frac{8,3333 \cdot 0,0612}{0,0141} = 36,07\text{m} / \text{s} \quad (8.3.2-2)$$

kde střední měrný objem $\nu_{\text{stř}} = 0,0612\text{m}^3 / \text{kg}$

Součinitel přestupu tepla konvekčí ze strany páry

$$\begin{aligned} \alpha_k = \alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0572}{0,03} \cdot \left(\frac{36,07 \cdot 0,03}{14,39 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,0058^{0,4} = \\ &= 2207,7073\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (8.3.2-3)$$

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

výrobní teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,54 \cdot 20 \cdot 20 = 121,2291\text{m}^2 \quad (8.3.2-4)$$

součinitel přestupu tepla konvekčí ze strany spalin

pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,084}{0,038} \cdot \left(\frac{6,8856 \cdot 0,038}{11,33 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6162^{0,33} = \\ &= 57,9680\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

(8.3.2-5)

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,6316 \quad (8.3.2-6)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (8.3.2-7)$$

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

hodnoty Pr, λ , ν viz [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1374 \cdot 976,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{735,36}{976,81}\right)^4}{1 - \frac{735,36}{976,81}} =$$

$$= 18,0350 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3.2-8)$$

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

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

$$\text{stupeň černosti ohniště} \quad a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,2253 \cdot 0,1 \cdot 0,2373} = 0,1374 \quad (8.3.2-9)$$

$$\text{součinitel zeslabení sálání} \quad k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 25,9465 \cdot 0,2399 = 6,2253 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.3.2-10)$$

součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{976,81}{1000} \right) =$$

$$= 25,9465 \text{ 1/mMPa} \quad (8.3.2-11)$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

efektivní tloušťka sálavé vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2373 \text{ m} \quad (8.3.2-12)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách

$$t_z = t_{p.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{přIII}}{S} \cdot 10^3 = 380,37 + \left(0,0055 + \frac{1}{2207,7073} \right) \cdot \frac{1666,6667}{121,2291} \cdot 10^3 =$$

$$= 462,21^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 735,36\text{K}$$
(8.3.2-13)

kde střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{340,73 + 420}{2} = 380,37^\circ\text{C}$$
(8.3.2-14)

teplo potřebné pro přehřívák III $Q_{přIII} = 1666,6667\text{kW}$ viz rovnice (5.2-2)

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

Celkový součinitel přestupu tepla

ze strany spalín je dán součtem součinitelů přestupu tepla konvekcí a sáláním

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 57,968 + 18,035 = 76,0030\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$
(8.3.2-15)

Součinitel prostupu tepla

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 76,003}{1 + \frac{76,003}{2207,7073}} = 44,0841\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$
(8.3.2-16)

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

potřebná (ideální) plocha pro přehřívák III

$$S_{id} = \frac{Q_{přIII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1666667}{44,0841 \cdot 312,7744} = 12,8747\text{m}^2$$
(8.3.2-17)

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{422,99 - 223,6}{\ln \frac{422,99}{223,6}} = 312,7744\text{K}$$
(8.3.2-18)

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 763,72 - 340,73 = 422,99^\circ\text{C}(K)$$
(8.3.2-19)

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p2} = 643,6 - 420 = 223,6^\circ\text{C}(K)$$
(8.3.2-20)

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 121,2291\text{m}^2$ z rovnice (8.3.2-4)

Ta se liší od ideální požadované plochy o 0,3%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$S_{kom} = \frac{M_{p1} \cdot \nu_2}{w_p} \cdot 1,5 = \frac{8,3333 \cdot 0,0672}{36,07} \cdot 1,5 = 0,0233 m^2 \quad (8.3.2-21)$$

$$\text{průměr komor } D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0233}{3,14}} = 0,1722 m \quad (8.3.2-22)$$

volím trubku Tr 219,1x14,2.

8.3.3 Výpočet závěsných trubek

teplota páry na vstupu $t_{zv,1} = 267,85^\circ C$

teplota páry na výstupu $t_{zv,2} = 270,48^\circ C$

tlak páry na vstupu $p_1 = 4,98 MPa$

tlak páry na výstupu $p_2 = 4,97 MPa$

měrný objem na vstupu $\nu_1 = 0,0404 m^3 / kg$

měrný objem na výstupu $\nu_2 = 0,0410 m^3 / kg$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]

průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,208 - 0,208 = 7,9173 kg / s \quad (8.3.3-1)$$

$$\text{průtočný průřez pro páru } F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 20 = 0,0141 m^2 \quad (8.3.3-2)$$

$$\text{rychlost prodění páry } w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{F_p} = \frac{7,9173 \cdot 0,0407}{0,014} = 22,79 m / s \quad (8.3.3-3)$$

kde střední měrný objem $\nu_{stř} = 0,0407 m^3 / kg$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0546}{0,03} \cdot \left(\frac{22,79 \cdot 0,03}{7,44 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3648^{0,4} =$$

$$= 2794,7294 W / m^2 \cdot K \quad (8.3.3-4)$$

hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [2]

součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

U výpočtu závěsných trubek se hodnota konvekce ze strany spalín uvažuje stejná jako u svazku, který je na nich zavěšen, tedy $\alpha_k = 57,9680 W / m^2 \cdot K$ viz rovnice (8.3.2-5)

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1374 \cdot 976,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{629,77}{976,81}\right)^4}{1 - \frac{629,77}{976,81}} =$$

$$= 15,2912 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

(8.3.3-5)

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

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

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,2253 \cdot 0,1 \cdot 0,2373} = 0,1374$ (8.3.3-6)

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 25,9465 \cdot 0,2399 = 6,2253 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$ (8.3.3-7)

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{976,81}{1000} \right) =$$

$$= 25,9465 \text{ 1/mMPa}$$

(8.3.3-8)

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

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

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách (pro výhřevné plochy, u nichž nedochází k fázové přeměně)

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 269,17 + \left(0,005 + \frac{1}{2794,7294} \right) \cdot \frac{1,4067 \cdot 55,7474}{4,8042} \cdot 10^3 =$$

$$= 356,62^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 629,77 \text{ K}$$

(8.3.3-9)

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

střední teplota média v trubkách

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{267,85 + 270,48}{2} = 269,17^\circ \text{C}$$

(8.3.3-10)

předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,9173}{1,4067} \cdot (2822,08 - 2812,1749) = 55,7474 \text{ kJ} / \text{kg}$$

(8.3.3-11)

Kotel na spalování výpalků lihovarů

teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,54 \cdot 20 = 4,8042 m^2 \quad (8.3.3-12)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

ze strany spalin je dán součtem součinitelů přestupu tepla oběma způsoby

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 57,968 + 15,2912 = 73,2592 W / m^2 \cdot K \quad (8.3.3-13)$$

Součinitel prostupu tepla

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 73,2592 = 43,9555 W / m^2 \cdot K \quad (8.3.3-14)$$

teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 43,9555 \cdot 4,8042 \cdot 431,59 \cdot 10^{-3} = 91,1393 kW \quad (8.3.3-15)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{495,87 - 373,12}{\ln \frac{495,87}{373,12}} = 431,59 K \quad (8.3.3-16)$$

závěsné trubky se počítají jako souproud

$$\text{přičemž} \quad \Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 763,72 - 267,85 = 495,87^\circ C (K) \quad (8.3.3-17)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 643,6 - 270,48 = 373,12^\circ C (K) \quad (8.3.3-18)$$

přepočet výstupní teploty páry ze závěsných trubek

spočte se entalpie pro výstupní stavy páry

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{91,1393 + 7,9173 \cdot 2812,1749}{7,9173} = 2823,6862 kJ / kg \quad (8.3.3-19)$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4,97 MPa$ výstupní teplota $t_{zv2} = 270,41^\circ C$

entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z [2]

Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře

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

Celkové teplo odebrané v 2. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{přII} + Q_{zv} = 368,4342 + 1666,6667 + 91,1393 = 2126,2452 kW \quad (8.3.4-1)$$

teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 12493,1846 - 2126,2452 = 10366,9394 kW \quad (8.3.4-2)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

kde teplo spalin vstupující do 2. části II. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp763,72^{\circ}C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 1148,3798 \cdot 7,7334 \cdot 1,4067 = 12493,1846 \text{ kW} \quad (8.3.4-3)$$

entalpie vstupujících spalin $I_{sp763,72^{\circ}C}$ viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

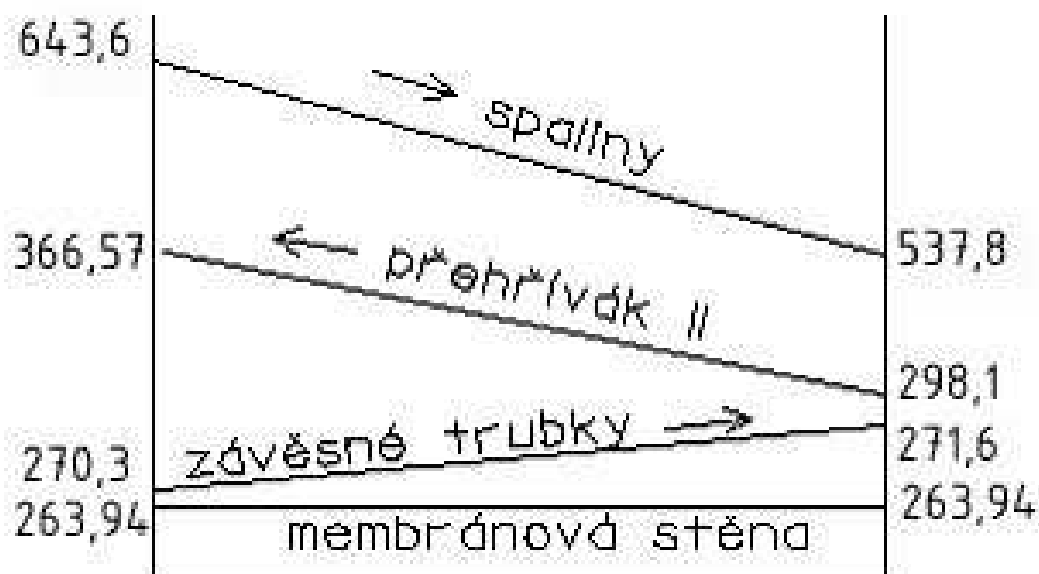
$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{10366,9394}{7,7334 \cdot 1,4067} = 952,9343 \text{ kJ / m}^3 \quad (8.3.4-4)$$

a teplota výstupních spalin $t_2 = 643,57^{\circ}C$ viz (tab. 2.4)

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

8.4 Výpočet 3. části II. tahu

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



Obr. 8-4 Schéma tepelného výpočtu

Rozměry kanálu: $a=2,88\text{m}$

$b=2,64\text{m}$

$h=1,75\text{m}$

teplota spalin vstupní $t_1 = 643,57^{\circ}C$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

výstupní $t_2 = 537,8^\circ\text{C}$

svazek přehříváku II:

příčná rozteč $s_1 = 0,1\text{m}$
 podélná rozteč $s_2 = 0,09\text{m}$
 počet trubek v řadě $z_1 = 25$
 počet řad $z_2 = 20$

počet závěsných trubek $i=25$

Závěsy svazku jsou tvořeny trubkami TR 38x4, ze stejných trubek je tvořen i svazek přehříváku. 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

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{643,57 + 537,8}{2} = 590,68^\circ\text{C} \Rightarrow T = 863,83\text{K} \quad (8.4-1)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,88 \cdot 2,64 - 2,4413 = 5,1619\text{m}^2 \quad (8.4-2)$$

kde příčná plocha trubek svazku a závěsných trubek

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,54 \cdot 25 + 25 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 2,4413\text{m}^2 \quad (8.4-3)$$

přičemž ekvivalentní délka jednoho hada v jedné řadě $l_e = 2,54\text{m}$

rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{5,1619} \cdot \frac{273 + 590,68}{273} = 6,6652\text{m/s} \quad (8.4-4)$$

8.4.1 Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekcí

pro podélné proudění se stanoví z rovnice

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0743}{0,1445} \cdot \left(\frac{6,6717 \cdot 0,1445}{9,26 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6275^{0,4} =$$

$$= 16,0408\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4.1-1)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

kde d_e je ekvivalentní průměr spalin a vypočte se

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 5,1619}{142,923} = 0,1445m \quad (8.4.1-2)$$

příčemž obvod kanálu

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d = \\ &= 2 \cdot (2,88 + 2,64) + 2 \cdot 25 \cdot (2,54 + 0,038) + 25 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 142,923m \end{aligned} \quad (8.4.1-3)$$

pro střední teplotu spalin t_{st}

součinitel tepelné vodivosti spalin $\lambda = 0,0743W / m \cdot K$

součinitel kinematické viskozity $\nu = 9,26 \cdot 10^{-5} m^2 / s$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,6275$

hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1234 \cdot 863,83^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1007,82}{863,83}\right)^4}{1 - \frac{1007,82}{863,83}} = \\ &= 20,8798W / m^2 \cdot K \end{aligned} \quad (8.4.1-4)$$

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

tlak v kotli $p = 0,1MPa$

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,9913 \cdot 0,1 \cdot 0,1648} = 0,1234 \quad (8.4.1-5)$

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 33,3072 \cdot 0,2399 = 7,9913 \text{ } 1 / m \cdot Mpa \quad (8.4.1-6)$

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{SP} &= \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,1648}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{863,83}{1000} \right) = \\ &= 33,3072 \text{ } 1 / mMPa \end{aligned} \quad (8.4.1-7)$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Kotel na spalování výpalků lihovaru

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,88} + \frac{1}{1,75} + \frac{1}{0,1}} = 0,1648m \quad (8.4.1-8)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 263,94 + 0,005 \cdot 94145,0294 = 734,67^\circ C \Rightarrow T_z = 1007,82K \quad (8.4.1-9)$$

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

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

měrné zatížení 3. části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{1816,8033}{19,2979} \cdot 1000 = 94145,0294W / m^2 \quad (8.4.1-10)$$

povrch stěn kanálu F_{st}

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 1,75 \cdot (2,88 + 2,64) = 19,2979m^2 \quad (8.4.1-11)$$

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

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 7,7334 \cdot 1,4067 \cdot 167,0015 = 1816,8033kW \quad (8.4.1-12)$$

$$\text{kde } \Delta I_{sp} = I_{sp643,57^\circ C} - I_{sp537,8^\circ C} = 952,9343 - 785,9328 = 167,0015kJ / m^3 \quad (8.4.1-13)$$

přičemž hodnoty $I_{sp643,5^\circ C}$ a $I_{sp537,8^\circ C}$ pro příslušné teploty vzaty z (tab. 2.4)

Celkový součinitel přestupu tepla

je dán součtem součinitelů přestupu tepla konvekcí a sáláním

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 16,0408 + 20,8798 = 36,9206W / m^2 \cdot K \quad (8.4.1-14)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{36,9206}{1 + 0,005 \cdot 36,9206} = 31,1671W / m^2 \cdot K \quad (8.4.1-15)$$

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

teplo, které skutečně vezmou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 31,1671 \cdot 19,2979 \cdot 323,87 \cdot 10^{-3} = 194,7938kW \quad (8.4.1-16)$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{379,63 - 273,86}{\ln \frac{379,63}{273,86}} = 323,87K \quad (8.4.1-17)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 643,57 - 263,94 = 379,63^\circ C(K) \quad (8.4.1-18)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 537,8 - 263,94 = 273,86^\circ C(K) \quad (8.4.1-19)$$

8.4.2 Výpočet přehříváku II

Parametry páry:	teplota páry na vstupu	$t_1 = 298,11^\circ\text{C}$
	teplota páry na výstupu	$t_2 = 366,57^\circ\text{C}$
	tlak páry na vstupu	$p_1 = 4,8\text{MPa}$
	tlak páry na výstupu	$p_2 = 4,65\text{MPa}$
	měrný objem na vstupu	$\nu_1 = 0,0473\text{m}^3 / \text{kg}$
	měrný objem na výstupu	$\nu_2 = 0,0585\text{m}^3 / \text{kg}$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]

průtočné množství páry

$$M_{p1} = M_{pp} - M_{v1} = 8,3333 - 0,208 = 8,1253\text{kg} / \text{s} \quad (8.4.2-1)$$

$$\text{průtočný průřez pro páru} \quad F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 25 = 0,0177\text{m}^2 \quad (8.4.2-2)$$

$$\text{rychlost prodění páry v trubkách} \quad w_p = \frac{M_{p1} \cdot \nu}{F_p} = \frac{8,1253 \cdot 0,0529}{0,0177} = 24,33\text{m} / \text{s} \quad (8.4.2-3)$$

kde střední měrný objem $\nu_{stř} = 0,0529\text{m}^3 / \text{kg}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,057}{0,03} \cdot \left(\frac{24,33 \cdot 0,03}{1,3376 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0206^{0,4} =$$

$$= 1702,0011\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4.2-4)$$

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

výrobní teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,54 \cdot 25 \cdot 20 = 151,5364\text{m}^2 \quad (8.4.2-5)$$

součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0743}{0,038} \cdot \left(\frac{8,1253 \cdot 0,038}{9,26 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6275^{0,33} =$$

$$= 57,4336\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4.2-6)$$

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

Kotel na spalování výpalků lihovaru

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,6316 \quad (8.4.2-7)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (8.4.2-8)$$

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

hodnoty Pr , λ , ν viz [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním

pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1457 \cdot 863,83^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{668,49}{863,83}\right)^4}{1 - \frac{668,49}{863,83}} =$$

$$= 13,6604 W / m^2 \cdot K \quad (8.4.2-9)$$

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

tlak v kotli $p = 0,1 MPa$

$$\text{stupeň černosti ohniště} \quad a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,6328 \cdot 0,1 \cdot 0,2373} = 0,1457 \quad (8.4.2-10)$$

$$\text{součinitel zeslabení sálání} \quad k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 27,645 \cdot 0,2399 = 6,6328 \text{ } 1 / m \cdot MPa \quad (8.4.2-11)$$

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{863,83}{1000} \right) =$$

$$= 27,6450 \text{ } 1 / m MPa \quad (8.4.2-12)$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

efektivní tloušťka sálavé vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2373 m \quad (8.4.2-13)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$t_z = t_{p.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{přřl}}{S} \cdot 10^3 = 332,34 + \left(0,0055 + \frac{1}{1702,0011} \right) \cdot \frac{1568,1893}{151,5364} \cdot 10^3 =$$

$$= 395,34^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 668,49\text{K}$$
(8.4.2-14)

kde střední teplota páry v trubkách

$$t_{p.stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{298,11 + 366,57}{2} = 332,34^\circ\text{C}$$
(8.4.2-15)

teplo potřebné pro přehřívák II $Q_{přřl} = 1568,1893\text{kW}$ viz rovnice (5.3-6)

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

Celkový součinitel přestupu tepla

ze strany spalín je dán součtem součinitelů přestupu tepla konvekcí a sáláním

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 57,4336 + 13,6604 = 71,0940\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$
(8.4.2-16)

Součinitel prostupu tepla

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 71,094}{1 + \frac{71,094}{1702,0011}} = 40,9461\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$
(8.4.2-17)

kde ψ je součinitel tepelné efektivnosti, pro dřevité palivo $\psi = 0,6$

potřebná (ideální) plocha pro přehřívák II

$$S_{id} = \frac{Q_{přřl}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1568,1893}{40,9461 \cdot 257,9} = 148,5053\text{m}^2$$
(8.4.2-18)

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{277 - 239,69}{\ln \frac{277}{239,69}} = 257,9\text{K}$$
(8.4.2-19)

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{p2} = 643,57 - 366,57 = 277^\circ\text{C}(K)$$
(8.4.2-20)

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p1} = 537,8 - 298,11 = 239,69^\circ\text{C}(K)$$
(8.4.2-21)

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 151,5364\text{m}^2$

Ta se liší od ideální požadované plochy o 2,04%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{p1} \cdot v_2}{w_p} \cdot 1,5 = \frac{8,1253 \cdot 0,0585}{24,33} \cdot 1,5 = 0,0300\text{m}^2$$
(8.4.2-22)

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$\text{průměr komor } D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03}{3,14}} = 0,1956m \quad (8.4.2-23)$$

8.4.3 Výpočet závěsných trubek

$$\text{teplota páry na vstupu } t_{zv.1} = 270,4^{\circ}C$$

$$\text{teplota páry na výstupu } t_{zv.2} = 271,6^{\circ}C$$

$$\text{tlak páry na vstupu } p_1 = 4,97MPa$$

$$\text{tlak páry na výstupu } p_2 = 4,96MPa$$

$$\text{měrný objem na vstupu } \nu_1 = 0,0410m^3 / kg$$

$$\text{měrný objem na výstupu } \nu_2 = 0,0414m^3 / kg$$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]

průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,208 - 0,208 = 7,9173kg / s \quad (8.4.3-1)$$

$$\text{průtočný průřez pro páru } F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 25 = 0,0177m^2 \quad (8.4.3-2)$$

$$\text{rychlost prodění páry } w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{F_p} = \frac{7,9173 \cdot 0,0412}{0,0177} = 18,47m / s \quad (8.4.3-3)$$

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

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0544}{0,03} \cdot \left(\frac{18,47 \cdot 0,03}{7,564 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3412^{0,4} =$$

$$= 2306,8001W / m^2 \cdot K \quad (8.4.3-4)$$

hodnoty Pr , λ , ν vzaty z [2]

součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

U výpočtu závěsných trubek se hodnota konvekce ze strany spalín uvažuje stejná jako u svazku, který je na nich zavěšen, tedy $\alpha_k = 57,4336W / m^2 \cdot K$ viz rovnice (8.4.2-6)

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1457 \cdot 863,83^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{616,3}{863,83}\right)^4}{1 - \frac{616,3}{863,83}} =$$

$$= 12,4538 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4.3-5)$$

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

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

stupeň černosti ohniště $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,6328 \cdot 0,1 \cdot 0,2373} = 0,1457 \quad (8.4.3-6)$

součinitel zeslabení sálání $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 27,645 \cdot 0,2399 = 6,6328 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.4.3-7)$

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,2373}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{863,83}{1000} \right) =$$

$$= 27,6450 \text{ 1/mMPa} \quad (8.4.3-8)$$

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy s je u výpočtu závěsných trubek stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen, tedy $s = 0,2373 \text{ m}$. viz rovnice (8.4.2-13)

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách (pro výhřevné plochy, u nichž nedochází k fázové přeměně)

$$t_z = t_{zv.stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 271 + \left(0,005 + \frac{1}{2306,5425} \right) \cdot \frac{1,4067 \cdot 38,8566}{4,1165} \cdot 10^3 =$$

$$= 343,15^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 616,3 \text{ K} \quad (8.4.3-9)$$

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ z (tab. 1.1)

střední teplota média v trubkách

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{270,4 + 271,6}{2} = 271^\circ \text{C} \quad (8.4.3-10)$$

předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,9173}{1,4067} \cdot (2828,984 - 2822,04) = 38,8566 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (8.4.3-11)$$

teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 1,75 \cdot 25 = 4,1165 \text{ m}^2 \quad (8.4.3-12)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Celkový součinitel přestupu tepla

ze strany spalin je dán součtem součinitelů přestupu tepla oběma způsoby

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 57,4336 + 12,4538 = 69,8874 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4.3-13)$$

Součinitel prostupu tepla

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 69,8874 = 41,9324 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.4.3-14)$$

teplo, které skutečně vezmou závěsné trubky

$$Q_{zv} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 41,9324 \cdot 4,1165 \cdot 316,67 \cdot 10^{-3} = 54,6632 \text{ kW} \quad (8.4.3-15)$$

kde Δt je střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{373,16 - 266,2}{\ln \frac{373,16}{266,2}} = 316,67 \text{ K} \quad (8.4.3-16)$$

závěsné trubky se počítají jako souprout

$$\text{přičemž} \quad \Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 643,57 - 240,1 = 373,16^\circ \text{C (K)} \quad (8.4.3-17)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 537,8 - 241,6 = 266,2^\circ \text{C (K)} \quad (8.4.3-18)$$

přepočet výstupní teploty páry ze závěsných trubek

spočte se entalpie pro výstupní stavy páry

$$i_2 = \frac{Q_{zv} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{54,6606 + 7,9173 \cdot 2822,08}{7,9173} = 2828,9839 \text{ kJ / kg} \quad (8.4.3-19)$$

této entalpii odpovídá při výstupním tlaku $p_2 = 4,96 \text{ MPa}$ výstupní teplota $t_{zv2} = 271,6^\circ \text{C}$

entalpie i_1 a příslušná teplota se určí z [2]

Výstupní teplota páry ze závěsných trubek byla zvolena dobře

8.4.4 Přepočet spalin na výstupu z 3. části II. tahu

Celkové teplo odebrané v 3. části II. tahu:

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{přřI} + Q_{zv} = 194,7938 + 1568,1893 + 54,6606 = 1817,6437 \text{ kW} \quad (8.4.4-1)$$

teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 10366,9394 - 1817,6437 = 8549,2956 \text{ kW} \quad (8.4.4-2)$$

kde teplo spalin vstupující do 3. části II. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp643,57^\circ \text{C}} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 952,9343 \cdot 7,7334 \cdot 1,4067 = 10366,9394 \text{ kW} \quad (8.4.4-3)$$

entalpie vstupujících spalin $I_{sp643,57^\circ \text{C}}$ viz (tab. 2.4)

Kotel na spalování výpalků lihovarů

teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{8549,2956}{7,7334 \cdot 1,4067} = 785,8556 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (8.4.4-4)$$

a teplota výstupních spalin $t_2 = 537,75^\circ\text{C}$ viz (tab. 2.4)

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

9 VÝPOČET III. A IV. TAHU KOTLE

Ve třetím a čtvrtém nechlazeném tahu se nachází svazky přehříváku I a ekonomizéru.

9.1 Předběžný výpočet spalínového kanálu

Rozměr spalínového kanálu počítám s 1. výhřevnou plochou což je přehřívák I.

Vstup: $p_1 = 4,95 \text{ MPa}$

$t_1 = 271,14^\circ\text{C}$ odpovídá měrný objem $v_1 = 41,309 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstup: $p_1 = 4,8 \text{ MPa}$

$t_2 = 320,06^\circ\text{C}$ odpovídá měrný objem $v_2 = 50,5253 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrné objemy v na vstupu a výstupu viz [2]

Střední měrný objem $\bar{v} = 45,922 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Zvolil jsem výstupní rychlost páry $w_2 = 17 \text{ m/s}$.

Určení počtu paralelních trubek

Průřez pro páru:

$$w_2 = \frac{M_{p2} \cdot \bar{v}}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{p2} \cdot \bar{v}}{w_2} = \frac{7,9173 \cdot 45,922 \cdot 10^{-3}}{17} = 0,0214 \text{ m}^2 \quad (9.1-1)$$

kde M_{p2} je množství přehřáté páry se vstřiky.

Počet trubek:

$$n = \frac{4f}{\pi d_{\text{vnitř}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0214}{\pi \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2} = 30,27 \Rightarrow 31 \text{ trubek} \quad (9.1-2)$$

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

Pro tento přehřívák použiji jednořadé uspořádání za sebou.

Rozměr A:

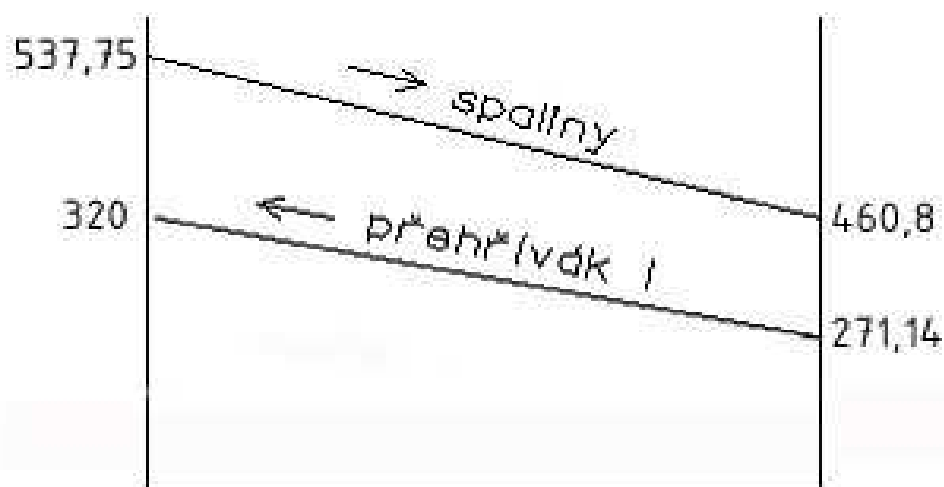
$$A = (n-1)s_1 + 2 \cdot \frac{s_1}{2} = (31-1) \cdot 90 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot \frac{90 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,79 \text{ m} \quad (9.1-4)$$

Zvolil jsem $A=2,88 \text{ m}$

Rozměr B:

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

Kotel na spalování výpalků lihovarů



Obr. 9-6 Schéma tepelného výpočtu

Rozměry kanálu: $a=2,88\text{m}$

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

$h=2,6\text{m}$

teplota spalin vstupní $t_1 = 537,75^\circ\text{C}$

výstupní $t_2 = 460,79^\circ\text{C}$

svazek přehříváku I:

příčná rozteč $s_1 = 0,09\text{m}$

podélná rozteč $s_2 = 0,09\text{m}$

počet trubek v řadě $z_1 = 30$

počet řad $z_2 = 18$

vnější průměr trubky $d = 0,038\text{m}$ a vnitřní průměr trubky $d_v = 0,03\text{m}$

střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{537,75 + 460,79}{2} = 499,27^\circ\text{C} \Rightarrow T = 772,42\text{K} \quad (9.1-5)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - d \cdot l_e \cdot z_1 = 2,88 \cdot 2,88 - 0,038 \cdot 2,78 \cdot 30 = 5,1252\text{m}^2 \quad (9.1-6)$$

příměř ekvivalentní délka jednoho hada v jedné řadě $l_e = 2,78\text{m}$

rychlost proudění spalin v kanálu

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{5,1252} \cdot \frac{273 + 499,27}{273} = 6,0025 \text{ m/s} \quad (9.1-7)$$

9.2 Výpočet přehříváku I

Parametry páry:	teplota páry na vstupu	$t_{p1} = 271,14^\circ\text{C}$
	teplota páry na výstupu	$t_{p2} = 320,06^\circ\text{C}$
	tlak páry na vstupu	$p_1 = 4,95 \text{ MPa}$
	tlak páry na výstupu	$p_2 = 4,8 \text{ MPa}$
	měrný objem na vstupu	$\nu_1 = 0,0413 \text{ m}^3 / \text{kg}$
	měrný objem na výstupu	$\nu_2 = 0,0505 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrné objemy ν na vstupu a výstupu viz [2]

průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,208 - 0,208 = 7,9173 \text{ kg/s} \quad (9.2-1)$$

$$\text{průtočný průřez pro páru} \quad F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 25 = 0,0162 \text{ m}^2 \quad (9.2-2)$$

$$\text{rychlost prodění páry v trubkách} \quad w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{F_p} = \frac{7,9173 \cdot 0,0459}{0,0177} = 20,5645 \text{ m/s} \quad (9.2-3)$$

kde střední měrný objem $\nu_{stř} = 0,0459 \text{ m}^3 / \text{kg}$

výrobní teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,78 \cdot 30 \cdot 18 = 179,1232 \text{ m}^2 \quad (9.2-4)$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0535}{0,03} \cdot \left(\frac{20,5646 \cdot 0,03}{9,033 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,1725^{0,4} =$$

$$= 1744,1131 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2-5)$$

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

součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0662}{0,038} \cdot \left(\frac{6,0025 \cdot 0,038}{7,6709 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6367^{0,33} =$$

$$= 54,3463 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$
(9.2-6)

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684$$
(9.2-7)

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684$$
(9.2-8)

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

hodnoty Pr, λ , ν viz [1]

Součinitel přestupu tepla sáláním

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1442 \cdot 772,42^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{612,67}{772,42} \right)^4}{1 - \frac{612,67}{772,42}} =$$

$$= 9,9601 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$
(9.2-9)

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

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

$$\text{stupeň černosti ohniště} \quad a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,4093 \cdot 0,1 \cdot 0,2102} = 0,1442$$
(9.2-10)

$$\text{součinitel zeslabení sálání} \quad k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 30,8815 \cdot 0,2399 = 7,4093 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$
(9.2-11)

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,2102}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{772,42}{1000} \right) =$$

$$= 30,8815 \text{ 1/mMPa}$$
(9.2-12)

p_{SP} , r_{SP} a r_{H_2O} viz (tab. 2.1)

Kotel na spalování výpalků lihovarů

efektivní tloušťka sálové vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,9 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2102m \quad (9.2-13)$$

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$\begin{aligned} t_z &= t_{p, stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{přř}}{S} \cdot 10^3 = 295,6 + \left(0,0055 + \frac{1}{1744,1131} \right) \cdot \frac{1295,4031}{179,1232} \cdot 10^3 = \\ &= 339,52^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 612,67\text{K} \end{aligned} \quad (9.2-14)$$

kde střední teplota páry v trubkách

$$t_{p, stř} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{271,14 + 320,6}{2} = 295,6^\circ\text{C} \quad (9.2-15)$$

teplo potřebné pro přehřívák I $Q_{přř} = 1295,4031\text{kW}$ viz rovnice (5.4-5)

volím součinitel zanesení $\varepsilon = 0,0055\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ z (tab. 1.1)

Celkový součinitel přestupu tepla

ze strany spalín je dán součtem součinitelů přestupu tepla konvekcí a sáláním

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54,3463 + 9,9601 = 64,3064\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2-16)$$

Součinitel prostupu tepla

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 64,3064}{1 + \frac{64,3064}{1744,1131}} = 37,2118\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2-17)$$

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

potřebná (ideální) plocha pro přehřívák I

$$S_{id} = \frac{Q_{přř}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1295403,1}{37,2118 \cdot 203,35} = 171,1919\text{m}^2 \quad (9.2-18)$$

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{217,69 - 189,65}{\ln \frac{217,69}{189,65}} = 203,35\text{K} \quad (9.2-19)$$

$$\text{přičemž } \Delta t_1 = t_1 - t_{p2} = 537,75 - 320,6 = 217,69^\circ\text{C}(\text{K}) \quad (9.2-20)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p1} = 460,79 - 271,14 = 189,656^\circ\text{C}(\text{K}) \quad (9.2-21)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 179,1232\text{m}^2$ viz rovnice (8.5.2-5)

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Ta se liší od ideální požadované plochy o 4,63 %.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{p1} \cdot v_2}{w_p} \cdot 1,5 = \frac{7,9173 \cdot 0,0505}{20,5646} \cdot 1,5 = 0,0300 m^2 \quad (9.2-21)$$

$$\text{průměr komor } D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03}{3,14}} = 0,195 m \quad (9.2-22)$$

volím trubku Tr 219,1x14,2.

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

Celkové teplo odebrané v 1. části III. tahu:

$$Q_c = Q_{přřl} = 1295,4031 kW \quad (9.2.1-1)$$

teplo výstupních spalín

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 8549,2956 - 1295,4031 = 7253,8926 kW \quad (9.2.1-2)$$

kde teplo spalín vstupující do 1. části III. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp537,75^\circ C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 785,86 \cdot 7,7334 \cdot 1,4067 = 8549,2956 kW \quad (9.2.1-3)$$

entalpie vstupujících spalín $I_{sp537,75^\circ C}$ viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalín odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{7253,8926}{7,7334 \cdot 1,4067} = 785,8556 kJ / m^3 \quad (9.2.1-4)$$

a teplota výstupních spalín $t_2 = 460,79^\circ C$ viz (tab. 2.4)

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně.

9.3 Výpočet ekonomizéru

Parametry vstupující vody:

$$p_1 = 5,5 MPa$$

$$t_{v1} = 105^\circ C \text{ odpovídá měrný objem } v_1 = 1,0474 \cdot 10^{-3} m^3 / kg \text{ viz [2]}$$

parametry vystupující vody:

$$p_2 = 5,0 MPa$$

$$t_{v2} = 249,94^\circ C \text{ odpovídá měrný objem } v_2 = 1,2516 \cdot 10^{-3} m^3 / kg \text{ viz [2]}$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Střední měrný objem $\bar{v} = 1,1495 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Zvolil jsem výstupní rychlost vody $w_2 = 1 \text{ m/s}$.

Určení počtu paralelních trubek

Průřez pro vodu:

$$w_2 = \frac{M_{EKO} \cdot \bar{v}}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{EKO} \cdot \bar{v}}{w_2} = \frac{7,9173 \cdot 1,1495 \cdot 10^{-3}}{1} = 0,0091 \text{ m}^2 \quad (9.3-1)$$

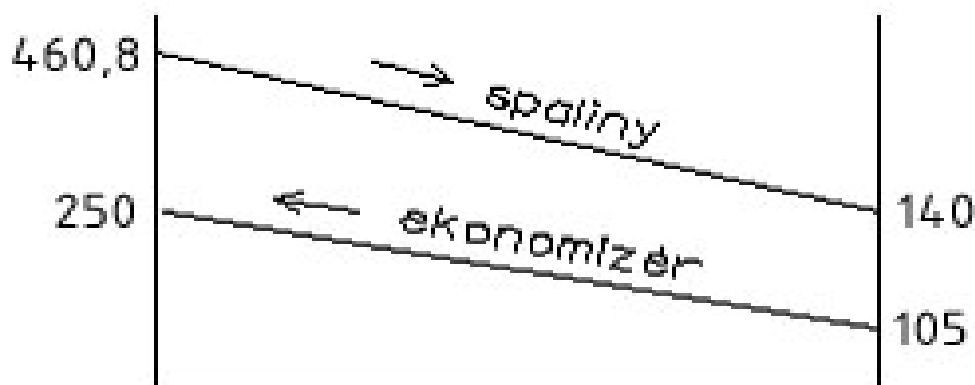
kde M_{EKO} je průtok vody ekonomizérem

$$M_{EKO} = M_{pp} + M_o - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 + 0 - 0,208 - 0,208 = 7,9173 \text{ kg/s} \quad (9.3-2)$$

M_o je množství odluhu, cca 0,5% M_{pp} , proto se ve výpočtu neuvažuje

Počet trubek:

$$z_1 = \frac{4f}{\pi \cdot d_{vnitř}^2} = \frac{4 \cdot 0,0091}{\pi \cdot (0,03)^2} = 12,88 \Rightarrow \text{volím 16 trubek} \quad (9.3-3)$$



Obr. 9-1 schéma tepelného výpočtu

teplota spalin vstupní $t_1 = 460,79^\circ\text{C}$

výstupní $t_2 = 140^\circ\text{C}$

svazek ekonomizéru: přímá rozteč $s_1 = 0,09 \text{ m}$

podélná rozteč $s_2 = 0,09 \text{ m}$

Svazek ekonomizéru je tvořen trubkami TR 38x4

tedy vnější průměr trubky $d = 0,038 \text{ m}$

vnitřní průměr trubky $d_{vnitř} = 0,03 \text{ m}$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

střední teplota spalin

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{460,79 + 140}{2} = 300,4^\circ\text{C} \Rightarrow T = 573,55\text{K} \quad (9.3-5)$$

světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - z_1 \cdot d \cdot l_e = 2,88 \cdot 2,88 - 32 \cdot 0,038 \cdot 2,78 = 4,9140\text{m}^2 \quad (9.3-6)$$

příčměž ekvivalentní délka jednoho hada v jedné řadě $l_e = 2,78\text{m}$

rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{sp} = \frac{O_{spr1,35} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{4,914} \cdot \frac{273 + 300,4}{273} = 4,6487\text{m/s} \quad (9.3-7)$$

rychlost proudění vody

$$w_v = \frac{M_{EKO} \cdot \bar{v}}{F_v} = \frac{7,9173 \cdot 1,1495 \cdot 10^{-3}}{0,0113} = 0,8051\text{m/s} \quad (9.3-8)$$

kde měrný objem pro daný stav vody viz [2]

$$\text{průtočný průřez pro vodu } F_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot z_1 = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 16 = 0,0113\text{m}^2 \quad (9.3-9)$$

Pro výpočet rychlosti proudění vody v trubkách používám počet trubek v řadě $z_1 = 16$. Ve skutečnosti potom uspořádání vypadá tak, že každá trubka svazku se na konci obrátí ve stejné rovině zpět a až potom jde do další řady. Tím nahradí sousední trubku, ale bez poklesu rychlosti proudění ke kterému by došlo, kdyby byly trubky dvě.

Součinitel přestupu tepla

součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0488}{0,038} \cdot \left(\frac{4,6487 \cdot 0,038}{4,5851 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6666^{0,33} =$$

$$= 48,1069\text{W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.3-10)$$

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

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

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,8302 \quad (9.3-11)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,8302 \quad (9.3-12)$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

hodnoty Pr , λ , ν viz (tab. 2.1)

Jelikož je ekonomizér v oblasti spalin o teplotě menší než 500°C, proto součinitel přestupu tepla sáláním α_s u výpočtu ekonomizéru zanedbávám.

Součinitel prostupu tepla

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

$$k = \psi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 48,1069 = 28,8642 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.3-13)$$

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

potřebná (ideální) plocha pro ekonomizér

$$S_{id} = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t} = \frac{5077,3265}{28,8642 \cdot 97,92} = 1796,3412 \text{ m}^2 \quad (9.3-14)$$

kde Q_{EKO} viz rovnice (5.7-1)

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{210,85 - 35}{\ln \frac{210,85}{35}} = 97,92 \text{ K} \quad (9.3-15)$$

$$\text{přičemž} \quad \Delta t_1 = t_1 - t_{zv1} = 460,79 - 249,94 = 210,85^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (9.3-16)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zv2} = 140 - 105 = 35^\circ \text{C} (\text{K}) \quad (9.3-17)$$

9.3.1 Počet řad

$$z_2 = \frac{S_{id}}{\pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1} = \frac{1796,3412}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,78 \cdot 32} = 169,2314 \Rightarrow \text{volím } z_2 = 170 \quad (9.3.1-1)$$

skutečná (výrobní) teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,78 \cdot 32 \cdot 170 = 1804,5002 \text{ m}^2 \quad (9.3.1-2)$$

ideální teplosměnná plocha je $S_{id} = 1796,3412 \text{ m}^2$, výrobní se od ideální liší o 0,45%.

Rozměr komor na vstupu a výstupu

$$S_{kom} = \frac{M_{EKO} \cdot \nu_2}{w_v} \cdot 1,5 = \frac{7,9173 \cdot 1,252 \cdot 10^{-3}}{0,8051} \cdot 1,5 = 0,0123 \text{ m}^2 \quad (9.3.1-3)$$

$$\text{průměr komor} \quad D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0123}{3,14}} = 0,1252 \text{ m} \quad (9.3.1-4)$$

volím trubku Tr 139,7x12,5.

9.3.2 Přepočet spalín na výstupu z ekonomizeru

Celkové teplo odebrané v 2. části III. A IV. tahu:

$$Q_c = Q_{eko} = 5077,3265 \text{ kW} \quad (9.3.2-1)$$

teplo výstupních spalín

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 7064,279 - 5077,3265 = 1986,9526 \text{ kW} \quad (9.3.2-2)$$

kde teplo spalín vstupující do 2. části III. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp460,79^\circ C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 649,3521 \cdot 7,7334 \cdot 1,4067 = 7064,2790 \text{ kW} \quad (9.3.2-3)$$

entalpie vstupujících spalín $I_{sp460,79^\circ C}$ viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalín odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{7064,279}{7,7334 \cdot 1,4067} = 182,6417 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (9.3.2-4)$$

a teplota výstupních spalín $t_2 = 139,36^\circ C$ viz (tab. 2.4)

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně
výška EKA

$$h_{eko} = ((z_2 - 1) \cdot s_2) + d = ((170 - 1) \cdot 0,09) + 0,038 = 15,248 \text{ m}$$

10 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE

Určí se dle vzorce

$$\begin{aligned}\Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta_K - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 17900 \cdot 0,9121 - 16651,79 \cdot \left(1 - \frac{1,9}{100}\right) = \\ &= -9,5411 \text{ kJ} / \text{kg}\end{aligned}\quad (10-1)$$

kde $\sum Q_i$ je teplo odevzdané všem výhřevným plochám z rovnice bilance na straně spalin

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp.EKO2}) = 0,9881 \cdot (18265,0644 - 1412,4491) = 16651,79 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (10-2)$$

I_u užitečné teplo uvolněné v ohništi z rovnice (4.1.4-4)

$I_{sp.EKO2}$ entalpie spalin za ekonomizérem z (tab. 2.4)

φ součinitel uchování tepla z rovnice (4.1.4-2)

dle [1] hodnota ΔQ při správném výpočtu nesmí být větší než 0,5% z přivedeného tepla Q_p^p .
 $\Delta Q = -9,5411 \text{ kJ} / \text{kg}$ což činí -0,06% z hodnoty Q_p^p . Tento výpočet dané podmínce vyhovuje.

11 PEVNOSTNÍ VÝPOČET KOMORY EKONOMIZERU

Počítáno dle normy ČSN EN 12 952-3. Hlavní těleso je trubka průměru 139,7 z materiálu P235GH, zvolená na základě výpočtu ekonomizeru. Dno na hlavním průměru i inspekční dno jsou výkovky z materiálu 16Mo3. Jedná se o plochá, nevyztužená dna.

Hlavní veličiny jsou:

Provozní tlak $p = 5,5 \text{ MPa}$

Výpočtový tlak $p_c = 6 \text{ MPa}$

Provozní teplota $t_c = 105^\circ \text{C}$

$$d_{is} = 117,8 \text{ mm}$$

$$d_{os} = 139,7 \text{ mm}$$

$$e_s = 12,5 \text{ mm}$$

11.1. Hlavní těleso

Konstrukční namáhání:

$$f = \frac{K}{S} = \frac{Rm20}{2,4} = \frac{360}{2,4} = 150$$

$$f = \frac{K}{S} = \frac{Rp_{0,2}tc}{2,4} = \frac{198}{1,5} = 132$$

-beru vždy ten menší...takže 132

Konstrukční namáhání při zkušebním přetlaku:

$$f' = \frac{K'}{S'} = \frac{Rp_{0,2}20}{1,05} = 223,81$$

Zkušební přetlak:

$$p_t = 1,43 \cdot p_s = 1,43 \cdot 6 = 8,58 \text{ MPa}$$

$$p_t = 1,25 \cdot p_c \cdot \frac{Rp_{0,2}20}{K} = 1,25 \cdot 6 \cdot \frac{235}{198} = 8,9 \text{ MPa}$$

- beru vždy ten větší...takže 8,9 Mpa

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Výrobní přídavek:

$$\frac{T}{D} = \frac{12,5}{139,7} = 0,0895$$

$$c_{11} = 0,125 \cdot e_s = 0,125 \cdot 12,5 = 1,5625 \text{ mm}$$

$$c_{12} = 0 \text{ mm}$$

$$c_1 = c_{11} + c_{12} = 1,5625 + 0 = 1,5625 \text{ mm}$$

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

$$c = c_1 + c_2 = 1,5625 + 1 = 2,5625 \text{ mm}$$

Podmínka pro samostatné otvory

musí platit:

$$p_{\Phi} \geq \left(\frac{d_{ib1}}{2} + e_{rb1} \right) + \left(\frac{d_{ib2}}{2} + e_{rb2} \right) + 2 \cdot \sqrt{(d_{is} + e_{rs}) \cdot e_{rs}} =$$

$$= \left(\frac{31}{2} + 2,5 \right) + \left(\frac{31}{2} + 2,5 \right) + 2 \cdot \sqrt{(117,8 + 9,9375) \cdot 9,9375} = 107,257$$

$$180 \geq 107,257$$

Součinitel zeslabení můstku:

$$v_{all} = \frac{p_c \cdot d_{is}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot e_{rs}} = \frac{6 \cdot 117,8}{(2 \cdot 132 - 6) \cdot 9,9375} = 0,2757$$

Maximální díra:

$$d_{ob \max} = 2 \cdot \left(\frac{l_{rs}}{v_{all}} - l_{rs} \right) = 2 \cdot \left(\frac{35,63}{0,2757} - 35,63 \right) = 187,21 \text{ mm}$$

Délka hlavní komory:

$$l_{rs} = \sqrt{(d_{is} + e_{rs}) \cdot e_{rs}} = \sqrt{(117,8 + 9,937) \cdot 9,937} = 35,63 \text{ mm}$$

Délka vedlejší komory:

$$l_{rb} = \sqrt{(d_{ib} + e_{rb}) \cdot e_{rb}} = \sqrt{(31 + 2,5) \cdot 2,5} = 9,1515 \text{ mm}$$

Tlakem zatížená plocha:

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$A_p = \frac{d_{is}}{2} \cdot (l_{rs} + \frac{d_{ib}}{2} + e_{rb}) + \frac{d_{ib}}{2} \cdot (l_{rb} + e_{rs}) = \frac{117,8}{2} \cdot (35,63 + \frac{31}{2} + 2,5) + \frac{31}{2} \cdot (9,1515 + 9,9375) = 3454,6865 \text{ mm}^2$$

Výztužné plochy komory a hrdla:

$$A_{fs} = l_{rs} \cdot e_{rs} = 35,63 \cdot 9,9375 = 354,07 \text{ mm}^2$$

$$A_{fb} = (l_{rb} + e_{rs}) \cdot e_{rs} = (9,1515 + 9,9375) \cdot 2,5 = 47,7225 \text{ mm}^2$$

Účinné namáhání:

$$f_a = p_c \cdot \left(\frac{A_p}{A_{fs} + A_{fb}} + 0,5 \right) = 6 \cdot \left(\frac{3454,6865}{354,07 + 47,7225} + 0,5 \right) = 54,59$$

Součinitel zeslabení:

$$v_s = \frac{d_{is} \cdot (A_{fs} + A_{fb})}{2 \cdot e_{rs} \cdot A_p} = \frac{117,8 \cdot (354,07 + 47,7225)}{2 \cdot 9,9375 \cdot 3454,6865} = 0,69$$

Požadovaná tloušťka stěny bez přídatku:

$$e_{cs} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{6 \cdot 139,7}{(2 \cdot 132 - 6) \cdot 0,69 + 2 \cdot 6} = 4,41 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny včetně přídatku:

$$e'_{cs} = e_{cs} + C = 4,41 + 2,5625 = 6,97 \text{ mm}$$

musí platit:

$$e'_{cs} \leq e_s \Rightarrow 6,97 \leq 12,5$$

11.2. Dno 1

Dno 1 je výkovek z materiálu 16Mo3 dle 4SN EN 10216-2. Jedná se o ploché nevyztužené dno.

Hlavní veličiny jsou:

Provozní tlak $p = 5,5 \text{ MPa}$

Výpočtový tlak $p_c = 6 \text{ MPa}$

Provozní teplota $t_c = 105^\circ \text{C}$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$d_{is} = 117,8mm$$

$$d_{os} = 139,7mm$$

$$e_s = 12,5mm$$

$$e_h = 18mm$$

Konstrukční namáhání:

$$f = \frac{K}{S}$$

$$f = \frac{R_m}{2,4} = \frac{450}{2,4} = 191,67$$

$$f = \frac{R_{p02-tc}}{1,5} = \frac{243}{1,5} = 162$$

-beru vždy menší hodnotu...takže 162

Konstrukční namáhání při zkušebním přetlaku:

$$f' = \frac{K'}{S'}$$

$$f' = \frac{R_{p02\ 20}}{1,05} = \frac{280}{1,05} = 266,67$$

Zkušební přetlak:

$$p_t = 1,43 \cdot p_s = 1,43 \cdot 6 = 8,58MPa$$

$$p_t = 1,25 \cdot p_c \cdot \frac{Rp_{0,2\ 20}}{K} = 1,25 \cdot 6 \cdot \frac{280}{162} = 12,96MPa$$

-beru vždy větší hodnotu...takže 12,96Mpa

Výrobní přídavek:

$$c_{1s} = 0,1 \cdot e_s = 0,1 \cdot 12,5 = 1,25mm$$

$$c_{2s} = 1mm$$

$$c_s = c_{1s} + c_{2s} = 1,25 + 1 = 2,25mm$$

$$c_1 = 0,3mm$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$c_2 = 1mm$$

$$c_{dno} = c_1 + c_2 = 0,3 + 1 = 1,3mm$$

Připojovací rozměr bez přídavek:

$$e_{rs} = e_s - c_s = 12,5 - 2,25 = 10,25mm$$

Tloušťka dna bez přídavek:

$$e_{rb} = e_h - c_{dno} = 18 - 1,3 = 15,3mm$$

Rádus:

$$r_{ik} = 5mm$$

Minimální požadovaná tloušťka dna:

$$e_{hmin} = \min\left(\frac{1,3 \cdot p_c}{f} \cdot \left(\frac{d_i}{2} - r_{ik}\right) + c_1 + c_2\right) = \min\left(\frac{1,3 \cdot 6}{162} \cdot \left(\frac{117,8}{2} - 5\right) + 1 + 0,3\right) = 2,595mm$$

Tloušťka pláště s v=1:

$$e_{cso} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{6 \cdot 139,7}{(2 \cdot 162 - 6) \cdot 1 + 2 \cdot 6} = 2,54mm$$

$$\chi = \frac{e_{rs}}{e_{cso}} = \frac{10,25}{2,54} = 4,0354$$

Výpočtoví součinitelé:

$$C_1 = 0,41$$

$$C_2 = 1 \quad \text{pro kruh.dna}$$

$$C_3 = 1,0267$$

Požadovaná tloušťka dna bez přídavek:

$$e_{ch} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot d_i \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f}} = 0,41 \cdot 1 \cdot 1,0267 \cdot 117,8 \cdot \sqrt{\frac{6}{162}} = 9,5431mm$$

Požadovaná tloušťka dna s přídavkem:

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$e'_{ch} = e_{ch} + c_1 + c_2 = 9,5431 + 0,3 + 1 = 10,4831 \text{ mm}$$

musí platit podmínka:

$$e'_{ch} \leq e_h \Rightarrow 10,4831 \leq 18.$$

11.3. Dno 2

Dno 2 je výkovek z materiálu 16Mo3 dle 4SN EN 10216-2. Jedná se o ploché nevyztužené dno.

Hlavní veličiny jsou:

Provozní tlak $p = 5,5 \text{ MPa}$

Výpočtový tlak $p_c = 6 \text{ MPa}$

Provozní teplota $t_c = 105^\circ \text{C}$

$$d_{is} = 47,2 \text{ mm}$$

$$d_{os} = 57 \text{ mm}$$

$$e_s = 5,6 \text{ mm}$$

$$e_h = 10 \text{ mm}$$

Konstrukční namáhání:

$$f = \frac{K}{S}$$

$$f = \frac{R_m}{2,4} = \frac{450}{2,4} = 191,67$$

$$f = \frac{R_{p02-tc}}{1,5} = \frac{243}{1,5} = 162$$

-beru vždy menší hodnotu...takže 162

Konstrukční namáhání při zkušebním přetlaku:

$$f' = \frac{K'}{S'}$$

$$f' = \frac{R_{p02}^{20}}{1,05} = \frac{280}{1,05} = 266,67$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Zkušební přetlak:

$$p_t = 1,43 \cdot p_s = 1,43 \cdot 6 = 8,58 \text{ MPa}$$

$$p_t = 1,25 \cdot p_c \cdot \frac{Rp_{0,2}^{20}}{K} = 1,25 \cdot 6 \cdot \frac{280}{162} = 12,96 \text{ MPa}$$

-beru vždy větší hodnotu...takže 12,96Mpa

Výrobní přídavek:

$$c_{1s} = 0,1 \cdot e_s = 0,125 \cdot 5,6 = 0,7 \text{ mm}$$

$$c_{2s} = 1 \text{ mm}$$

$$c_s = c_{1s} + c_{2s} = 0,7 + 1 = 1,7 \text{ mm}$$

$$c_1 = 0,3 \text{ mm}$$

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

$$c_{dno} = c_1 + c_2 = 0,3 + 1 = 1,3 \text{ mm}$$

Připojovací rozměr bez přídaveků:

$$e_{rs} = e_s - c_s = 5,6 - 1,7 = 3,9 \text{ mm}$$

Tloušťka dna bez přídaveků:

$$e_{rb} = e_h - c_{dno} = 10 - 1,3 = 8,7 \text{ mm}$$

Rádus:

$$r_{ik} = 5 \text{ mm}$$

Minimální požadovaná tloušťka dna:

$$e_{h\min} = \min\left(\frac{1,3 \cdot p_c}{f} \cdot \left(\frac{d_i}{2} - r_{ik}\right) + c_1 + c_2\right) = \min\left(\frac{1,3 \cdot 6}{162} \cdot \left(\frac{47,2}{2} - 5\right) + 1 + 0,3\right) = 1,5138 \text{ mm}$$

Tloušťka pláště s v=1:

$$e_{cso} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{6 \cdot 57}{(2 \cdot 162 - 6) \cdot 1 + 2 \cdot 6} = 1,0364 \text{ mm}$$

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$x = \frac{e_{rs}}{e_{cso}} = \frac{3,9}{1,0364} = 3,7632$$

Výpočtoví součinitelé:

$$C_1 = 0,41$$

$$C_2 = 1 \quad \text{pro kruhová dna}$$

$$C_3 = 1 \quad \text{pro dna bez díry}$$

Požadovaná tloušťka dna bez přídavků:

$$e_{ch} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot d_i \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f}} = 0,41 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 47,2 \cdot \sqrt{\frac{6}{162}} = 3,7243 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka dna s přídavkem:

$$e'_{ch} = e_{ch} + c_1 + c_2 = 3,7243 + 0,3 + 1 = 5,0243 \text{ mm}$$

musí platit podmínka:

$$e'_{ch} \leq e_h \Rightarrow 5,0243 \leq 10.$$

12 ZÁVĚR

Zadání diplomové práce bylo výpočet parního kotle na spalování výpalků z lihovarů. Palivo je ve formě lisovaných peletek. Další součástí diplomové práce je konstrukční návrh komory ekonomizeru, který se skládá z pevnostního výpočtu a výkresu komory (příloha 2).

Výsledkem výpočtu parního kotle jsou následující rozměry roštu 2,88m x 4,96m. Rozměry jsou navrženy pro zatížení roštu $1,8MW / m^2$, které umožňuje americký rošt rotograte. Výška spalovací komory byla zvolena 11,35m s ohledem na teplotu spalin na výstupu ze spalovací komory. Ta nesmí překročit hodnotu 850 stupňů, což je teplota tečení popele, protože by docházelo k jeho nalepování na trubky výhřevných ploch.

První tah tvoří spalovací komora s membránovými stěnami, které tvoří systém výparníku s přirozenou cirkulací. Ve druhém tahu jsou umístěny první dvě výhřevné plochy a to přehřívák 3 a 2. Z důvodu přívodů sekundárního vzduchu bylo nutné třetí přehřívák 1 umístit až do následujícího třetího tahu, před plochy ekonomizérů. Těch je celkem osm, rozmístěných ve třetím a čtvrtém tahu kotle

Na všech výhřevných plochách bylo zvoleno uspořádání trubek za sebou. Vystřídání uspořádání je sice výhodnější z hlediska přestupu tepla a zvýšení účinnosti plochy, ale u přehříváků páry pracujících s vyššími teplotami spalin, nesmí docházet k nálepům popeloviny na trubkách a vzniku nánosů. Vystřídání uspořádání je proto méně vhodné. Tyto plochy se čistí pomocí ofukovačů, které jsou v teplotách spalin nad 500 stupňů výsuvné a v oblasti chladnějších spalin jsou pevné.

Diplomová práce obsahuje projekční návrh kotle, včetně dimenzování teplosměnných ploch a konstrukční návrh komory ekonomizeru, včetně pevnostního výpočtu. Tím splnila požadované cíle a zadání.

13 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Budaj F.: Parní kotle. Podklady pro tepelný výpočet. Skriptum VUT Brno 1992
- [2] [STEAMTAB]:ChemicalLogic Steam Tab Companion 2,0
- [3] Černý,V.: a kol.:Parní kotle,Technický průvodce,č.32,SNL Praha 1985
- [4] Firemní literatura
- [5] www.biom.cz

PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	m	šířka spalovací komory
a_{st}	-	stupeň černosti povrchu stěn
a	-	stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin
a_{pl}	-	stupeň černosti plamene
A, B	m	rozměry kanálu pro spaliny
α	-	přebytek vzduchu
a_O	-	stupeň černosti ohniště
α_1	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny
α_2	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla stěny do media
α_K	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla konvekcí
α_K	-	přebytek vzduchu za kotlem
α_s	$W / m^2 K$	součinitel přestupu tepla sáláním
A^r	%	procento popelovin v původním stavu paliva
b	m	hloubka spalovací komory
B_O	-	Boltzmannovo číslo
c	m	délka mříže
c	$kJ / m^3 K$	měrné teplo vlhkého vzduchu
c_{H_2O}	$kJ / m^3 K$	měrné teplo vodní páry
c_f	$kJ / m^3 K$	měrné teplo suchého vzduchu
c_p	$kJ / kg K$	měrné teplo paliva
c_s	$kJ / m^3 K$	měrné teplo suchého vzduchu
c_{spr}	$kJ / m^3 K$	měrné teplo spalin při teplotě a přebytku vzduchu za kotlem
c_{su}	$kJ / kg K$	měrné teplo sušiny paliva
c_w	$kJ / kg K$	měrné teplo vody, lze brát
χ_1	-	součinitel závislý na druhu paliva
χ_2	-	je součinitel závislý na způsobu spalování
C_f	-	opravný koeficient na frakci popelkových částecek
C_d	-	opravný koeficient na vnější průměr trubky

Kotel na spalování výpalků lihovarů

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_l, C_m	-	opravní součinitelé
$(CO_2)_{\max}$	%	maximální množství CO_2 ve spalínách
$\Delta\alpha_o$	-	zvětšení přisávání v ohništi
Δi	kJ / kg	rozdíl entalpií média.
Δp	MPa	tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle
Δt	$^{\circ}C$	střední logaritmický rozdíl
d	μm	střední efektivní průměr částeczek popílku
d	g / kg	obsah vody ve vzduchu
$d_{vnitř}$	m	vnitřní průměr trubky
D	m	průměr trubek
d_e	m	ekvivalentní průměr
ε	-	součinitel znečištění výhřevné plochy
ε_0	-	výchozí součinitel zanesení
f	-	součinitel vlhkosti
f	m^2	průřez pro páru
F_{ST}	m^2	povrch ohniště
$F_{\dot{U}S}$	m^2	účinná sálavá plocha stěn ohniště
φ	%	je relativní vlhkost vzduchu
φ	-	součinitel uchování tepla
$\bar{g}$	kW / m^2	střední tepelné zatížení stěn ohniště
$G_{O_2 \min}$	kg/kg	hmotové minimální množství spalovacího kyslíku
$G_{VZ \min}$	kg/kg	hmotové minimální množství vlhkého spalovacího vzduchu

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$G_{VZ\ min}^S$	kg/kg	hmotové minimální množství suchého spalovacího vzduchu na 1kg spáleného paliva
h	m	výška spalovací komory
h	%	procento hořlaviny v původním stavu paliva
i	-	počet závěsných trubek
i'	kJ / kg	entalpie syté páry
i''	kJ / kg	entalpie syté kapaliny
i	kJ / m ³	entalpie jednotlivých složek spalin
i_{NV}	kJ / kg	entalpie napájecí vody
i_P	kJ / kg	fyzické teplo paliva
i_{PP}	kJ / kg	entalpie přehřáté páry
I_O	kJ / kg	entalpie spalin na konci ohniště
I_P	kJ / kg	entalpie popílku
I_{sp}	kJ / kg	entalpie spalin
$I_{sp\ min}$	kJ / kg	minimální množství spalin
I_{spr}	kJ / kg	entalpie spalin v místě jejich zavedení do traktu
I_U	kJ / kg	tepla uvolněného při spalování
$I_{VZ\ min}$	kJ / kg	entalpie minimálního množství vzduchu
ϑ_a	°C	teoretická teplota
ϑ_O	°C	koncovou teplotu
ϑ_{spr}	°C	teplota spalin po smíšení s recirkulovanými spalinami
ξ	-	součiniteli zanesení
ξ	-	součinitel využití
ζ	-	součinitel využití plochy
k	1/ mMPa	součinitel zeslabení sálání
k	W / m ² K	součinitel prostupu tepla
k_k	1/ mMPa	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
k_P	1/ mMPa	součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
k_{SP}	1/ mMPa	součiniteli zeslabení sálání tříatomových plynů

Kotel na spalování výpalků lihovarů

λ	W / mK	součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu
M	-	součinitel respektující průběh teplot v ohništi
M_{ek}	kg / s	průtok vody ekonomisérem
M_{mp}	kg / s	množství přehřáté páry
$M_{m,Cl}$	kg / mol	molární hmotnost chlóru
$M_{m,S}$	kg / mol	molární hmotnost síry
M_o	kg / s	množství odluhu
M_{op}	kg / s	množství odebírané syté páry
M_p	kg / s	množství paliva přivedeného do kotle
M_{pp}	kg / s	parní výkon kotle
M_{pv}	kg / s	množství paliva skutečně spáleného
M_v	kg / s	množství vstřiku
μ	g / m^3	koncentrace popílku ve spalinách
n	-	počet trubek
η_K	%	tepelná účinnost kotle
O_{Ar}	m^3 / kg	objem Ar ve spalinách se určí ze vztahu
O_{CO_2}	m^3 / kg	objem CO ₂ ve spalinách se určí ze vztahu
O_{CO}^N	m^3 / kg	obsah CO ve spalinách při nedokonalém spalování
O_{H_2Omin}	m^3 / kg	minimální objem vodní páry
O_{N_2}	m^3 / kg	objem N ₂ ve spalinách se určí ze vztahu
O_{O_2min}	m^3 / kg	minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva
O_{SO_2}	m^3 / kg	objem SO ₂ ve spalinách se určí ze vztahu
O_{sp}	m^3 / kg	skutečné množství spalin
O_{spmin}	m^3 / kg	minimální množství vlhkých spalin
O_{spmin}^S	m^3 / kg	minimální množství suchých spalin
O_{spmin}^{SV}	m^3 / kg	minimální množství vlhkých spalin při použití suchého vzduchu
$\overline{O_{SP-C}}$	kJ / kgK	střední celkové měrné teplo spalin

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$O_{sp.od}$	m^3 / kg	objem spalin v místě odběru bez vlivu na recirkulaci
O_r	m^3 / kg	objem spalin odevzdaných na recirkulaci
O_{vz}	m^3 / kg	skutečné množství vzduchu
$O_{vz\ min}$	m^3 / kg	minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva
$O_{vz\ min}^S$	m^3 / kg	minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg surového paliva o výhřevnosti Q_i^r
ϖ	-	podíl dané složky
ϖ_c	-	podíl dané složky po recirkulaci spalin
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_{nv}	MPa	tlak napájecí vody
p_{sp}	MPa	je parciální tlak tříatomových plynů
q	W / m^2	měrné zatížení
Pr	-	Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu
ψ	-	součinitel tepelné efektivnosti
Θ_o	-	poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště
Q_c	kW	celkové teplo dodané ohništi
$Q_{CS}, Q_{CÚ}$	kJ / kg	průměrná hodnota výhřevnosti
Q_i^{daf}	kJ / kg	výhřevnost surového paliva
Q_i^r	kJ / kg	výhřevnost paliva,
Q_P^P	kJ / kg	teplo přivedené do kotle
Q_{rec}	kW	teplo recirkulovaných spalin
Q_{vz}	kJ / kg	teplo přivedené do kotle se vzduchem
r	-	koeficient recirkulace
r_{CO_2}	-	objemové části tříatomových plynů
r_{H_2O}	-	objemová část vodní páry ve spalinách
r_{SP}	-	součet objemových částí tříatomových plynů

Kotel na spalování výpalků lihovarů

r_{RO_2}	-	objemové koncentrace 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
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	$^{\circ}C$	teplota paliva
$t_{P,stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota páry
$t_{SP,stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota spalin
t_{vz}	$^{\circ}C$	teplota nasávaného vzduchu
t_z	$^{\circ}C$	teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách
t_{syt}	$^{\circ}C$	teplota sytosti
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 / s	součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu
ν	m^3 / kg	měrný objem
V_{H_2O}	%	objem vodní páry na $1m^3$ suchého vzduchu
V_O	m^3	aktivní objem ohniště
V_{SP}	m^3 / kg	průtok spalin
w	m / s	rychlost páry
w_{SP}	m / s	rychlost proudění spalin
w_t^r	%	obsah vody v palivu
χ	-	úhlový součinitel

Kotel na spalování výpalků lihovarů

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_1	-	počet trubek v jedné řadě.
z_2	-	počet řad
Z	%	celkové ztráty
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_f	%	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_K	%	ztráta komínová
Z_O	%	ztráty ostatní
Z_{SO}	%	ztráta sdílením tepla do okolí