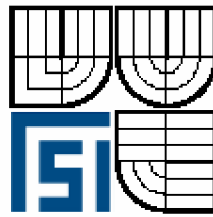


**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

**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.

### 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 I.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*

## Kotel na spalování výpalků z lihovarů

**OBSAH**

|   |           |
|---|-----------|
| <b>OBSAH</b> .....  | <b>10</b> |
| <b>1 ÚVOD</b> .....   | <b>13</b> |
| <b>1.1 OBECNĚ O SPALOVÁNÍ BIOMASY</b> .....   | <b>13</b> |
| <b>1.2 VÝHODY VYUŽITÍ BIOMASY</b> .....   | <b>14</b> |
| <b>1.3 NEVÝHODY VYUŽITÍ BIOMASY</b> .....   | <b>14</b> |
| <b>1.4 TECHNICKÝ POPIS KOTLE</b> .....  | <b>14</b> |
| <b>2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY</b> .....  | <b>16</b> |
| <b>2.1 VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH SLOŽEK PALIVA</b> .....   | <b>16</b> |
| <b>2.2 MINIMÁLNÍ OBJEMY VZDUCHU A SPALIN Z PRVKOVÉHO ROZBORU PALIVA</b> .....                     | <b>16</b> |
| <b>2.3 OBJEMY VZDUCHU A SPALIN</b> .....  | <b>18</b> |
| 2.3.1 MNOŽSTVÍ VZDUCHU A SPALIN.....  | 18        |
| <b>2.4 ENTALPIE VZDUCHU A PRODUKTŮ SPALOVÁNÍ</b> .....  | <b>19</b> |
| <b>2.5 I-T DIAGRAM SPALIN A BILANCE VZDUCHU</b> .....   | <b>21</b> |
| <b>2.6 ENTALPIE SPALIN PŘI RECIRKULACI</b> .....  | <b>22</b> |
| 2.6.1 URČENÍ TEPEL SPALIN.....  | 22        |
| 2.6.2 OBJEMY VZDUCHU A PODÍLY SLOŽEK CELKOVÝCH SPALIN SE ZAHRNUTÍM<br>RECIRKULOVANÝCH SPALIN..... | 23        |
| <b>3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE</b> .....  | <b>25</b> |
| <b>3.1 TEPLA PŘIVEDENÉ DO KOTLE</b> .....   | <b>25</b> |
| <b>3.2 ZTRÁTY KOTLE A TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE</b> .....  | <b>25</b> |
| 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        |
| <b>3.3 VÝROBNÍ TEPLA PÁRY A MNOŽSTVÍ PALIVA</b> .....   | <b>27</b> |
| 3.3.1 VÝROBNÍ TEPLA PÁRY.....   | 27        |
| 3.3.2 MNOŽSTVÍ PALIVA.....  | 27        |
| <b>4 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY</b> .....   | <b>28</b> |
| <b>4.1 TEPELNÝ VÝPOČET OHNIŠTĚ</b> .....  | <b>28</b> |
| 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

|           |   |           |
|-----------|---|-----------|
| <b>5</b>  | <b>VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH .....</b>                    | <b>34</b> |
| 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 TEPLO .....                              | 38        |
| 5.9       | PŘEHLED VÝHŘEVNÝCH PLOCH ZE STRANY PRACOVNÍHO MÉDIA ..... | 39        |
| <b>6</b>  | <b>VÝPOČET I. TAHU .....</b>                              | <b>40</b> |
| <b>7</b>  | <b>VÝPOČET MŘÍŽE.....</b>                                 | <b>41</b> |
| 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        |
| <b>8</b>  | <b>VÝPOČET II. TAHU KOTLE .....</b>                       | <b>45</b> |
| 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        |
| <b>9</b>  | <b>VÝPOČET III. A IV. TAHU KOTLE.....</b>                 | <b>73</b> |
| 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        |
| <b>10</b> | <b>KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE .....</b>               | <b>83</b> |
| <b>11</b> | <b>PEVNOSTNÍ VÝPOČET KOMORY EKONOMIZERU.....</b>          | <b>84</b> |

Kotel na spalování výpalků z lihovarů

---

|  |           |
|--|-----------|
| <b>12 ZÁVĚR</b> .....                            | <b>92</b> |
| <b>13 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b> .....        | <b>93</b> |
| <b>PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK</b> ..... | <b>94</b> |

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

Tab.1.1 - porovnání základních veličin biomasy a uhlí. Tabulka převzata z [www.biom.cz](http://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 redukcí 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  $1 \text{ MW/m}^2$ . 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<sub>x</sub> 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:

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

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

kde  $C^r$ ,  $H_2^r$ ,  $O_2$  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 1m<sup>3</sup> suchého vzduchu:

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

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



## Kotel na spalování výpalků lihovarů

$\varphi$  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<sub>2</sub> 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<sub>2</sub> ve spalinách se určí ze vztahu:

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

Objem N<sub>2</sub> 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<sub>2</sub> 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  $\alpha$ , ten závisí na typu kotle a paliva. Na  $\alpha$  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

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

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 spalin a objemové části tříatomových plynů při různých přebytecích vzduchu

| $\alpha$                | 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 spalinám odebráno. K tomuto účelu je nejvhodnější použít entalpii spalin. Pro zjednodušení bilančních vztahů je výhodnější nepracovat s měrnou entalpií vztaženou na jednotku jejich objemu nebo hmotnosti, ale jako základní vztažnou jednotku použít objem spalin, který přísluší spálení jednotkového množství paliva. Jednotkou měrné entalpie je pak  $1 \text{ kJ/kg}_{\text{paliva}}$ .

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg tuhého paliva (pro výpočet beru teplotu  $450^\circ\text{C}$ , 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 spalin:

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

kde  $i$  je entalpie jednotlivých složek spalin

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 spalin.

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

| $t [^{\circ}C]$ | Entalpie složek spalin |                |                 |                 |               | Měrné teplo      |                       |
|-----------------|------------------------|----------------|-----------------|-----------------|---------------|------------------|-----------------------|
|                 | $CO_2 [kJ/m^3]$        | $N_2 [kJ/m^3]$ | $H_2O [kJ/m^3]$ | $SO_2 [kJ/m^3]$ | $Ar [kJ/m^3]$ | $c_s [kJ/m^3 K]$ | $c_{H_2O} [kJ/m^3 K]$ |
| 100             | 170                    | 130            | 150             | 189             | 93            | 1,300            | 1,505                 |
| 200             | 357                    | 260            | 304             | 392             | 186           | 1,307            | 1,522                 |
| 300             | 559                    | 392            | 463             | 610             | 278           | 1,317            | 1,542                 |
| 400             | 772                    | 527            | 626             | 836             | 372           | 1,329            | 1,565                 |
| 500             | 994                    | 666            | 795             | 1070            | 465           | 1,343            | 1,590                 |
| 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:

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

$$4,2 < 42,76$$

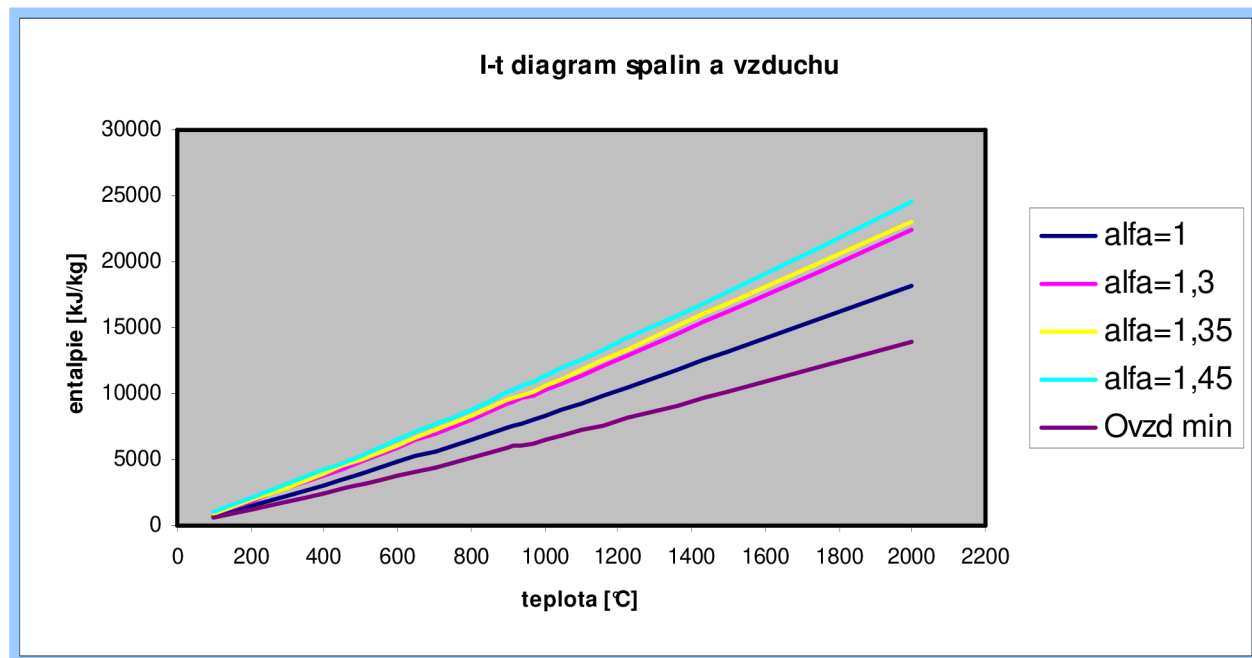
Takže entalpii popílku neuvažují  $I_p = 0$ .

## 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 spalin při recirkulaci

Recirkulace je v podstatě přivádění chladných spalin (cca. 140 °C) do primárního vzduchu, což způsobí ochlazení spalin ve spalovací komoře. Recirkulace spalin ve výpočtech objemů a entalpií se uvažuje na celém úseku od místa zavedení necirkulujících spalin 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 spalin na 1 kg paliva odebíraných na recirkulaci a v místě odběru bez vlivu na recirkulaci.

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

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

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

Entalpie spalin 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 spalin 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 spalin 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 spalin před smíšením

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

Teplota spalin po smíšení vyšla 1491,2011°C.

### 2.6.1 Určení tepel spalin

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 spalin

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

## Kotel na spalování výpalků lihovaru

**2.6.2 Objemy vzduchu a podíly složek celkových spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin**

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

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

podíl složek celkových spalin

$$\omega_{vz.c} = \frac{O_{vz.c}}{O_{spr1,3}} = \frac{1,3911}{6,7334} = 0,2066 \quad (2.6.2-3)$$

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

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

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

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

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

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

$$O_{H_2O.c} = O_{sp1,3} \cdot \omega_{rec} \cdot \omega_{H_2O1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{H_2O1,3} = 6,7334 \cdot 0,1485 \cdot 0,1293 + 6,7334 \cdot 0,1293 = 1,0003 m^3 / kg \quad (2.6.2-12)$$

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

Entalpie spalin s recirkulovanými spalinami ve spalovacím prostoru

pro teplotu 1000 °C

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

(2.6.2-14)

pro teplotu 1500 °C

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

$$\begin{aligned}
 I_{sp,rec1500^{\circ}C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2c} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2c} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar.c} \cdot i_{Ar} + \omega_{H_2O.c} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz.c} \cdot c_p \cdot t = \\
 &= 0,5350 \cdot 2166 + 0,1222 \cdot 3504 + 0,0062 \cdot 1390 + 0,1294 \cdot 2779 + 0,2066 \cdot 1,474 \cdot 1500 = \quad (2.6.2-15) \\
 &= 2411,6423 \text{ kJ / m}^3
 \end{aligned}$$

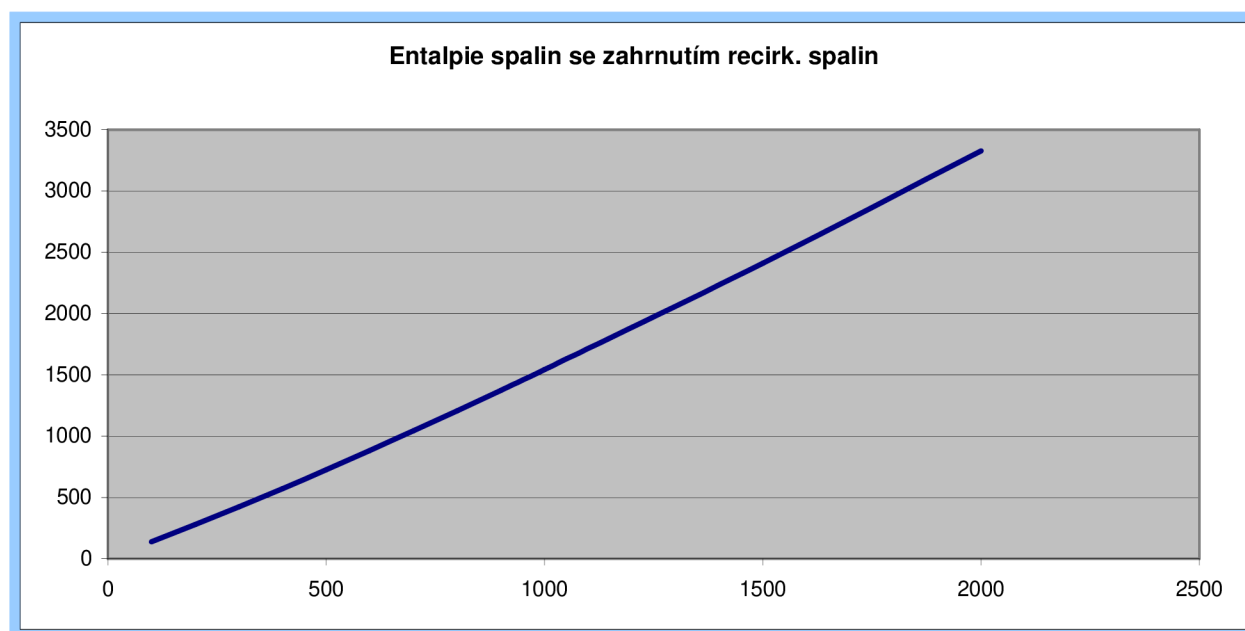
Entalpie spalin v ohništi se zahrnutím recirkulovaných spalin

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

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

Tab. 2-4 Entalpie spalin se zahrnutím recirkulovaných spalin

| $t$  | $I_{SP}$               | $I_{SP}$   |
|------|------------------------|------------|
| [°C] | [kg / m <sup>3</sup> ] | [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 spalinách - 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 spalinách a vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalinách (CO, H<sub>2</sub> 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:

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

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

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

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

### 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,  $C_U$  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,  $X_U$  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  $Q_{CS}$ ,  $Q_{CU}$  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

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

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

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

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

kde  $C_S$  je podíl popela ve škváře,  $C_U$  je podíl popela v úletu.  $X_S$  je podíl popela ve škváře,  $X_U$  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].

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

**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 Zn 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 4,5Mpa 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:

$$F_{ST} = 2 \cdot b \cdot h + a \cdot h + a \cdot (h - c) + a \cdot b = \quad (4-1)$$

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

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 zahrnutím geometrických odchylek:

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

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

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  $\vartheta_a$  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  $\vartheta_o$  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  $\eta_k$  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  $\vartheta_a$ , dále z teploty spalin na výstupu z ohniště  $\vartheta_o$  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 efektivity 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  $\xi$ , jehož hodnotu jsem na základě tabulky 7-11 v lit.[1] zvolil  $\xi = 0,45$ .

Potom součinitel tepelné efektivity 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.

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

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,8168 \cdot 0,13 \cdot 0,0360} = 0,4240 \quad (4.1.6-3)$$

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

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.

$k_k, \chi_1, \chi_2$  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 .

- součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi



## Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

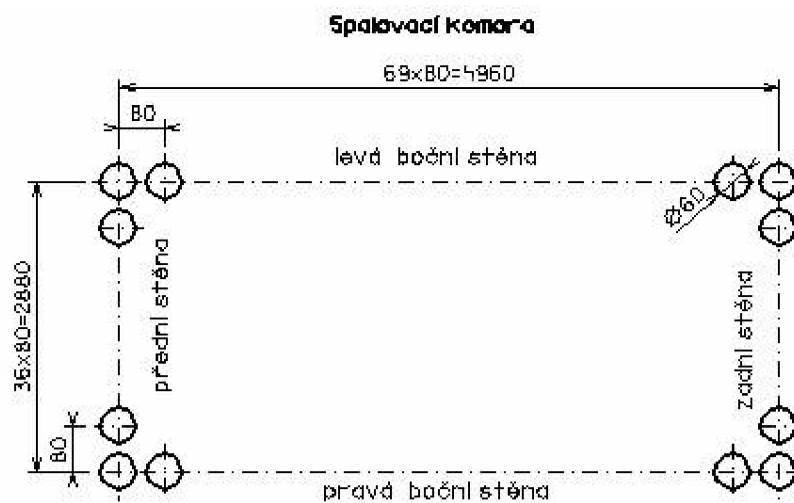
kde  $\mu$  je střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách,  $d$  je střední efektivní průměr částic popílku zvolený z tabulek pro roštové ohniště  $d = 20 \mu\text{m}$  viz [1]

$\mu$ ,  $r_{sp}$  viz (tab. 2.1)

## 4.1.7 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

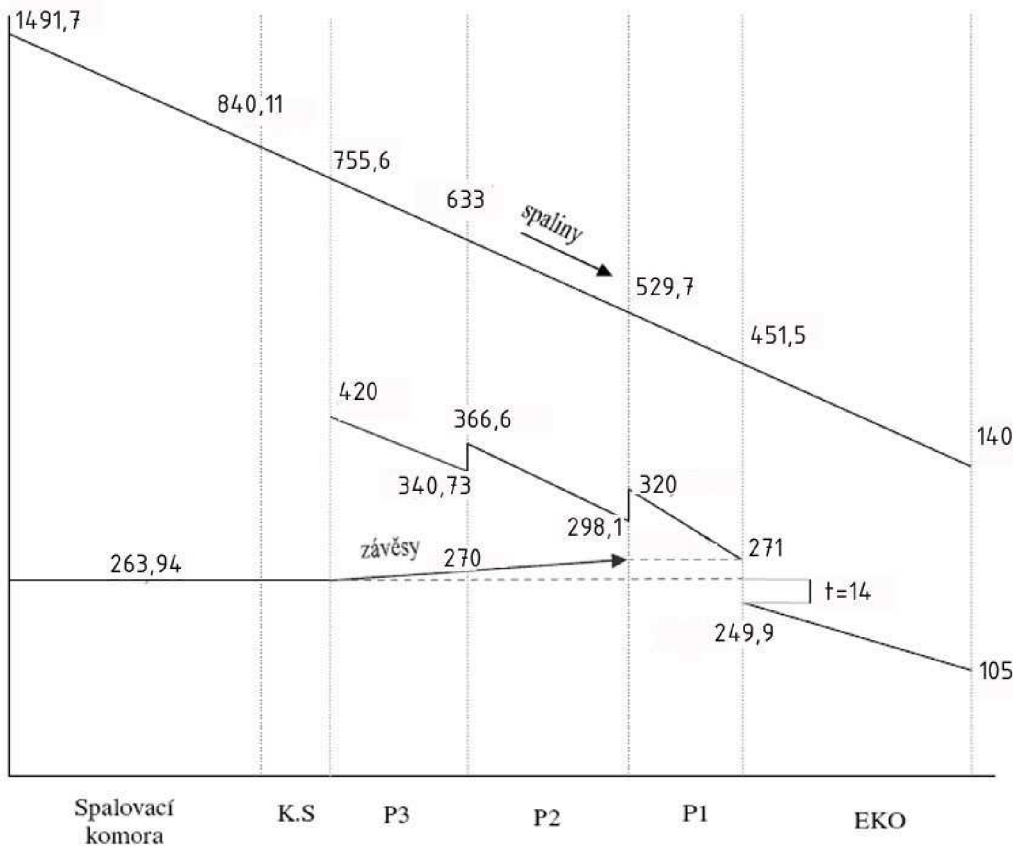
$$Q_s = \varphi(I_U - I_o) = 0,9881 \cdot (18265,0644 - 9597,7474) = 8564,0324 \text{ kJ / kg} \quad (4.1.7-1)$$

## 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  $\Delta p_{přIII} = 0,15 MPa$

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

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

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

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

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

### 5.1 Tlak napájecí vody

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

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

$$= 4,5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 + 0 + 0,5 = 5,5 \text{ MPa}$$
(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

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

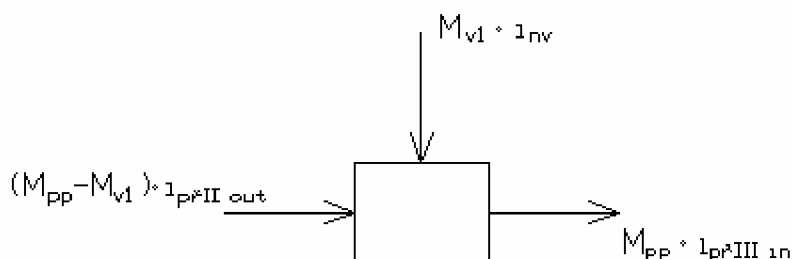
této entalpii odpovídá teplota  $t_{přII.in} = 340,73^\circ\text{C}$  viz [2]

teplo spotřebované přehřívákem III

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

## 5.3 Přehřívák II

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



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

Množství vstříku

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

bilanční rovnice:

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

z rovnice plyne

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

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

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

do přehříváku II vstupuje pára o tlaku

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

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

entalpie páry na vstupu do přehříváku II je

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

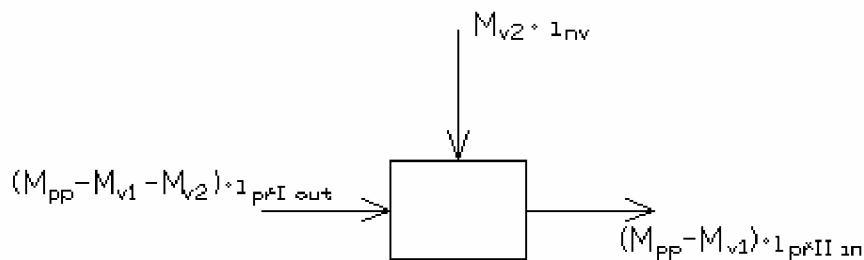
této entalpii odpovídá teplota  $t_{přřI.in} = 298,11^\circ\text{C}$  viz [2]

teplo spotřebované přehřívákem II

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

## 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:

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

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

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

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

entalpie při tlaku ve výparníku:

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

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

teplo spotřebované výparníkem

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

## 5.7 Ohřívák vody (Ekonomizér)

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

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

uvažuji nedohřev vody v ekonomizéru vůči mezi sytosti  $14^{\circ}C$

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

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

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

teplo potřebné pro ohřívák vody

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

## 5.8 Celkové potřebné teplo

Určí se jako součet tepel jednotlivých částí kotle

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

## 5.9 Přehled výhřevných ploch ze strany pracovního média

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

| teplosměnná plocha |        | Teplota<br>t [°C] | Tlak<br>p [MPa] | entalpie<br>i [kJ / kg] | entalpický spád<br>$\Delta i$ [kJ / kg] | potřebné teplo<br>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               |   |                          |

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

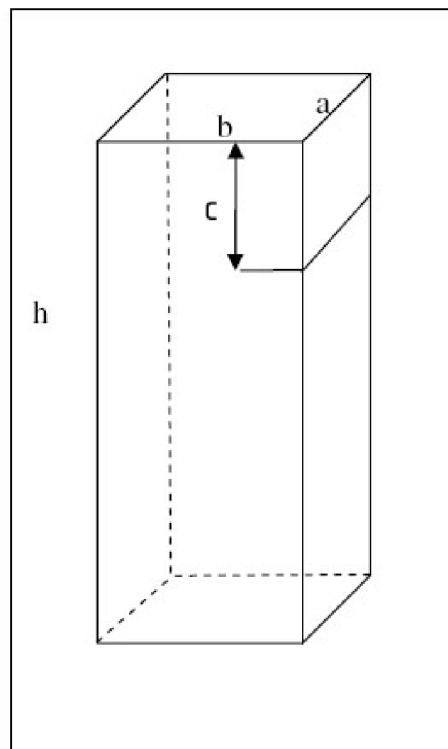
**6 VÝPOČET I. TAHU**Teplota v ohništi  $t_1 = 1491,20^\circ\text{C}$ Teplota na konci I. tahu  $t_2 = 840,11^\circ\text{C}$ 

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

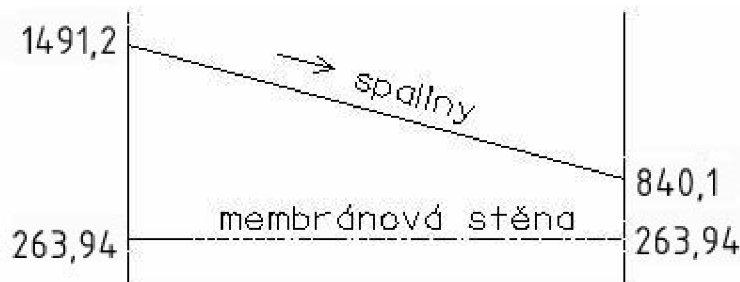
Rychlost proudění spalin

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

teplo předané ve výparníku

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

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

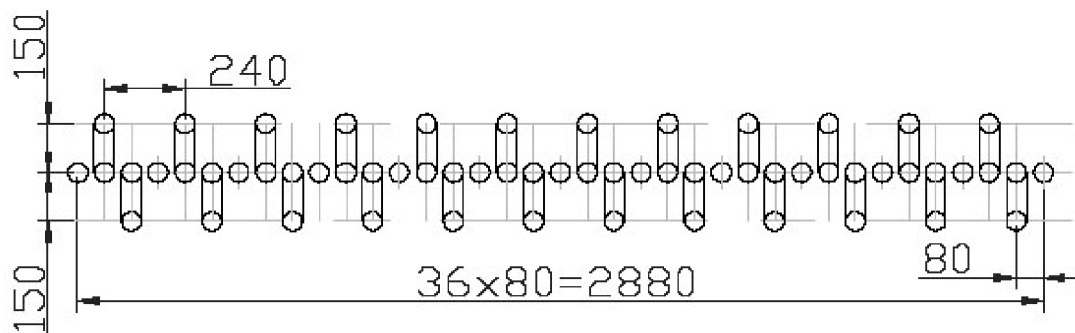
 $I_{sp,r1491,2}$ ,  $I_{sp,r840,11}$  viz (tab. 2.4)

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

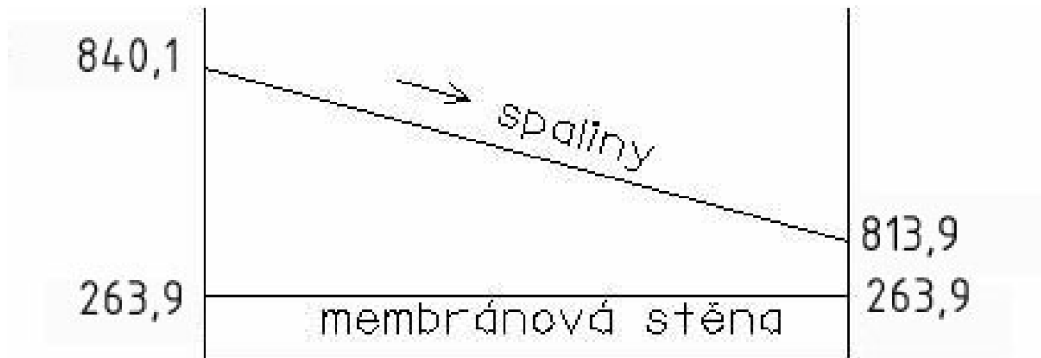
$$c = \frac{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (a - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,7334 \cdot 1,4067}{8,8 \cdot (2,88 - 12 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 827}{273} = 2,3015m \quad (7.1-2)$$

uvažuji výšku rozvolnění  $c = 2,3m$

přepočet rychlosti spalin protékajících mříží

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

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



Obr. 7-2 Schéma tepelného výpočtu

## 7.2 Součinitel přestupu tepla

### Součinitel přestupu tepla konvekcí

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

$$\alpha_k = c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = \quad (7.2-1)$$

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

kde  $c_s$  je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči  $\sigma_1$  a poměrné podélné rozteči  $\sigma_2$  a hodnoty  $\varphi_\sigma$ , přičemž  $\sigma'_2$  je poměrná úhlopříčná rozteč.

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

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

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

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

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

kde příčná rozteč  $s_1 = 0,24m$

podélná rozteč  $s_2 = 0,1m$

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

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

hodnoty  $Pr$ ,  $\nu$ ,  $\lambda$  z [1]

### Součinitel přestupu tepla sáláním

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

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

$$= 22,8252 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.2-8)$$

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

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

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

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

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

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

$$= 18,3175 \text{ 1} / \text{mMPa} \quad (7.2-11)$$

efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,24 \cdot 0,1}{0,06^2} - 1 \right) = 0,4044 \text{ m} \quad (7.2-12)$$

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

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

$$t_z = t_{syř} + \Delta t = 263,94 + 80 = 343,94^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 617,09 \text{ K} \quad (7.2-13)$$

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

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 60,9548 + 22,8252 = 83,7800 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.2-14)$$

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

**7.3 Součinitel prostupu tepla**

Pro výparnickové plochy se určí dle následujícího vztahu

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

součinitel zanesení výhřevné plochy viz (tab. 1.1)

teplo, které odebere mříž spalinám

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

kde S je teplosměnná plocha mříže

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

$\Delta t$  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 Přepočítání teploty spalin na výstupu z mříže**

Teplo spalin na výstupu

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

kde teplo vstupních spalin

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

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

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

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

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:

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

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

Pro tento přehřívák použiji jednořadé uspořádání za sebou.

Rozměr A:

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

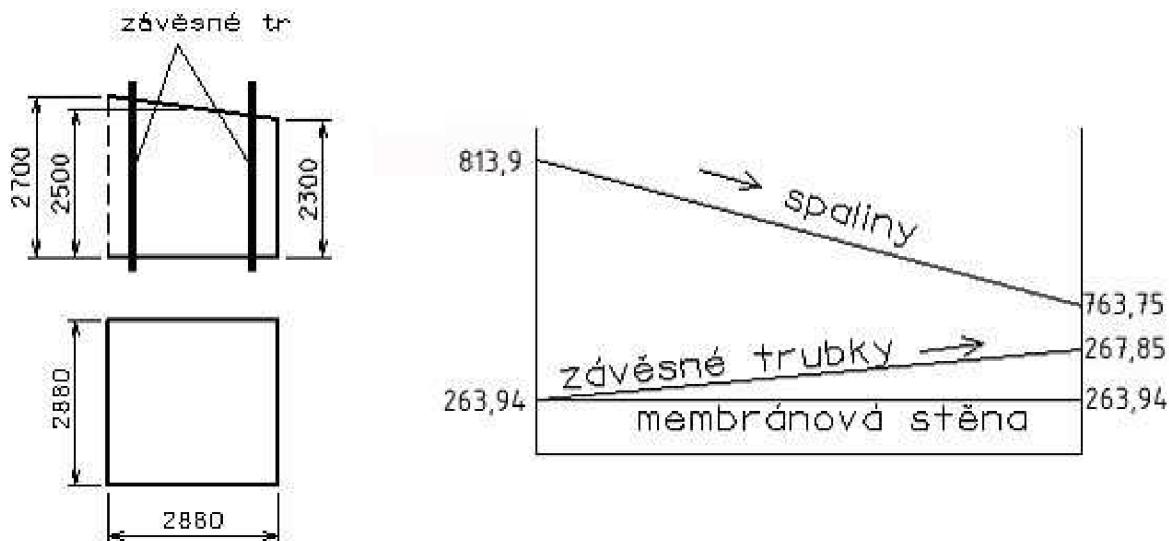
Zvolil jsem  $A=2,88 \text{ m}$

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

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

příčměž 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  $\text{Pr}$ ,  $\nu$ ,  $\lambda$  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  $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,0032 \cdot 0,1 \cdot 1,8898} = 0,3152$  (8.2.1-5)

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

---

 Kotel na spalování výpalků lihovarů
 

---

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{SP} = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,133}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 1,8898}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{1061,98}{1000} \right) = 8,3493 \text{ } 1/mMPa \quad (8.2.1-7)$$

efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,5 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,5 \cdot \frac{19,008}{35,2032} = 1,8898m \quad (8.2.1-8)$$

povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b = 2 \cdot 2,88 \cdot 2,5 + 2,64 \cdot 2,5 + 2,88 \cdot 2,64 = 35,2032m^2 \quad (8.2.1-9)$$

objem sálající vrstvy

$$V = a \cdot b \cdot h = 2,88 \cdot 2,64 \cdot 2,5 = 19,008m^3 \quad (8.2.1-10)$$

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

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 263,84 + 0,005 \cdot 25411,6102 = 391^\circ C \Rightarrow T_z = 664,15K \quad (8.2.1-11)$$

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

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{894,57}{35,2032} \cdot 1000 = 25411,6102W/m^2 \quad (8.2.1-12)$$

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

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 7,7334 \cdot 1,4067 \cdot 82,2293 = 894,57kW \quad (8.2.1-13)$$

$$\text{kde } \Delta I_{sp} = I_{sp813,9^\circ C} - I_{sp763,75^\circ C} = 1230,665 - 1148,43 = 82,2293kJ/m^3 \quad (8.2.1-14)$$

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

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 7,4332 + 43,7842 = 51,2174W/m^2 \cdot K \quad (8.2.1-15)$$

### **Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{51,2174}{1 + 0,005 \cdot 51,2174} = 40,7754W/m^2 \cdot K \quad (8.2.1-16)$$



## 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  $\Delta t$  je střední teplotní logaritmický spád, který se určí následovně:

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

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

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

## 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  $v_1 = 0,0395 \text{ m}^3 / \text{kg}$

měrný objem na výstupu  $v_2 = 0,0404 \text{ m}^3 / \text{kg}$

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

průtočné množství páry

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

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

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

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

### Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_v}{v} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,05496}{0,03} \cdot \left( \frac{22,35 \cdot 0,03}{7,23 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,4146^{0,4} =$$

$$= 2875,4125 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

(8.2.2-4)

hodnoty Pr,  $\lambda$ ,  $v$  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  $\alpha_k = 57,96 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$  viz rovnice (8.3.2-6)

**Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin**

Pro zaprášené spalinu se vypočte ze vzorce

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

$$= 18,0735 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2.2-5)$$

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

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

$$= 24,6662 \text{ 1 / mMPa} \quad (8.2.2-8)$$

$p_{SP}$ ,  $r_{SP}$  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)

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

$$= 385,92^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 659,07 \text{ K} \quad (8.2.2-9)$$

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

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

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

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

**Součinitel prostupu tepla**

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

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

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  $\Delta t$  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

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

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

přepočítání výstupní teploty páry ze závěsných trubek

spočte se entalpie pro výstupní stavy páry

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

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.

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

**8.2.3 Přepočítání 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

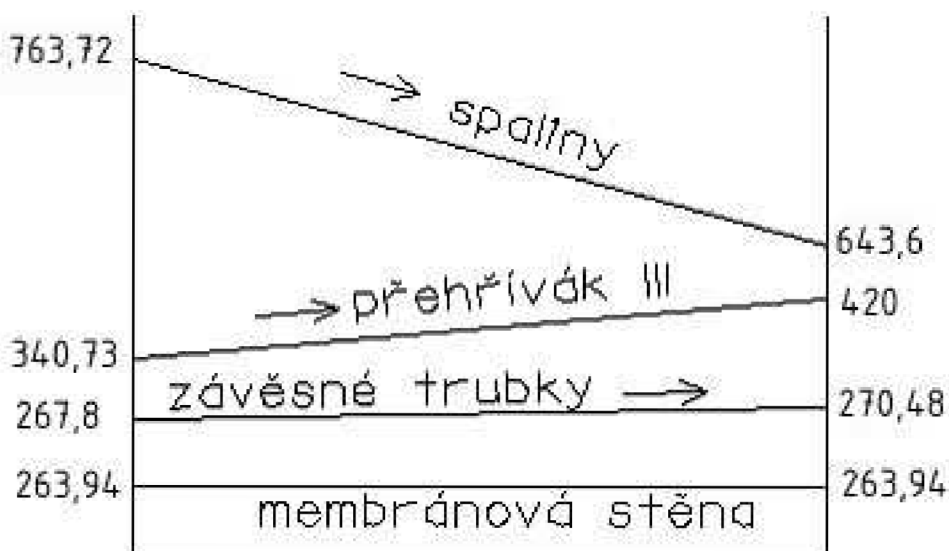
$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{12493,1846}{7,7334 \cdot 1,4067} = 1148,3798 \text{ kJ / m}^3 \quad (8.2.3-4)$$

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

svazek přehříváku III:

příčná rozteč  $s_1 = 0,1\text{m}$ podélná rozteč  $s_2 = 0,09\text{m}$ 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  $d = 0,038\text{m}$  a vnitřní průměr trubky  $d_v = 0,03\text{m}$ 

střední teplota spalin

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

světlý průřez spalin

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

kde příčná plocha závěsných trubek

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

rychlost proudění spalin v kanálu

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

### 8.3.1 Výpočet membránové stěny

#### Součinitel přestupu tepla konvekcí

pro podélné proudění se stanoví z rovnice

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

$$= 14,8630 W / m^2 \cdot K \quad (8.3.1)$$

kde  $d_e$  je ekvivalentní průměr spalin a vypočte se

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

přičemž obvod kanálu

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

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

pro střední teplotu spalin  $t_{stř}$

součinitel tepelné vodivosti spalin  $\lambda = 0,0842 W / m \cdot K$

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

Prandtlovo číslo  $Pr = 0,6162$

hodnoty  $Pr$ ,  $\lambda$ ,  $\nu$  vzaty z [1]

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

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

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

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

tlak v kotli  $p = 0,1 MPa$

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

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

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

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

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

$p_{SP}$ ,  $r_{SP}$  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 media 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  $\Delta t$  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

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

## 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   | $v_1 = 0,0551\text{m}^3 / \text{kg}$  |
|                 | měrný objem na výstupu  | $v_2 = 0,0672\text{m}^3 / \text{kg}$  |
|                 | průtočné množství páry  | $M_{pp} = 8,3333\text{kg} / \text{s}$ |

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

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

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

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

**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**

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

hodnoty Pr,  $\lambda$ ,  $v$  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 konvekcí ze strany spalín**

pro příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou se stanoví z rovnice

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



## 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  $\sigma_1$  a poměrné podélné rozteči  $\sigma_2$

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

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

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

hodnoty Pr,  $\lambda$ ,  $\nu$  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 nesvítivými tříatomovými plyny

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

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

$p_{SP}$ ,  $r_{SP}$  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 nánosů na trubkách

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

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

kde střední teplota páry v trubkách

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

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

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

### Celkový součinitel přestupu tepla

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

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

### Součinitel prostupu tepla

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

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

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

potřebná (ideální) plocha pro přehřívák III

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

kde  $\Delta t$  je střední teplotní logaritmický spád a určí se pro souproud následovně:

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

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

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

Výrobní teplosměnná plocha je  $S = 121,2291 m^2$  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

$$S_{kom} = \frac{M_{p1} \cdot v_2}{w_p} \cdot 1,5 = \frac{8,3333 \cdot 0,0672}{36,07} \cdot 1,5 = 0,0233 m^2 \quad (8.3.2-21)$$

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

volím trubku Tr 219,1x14,2.

### 8.3.3 Výpočet závěsných trubek

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

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

$$\text{tlak páry na vstupu } p_1 = 4,98 MPa$$

$$\text{tlak páry na výstupu } p_2 = 4,97 MPa$$

$$\text{měrný objem na vstupu } v_1 = 0,0404 m^3 / kg$$

$$\text{měrný objem na výstupu } v_2 = 0,0410 m^3 / kg$$

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

průtočné množství páry

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

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

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

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

#### Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

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

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

hodnoty Pr,  $\lambda$ ,  $v$  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)

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

**Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín**

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce

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

$$= 15,2912 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3.3-5)$$

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

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

$$= 25,9465 \text{ 1/mMPa} \quad (8.3.3-8)$$

$p_{SP}$ ,  $r_{SP}$  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  $s = 0,2373 \text{ m}$ .

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

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

$$= 356,62^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 629,77 \text{ K} \quad (8.3.3-9)$$

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

střední teplota média v trubkách

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{267,85 + 270,48}{2} = 269,17^\circ \text{C} \quad (8.3.3-10)$$

předběžné teplo, které vezmou závěsné trubky

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,9173}{1,4067} \cdot (2822,08 - 2812,1749) = 55,7474 \text{ kJ / kg} \quad (8.3.3-11)$$

## 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  $\Delta t$  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 sou proud

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

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

přepočítání 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 Přepočítání 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

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

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

teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

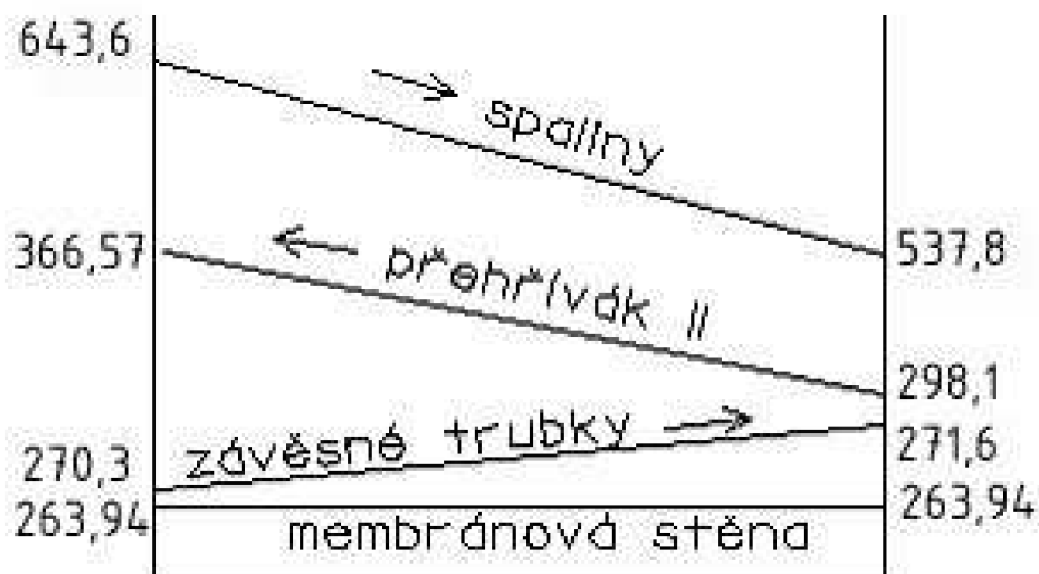
$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{10366,9394}{7,7334 \cdot 1,4067} = 952,9343 kJ / m^3 \quad (8.3.4-4)$$

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:  $a=2,88m$

$b=2,64m$

$h=1,75m$

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

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

světly 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

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

$$= 16,0408\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(8.4.1-1)

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

kde  $d_e$  je ekvivalentní průměr spalin a vypočte se

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

příčměž 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  $t_{stř}$

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  $Pr$ ,  $\lambda$ ,  $\nu$  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  $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,9913 \cdot 0,10,1648} = 0,1234 \quad (8.4.1-5)$

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 sálové vrstvy



## Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

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 media 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  $\Delta t$  je střední teplotní logaritmický spád, který se určí následovně:

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

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

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

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

**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   | $v_1 = 0,0473\text{m}^3 / \text{kg}$ |
|                 | měrný objem na výstupu  | $v_2 = 0,0585\text{m}^3 / \text{kg}$ |

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

průtočné množství páry

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

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

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

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

**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**

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

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

hodnoty Pr,  $\lambda$ ,  $v$  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

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

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

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

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

$c_s$  je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči  $\sigma_1$  a poměrné podélné rozteči  $\sigma_2$

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

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

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

hodnoty  $Pr$ ,  $\lambda$ ,  $\nu$  viz [1]

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

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

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

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

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

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

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

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

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

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

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

efektivní tloušťka sálavé vrstvy (pro svazky z hladkých trubek)

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

teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

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

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

kde střední teplota páry v trubkách

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

teplo potřebné pro přehřívák II  $Q_{\text{přřII}} = 1568,1893\text{kW}$  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  $\psi$  je součinitel tepelné efektivity, pro dřevité palivo  $\psi = 0,6$

potřebná (ideální) plocha pro přehřívák II

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

kde  $\Delta t$  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)

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

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

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

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

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

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

$$\text{měrný objem na vstupu } v_1 = 0,0410m^3 / kg$$

$$\text{měrný objem na výstupu } v_2 = 0,0414m^3 / kg$$

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

průtočné množství páry

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

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

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

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

**Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**

$$\begin{aligned} \alpha_k = \alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_v}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0544}{0,03} \cdot \left( \frac{18,47 \cdot 0,03}{7,564 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3412^{0,4} = \\ &= 2306,8001W / m^2 \cdot K \end{aligned} \quad (8.4.3-4)$$

hodnoty  $Pr$ ,  $\lambda$ ,  $v$  vzaty z [2]

**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  $\alpha_k = 57,4336W / m^2 \cdot K$  viz rovnice (8.4.2-6)

**Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin**

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  $a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,6328 \cdot 0,10 \cdot 0,2373} = 0,1457$  (8.4.3-6)

součinitel zeslabení sálání  $k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 27,645 \cdot 0,2399 = 6,6328 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$  (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  $\Delta t$  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 sou proud

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

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

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:

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

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 vstříky.

Počet trubek:

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

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

Pro tento přehřívák použiji jednořadé uspořádání za sebou.

Rozměr A:

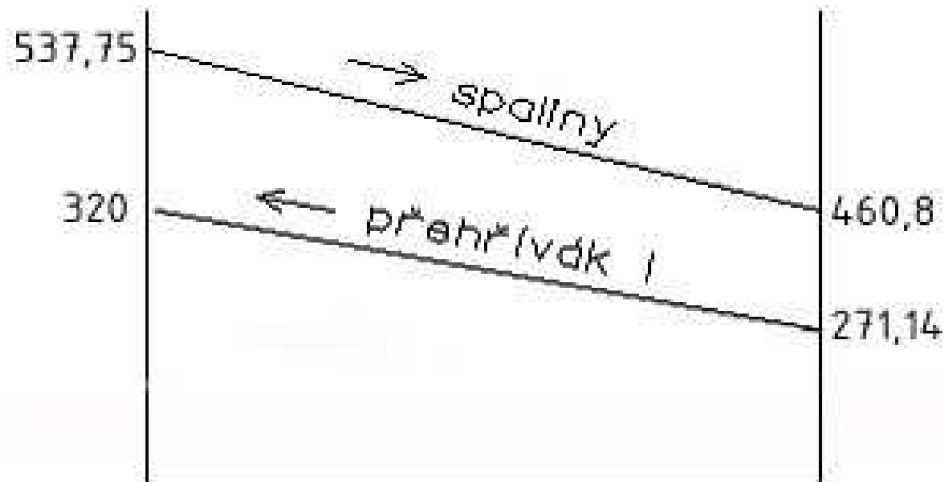
$$A = (n-1)s_1 + 2 \cdot \frac{s_1}{2} = (31-1) \cdot 90 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot \frac{90 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,79 \text{ m} \quad (9.1-4)$$

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:  $a=2,88m$

$b=2,88m$

$h=2,6m$

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

výstupní  $t_2 = 460,79^\circ C$

svazek přehříváku I:

příčná rozteč  $s_1 = 0,09m$

podélná rozteč  $s_2 = 0,09m$

počet trubek v řadě  $z_1 = 30$

počet řad  $z_2 = 18$

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

střední teplota spalin

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

světlý průřez spalin

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

příměř ekvivalentní délka jednoho hada v jedné řadě  $l_e = 2,78m$

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   | $v_1 = 0,0413 \text{ m}^3 / \text{kg}$ |
|                 | měrný objem na výstupu  | $v_2 = 0,0505 \text{ m}^3 / \text{kg}$ |

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

průtočné množství páry

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

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

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

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

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**

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

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

hodnoty Pr,  $\lambda$ ,  $v$  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

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

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

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  $\sigma_1$  a poměrné podélné rozteči  $\sigma_2$

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

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

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

hodnoty Pr,  $\lambda$ ,  $\nu$  viz [1]

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Pro zaprášené spaliny se vypočte ze vzorce:

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

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

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

tlak v kotli  $p = 0,1 MPa$

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

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

součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

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

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

$p_{SP}$ ,  $r_{SP}$  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

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

kde střední teplota páry v trubkách

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

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

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

**Celkový součinitel přestupu tepla**

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

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

**Součinitel prostupu tepla**

při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

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

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

potřebná (ideální) plocha pro přehřívák I

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

kde  $\Delta t$  je střední teplotní logaritmický spád a určí se pro protiproud následovně:

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

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

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

Výrobní teplosměnná plocha je  $S = 179,1232 m^2$  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 spalin na výstupu z 1. části III. tahu

Celkové teplo odebrané v 1. části III. tahu:

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

teplo výstupních spalin

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

kde teplo spalin 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 spalin  $I_{sp537,75^\circ C}$  viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalin 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 spalin  $t_2 = 460,79^\circ C$  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  $w_2 = 1 \text{ m} / \text{s}$ .

Určení počtu paralelních trubek

Průřez pro vodu:

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

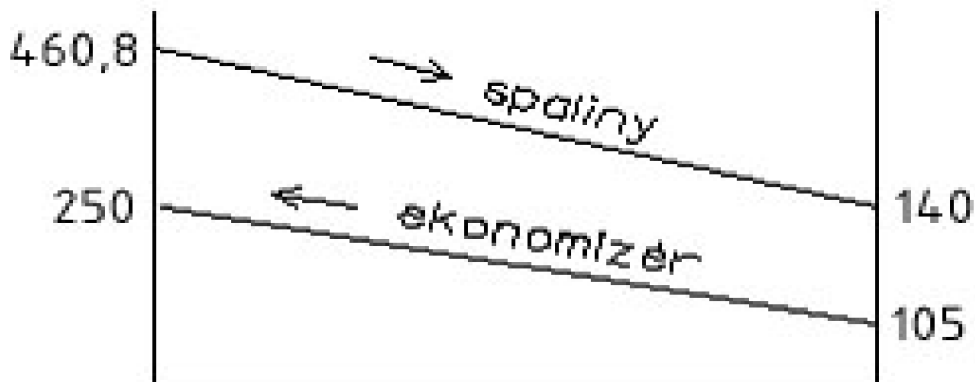
kde  $M_{EKO}$  je průtok vody ekonomizérem

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

$M_o$  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

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

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  $\sigma_1$  a poměrné podélné rozteči  $\sigma_2$

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

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



---

 Kotel na spalování výpalků lihovarů
 

---

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

hodnoty  $Pr$ ,  $\lambda$ ,  $\nu$  viz (tab. 2.1)

Jelikož je ekonomizér v oblasti spalin o teplotě menší než  $500^\circ\text{C}$ , proto součinitel přestupu tepla sáláním  $\alpha_s$  u výpočtu ekonomizéru zanedbávám.

### Součinitel prostupu tepla

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

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

kde  $\psi$  je tzv. součinitel tepelné efektivity 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)

$\Delta t$  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

$$S_{kom} = \frac{M_{EKO} \cdot v_2}{w_v} \cdot 1,5 = \frac{7,9173 \cdot 1,252 \cdot 10^{-3}}{0,8051} \cdot 1,5 = 0,0123 \text{ m}^2 \quad (9.3.1-3)$$

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

volím trubku Tr 139,7x12,5.

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

**9.3.2 Přepoččet spalin na výstupu z ekonomizeru**

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

$$Q_c = Q_{eko} = 5077,3265 kW \quad (9.3.2-1)$$

teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 7064,279 - 5077,3265 = 1986,9526 kW \quad (9.3.2-2)$$

kde teplo spalin vstupující do 2. části III. tahu

$$Q_{sp1} = I_{sp460,79^\circ C} \cdot O_{spr1,3} \cdot M_{pv} = 649,3521 \cdot 7,7334 \cdot 1,4067 = 7064,2790 kW \quad (9.3.2-3)$$

entalpie vstupujících spalin  $I_{sp460,79^\circ C}$  viz (tab. 2.4)

teplu výstupních spalin odpovídá entalpie

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr1,3} \cdot M_{pv}} = \frac{7064,279}{7,7334 \cdot 1,4067} = 182,6417 kJ / m^3 \quad (9.3.2-4)$$

a teplota výstupních spalin  $t_2 = 139,36^\circ C$  viz (tab. 2.4)

tato teplota se od předpokládané výstupní teploty liší jen minimálně  
výška EKA

$$h_{eko} = ((z_2 - 1) \cdot s_2) + d = ((170 - 1) \cdot 0,09) + 0,038 = 15,248 m$$

## 10 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE

Určí se dle vzorce

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta_K - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 17900 \cdot 0,9121 - 16651,79 \cdot \left(1 - \frac{1,9}{100}\right) = \\ &= -9,5411 \text{ kJ / kg} \end{aligned} \quad (10-1)$$

kde  $\sum Q_i$  je teplo odevzdané všem výhřevným plochám z rovnice bilance na straně spalin

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp.EKO2}) = 0,9881 \cdot (18265,0644 - 1412,4491) = 16651,79 \text{ kJ / kg} \quad (10-2)$$

$I_u$  užitečné teplo uvolněné v ohništi z rovnice (4.1.4-4)

$I_{sp.EKO2}$  entalpie spalin za ekonomizérem z (tab. 2.4)

$\varphi$  součinitel uchování tepla z rovnice (4.1.4-2)

dle [1] hodnota  $\Delta Q$  při správném výpočtu nesmí být větší než 0,5% z přivedeného tepla  $Q_p^p$ .  
 $\Delta Q = -9,5411 \text{ kJ / kg}$  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 výkvyky z materiálu 16Mo3. Jedná se o plochá, nevyztužená dna.

### Hlavní veličiny jsou:

$$\text{Provozní tlak} \quad p = 5,5 \text{ MPa}$$

$$\text{Výpočtový tlak} \quad p_c = 6 \text{ MPa}$$

$$\text{Provozní teplota} \quad t_c = 105^\circ \text{C}$$

$$d_{is} = 117,8 \text{ mm}$$

$$d_{os} = 139,7 \text{ mm}$$

$$e_s = 12,5 \text{ mm}$$

### 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 8,9Mpa

## Kotel na spalování výpalků lihovarů

**Výrobní přídavek:**

$$\frac{T}{D} = \frac{12,5}{139,7} = 0,0895$$

$$c11 = 0,125 \cdot e_s = 0,125 \cdot 12,5 = 1,5625 \text{ mm}$$

$$c12 = 0 \text{ mm}$$

$$c1 = c11 + c12 = 1,5625 + 0 = 1,5625 \text{ mm}$$

$$c2 = 1 \text{ mm}$$

$$c = c1 + c2 = 1,5625 + 1 = 2,5625 \text{ mm}$$

**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:**

$$f_a = p_c \cdot (\frac{A_p}{A_{fs} + A_{fb}} + 0,5) = 6 \cdot (\frac{3454,6865}{354,07 + 47,7225} + 0,5) = 54,59$$

**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:**

$$f = \frac{K}{S}$$

$$f = \frac{R_m}{2,4} = \frac{450}{2,4} = 191,67$$

$$f = \frac{R_{p0,2-tc}}{1,5} = \frac{243}{1,5} = 162$$

-beru vždy menší hodnotu...takže 162

**Konstrukční namáhání při zkušebním přetlaku:**

$$f' = \frac{K'}{S'}$$

$$f' = \frac{R_{p0,2} 20}{1,05} = \frac{280}{1,05} = 266,67$$

**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  $v=1$ :**

$$e_{cso} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{6 \cdot 139,7}{(2 \cdot 162 - 6) \cdot 1 + 2 \cdot 6} = 2,54mm$$

$$x = \frac{e_{rs}}{e_{cso}} = \frac{10,25}{2,54} = 4,0354$$

**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 přídavekem:**



## 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:**

$$f = \frac{K}{S}$$

$$f = \frac{R_m}{2,4} = \frac{450}{2,4} = 191,67$$

$$f = \frac{R_{p0,2-tc}}{1,5} = \frac{243}{1,5} = 162$$

-beru vždy menší hodnotu...takže 162

Konstrukční namáhání při zkušebním přetlaku:

$$f' = \frac{K'}{S'}$$

$$f' = \frac{R_{p0,2} 20}{1,05} = \frac{280}{1,05} = 266,67$$

## 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 ekonomizery, 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 ekonomizery, 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, SNTL Praha 1985
- [4] Firemní literatura
- [5] [www.biom.cz](http://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                                  |
| $\alpha$   | -            | přebytek vzduchu  |
| $a_o$      | -            | stupeň černosti ohniště                                     |
| $\alpha_1$ | $W / m^2 K$  | součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny                |
| $\alpha_2$ | $W / m^2 K$  | součinitel přestupu tepla stěny do media                    |
| $\alpha_K$ | $W / m^2 K$  | součinitel přestupu tepla konvekcí                          |
| $\alpha_K$ | -            | přebytek vzduchu za kotlem                                  |
| $\alpha_s$ | $W / m^2 K$  | 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                                 |
| $c_p$      | $kJ / kgK$   | 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 |
| $c_{su}$   | $kJ / kgK$   | měrné teplo sušiny paliva                                   |
| $c_w$      | $kJ / kgK$   | měrné teplo vody, lze brát                                  |
| $\chi_1$   | -            | součinitel závislý na druhu paliva                          |
| $\chi_2$   | -            | je součinitel závislý na způsobu spalování                  |
| $C_f$      | -            | opravný koeficient na frakci popelkových částic             |
| $C_d$      | -            | 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 spalinách   |
| $\Delta\alpha_o$ | -           | zvětšení přisávání v ohništi   |
| $\Delta i$       | $kJ / kg$   | rozdíl entalpií média.   |
| $\Delta p$       | $MPa$       | tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle  |
| $\Delta t$       | $^{\circ}C$ | střední logaritmický rozdíl  |
| $d$              | $\mu m$     | střední efektivní průměr částecek popílku  |
| $d$              | $g / kg$    | obsah vody ve vzduchu  |
| $d_{vnitř}$      | $m$         | vnitřní průměr trubky  |
| $D$              | $m$         | průměr trubek  |
| $d_e$            | $m$         | ekvivalentní průměr  |
| $\varepsilon$    | -           | součinitel znečištění výhřevné plochy  |
| $\varepsilon_0$  | -           | 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  |
| $\varphi$        | %           | je relativní vlhkost vzduchu   |
| $\varphi$        | -           | 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 <sup>3</sup>  | 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  |
| $\vartheta_a$     | °C                   | teoretická teplota   |
| $\vartheta_O$     | °C                   | koncovou teplotu   |
| $\vartheta_{spr}$ | °C                   | teplota spalin po smíšení s recirkulovanými spalinami                          |
| $\xi$             | -                    | součiniteli zanesení   |
| $\xi$             | -                    | součinitel využití   |
| $\zeta$           | -                    | součinitel využití plochy  |
| $k$               | 1 / mMPa             | součinitel zeslabení sálání  |
| $k$               | W / m <sup>2</sup> 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

---

|                       |            |   |
|-----------------------|------------|---|
| $\lambda$             | $W / mK$   | 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  |
| $\mu$                 | $g / m^3$  | koncentrace popílku ve spalinách                              |
| $n$                   | -          | počet trubek  |
| $\eta_K$              | %          | tepelná účinnost kotle  |
| $O_{Ar}$              | $m^3 / kg$ | objem Ar ve spalinách se určí ze vztahu                       |
| $O_{CO_2}$            | $m^3 / kg$ | objem CO <sub>2</sub> ve spalinách se určí ze vztahu          |
| $O_{CO}^N$            | $m^3 / kg$ | obsah CO ve spalinách při nedokonalém spalování               |
| $O_{H_2O_{min}}$      | $m^3 / kg$ | minimální objem vodní páry                                    |
| $O_{N_2}$             | $m^3 / kg$ | objem N <sub>2</sub> ve spalinách se určí ze vztahu           |
| $O_{O_2_{min}}$       | $m^3 / kg$ | minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva              |
| $O_{SO_2}$            | $m^3 / kg$ | objem SO <sub>2</sub> ve spalinách se určí ze vztahu          |
| $O_{sp}$              | $m^3 / kg$ | skutečné množství spalin                                      |
| $O_{sp_{min}}$        | $m^3 / kg$ | minimální množství vlhkých spalin                             |
| $O_{sp_{min}}^S$      | $m^3 / kg$ | minimální množství suchých spalin                             |
| $O_{Sp_{min}}^{SV}$   | $m^3 / kg$ | minimální množství vlhkých spalin při použití suchého vzduchu |
| $\overline{O_{SP-C}}$ | $kJ / kgK$ | 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  |
| $O_{VZmin}$      | $m^3 / kg$ | minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva                                 |
| $O_{VZmin}^S$    | $m^3 / kg$ | minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg surového paliva o výhřevnosti $Q_i^r$ |
| $\varpi$         | -          | podíl dané složky  |
| $\varpi_c$       | -          | 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  |
| $\psi$           | -          | součinitel tepelné efektivity  |
| $\Theta_o$       | -          | 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                       |
| $\sigma_1$   | -           | poměrná příčná rozteč                                      |
| $\sigma_2$   | -           | poměrná podélná rozteč                                     |
| $\sigma_2'$  | -           | poměrná úhlopříčná rozteč                                  |
| $s$          | $m$         | účinná tloušťka sálavé vrstvy                              |
| $s$          | $m$         | síla stěn trubek   |
| $s_2$        | $m$         | podélná rozteč   |
| $s_1$        | $m$         | příčná rozteč  |
| $s_2$        | $m$         | 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                 |
| $\nu$        | $m^2 / s$   | součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu |
| $\nu$        | $m^3 / kg$  | 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  |
| $x$          | -           | 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                  |