

Abstrakt

Parní kotel na dřevo výkonu 50t/h

V této diplomové práci budu řešit návrh parního roštového kotle na čisté dřevo o výkonu 50t/h. Pro zadané parametry provedu stechiometrické výpočty a vypočítám entalpie vzduchu a spalin. Dále budu počítat tepelnou bilanci, ztráty kotle a určím tepelnou účinnost kotle. V následující části provedu konstrukční návrh spalovací komory a její tepelný výpočet. Po stanovení rozměrů spalovací komory dále pokračuji výpočtem tahů kotle a výhřevných ploch. Na závěr zkontroluji celkovou tepelnou bilanci.

Klíčová slova:

Kotel

Pára

Spalovací komora

Tlak

Teplota

Přehřívák

Membránové stěny

Ekonomizér

Abstract

Steam boiler for wood burning 50t/h

In this diploma thesis I will deal design of the steam grate boiler 50t/h of burning clean wood. For the specified parameters make a stoichiometric calculations and calculate the enthalpy of the air and combustion. I shall calculate the heat balance, losses of boiler and thermal efficiency of the boiler. The following section make a design of the combustion chamber and its thermal calculation. After determining the dimensions of the combustion chamber further continue by calculating boiler moves and heating surfaces. Finally check the overall heat balance.

Key words:

Boiler

Steam

Combustion chamber

Pressure

Temperature

Superheater

Membrane walls

Economizer

Bibliografická citace:

VITULA, M. Parní kotel na dřevo výkonu 50t/h. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 105 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma:

Parní kotel na dřevo výkonu 50t/h

vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc. a odborného konzultanta Ing. Bedřicha Heinze a s použitím uvedené literatury.

V Kuřimi dne 12. května 2012

.....

Poděkování

Za pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce děkuji vedoucímu práce panu doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. a odbornému konzultantovi Ing. Bedřichu Heinzi. Dále bych chtěl poděkovat mamce, Zuzce, babičce, dědovi a Sárince za bezmeznou podporu po celou dobu mého studia.

Obsah

| | |
|--|-----------|
| 1. ÚVOD | 8 |
| 1.1 Biomasa | 8 |
| 1.2 Zdroje biomasy | 8 |
| 1.3 Výhody a nevýhody biomasy | 9 |
| 1.4 Technický popis kotle na biomasu | 9 |
| 2. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY | 12 |
| 2.1 Výpočty množství vzduchu bez přebytku vzduchu | 13 |
| 2.2 Výpočty množství spalin bez přebytku vzduchu | 13 |
| 2.3 Skutečné množství vzduchu a spalin | 15 |
| 2.4 Entalpie vzduchu a spalin | 16 |
| 3. TEPELNÁ BILANCE KOTLE | 19 |
| 3.1 Teplo přivedené do kotle | 19 |
| 3.2 Tepelné ztráty kotle a tepelná účinnost | 19 |
| 3.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal) | 20 |
| 3.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal) | 20 |
| 3.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků | 20 |
| 3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí | 21 |
| 3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) | 21 |
| 3.2.6 Tepelná účinnost kotle | 21 |
| 3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva | 22 |
| 3.3.1 Výrobní teplo páry | 22 |
| 3.3.2 Množství tepla..... | 22 |
| 4. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY | 23 |
| 4.1. Tepelný výpočet ohniště | 24 |
| 4.1.1 Adiabatická teplota v ohništi | 24 |
| 4.1.2 Poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště | 25 |
| 4.1.2.1 Součinitel průběhu teplot v ohništi M | 26 |
| 4.1.2.2 Boltzmannovo číslo B_0 | 26 |
| 4.1.2.3 Stupeň černosti ohniště a_0 | 27 |
| 5. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH..... | 29 |
| 5.1 Teplota a tlak napájecí vody | 30 |
| 5.2 Rozvržení tepelného výkonu kotle na jednotlivé vyhřevné plochy | 30 |
| 5.2.1 Přehřívák III | 30 |
| 5.2.2 Přehřívák II | 30 |
| 5.2.3 Přehřívák I..... | 32 |
| 5.2.4 Výparník | 33 |
| 5.2.5 Závěsné trubky..... | 33 |
| 5.2.6 Ekonomizér | 34 |
| 5.2.7 Celkový tepelný výkon | 34 |
| 5.2.8 Přehled vyhřevných ploch ze strany vody/páry | 35 |

| | |
|--|-----------|
| 6. VÝPOČET I. TAHU | 36 |
| 7. VÝPOČET MŘÍŽE..... | 38 |
| 7.1 Konstrukční výpočet..... | 38 |
| 7.2 Tepelný výpočet | 39 |
| 7.2.1 Součinitel přestupu tepla | 39 |
| 7.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí kolem hladkých trubek..... | 40 |
| 7.2.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny | 40 |
| 7.2.2 Součinitel prostupu tepla | 41 |
| 7.2.3 Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže..... | 42 |
| 8. VÝPOČET II. TAHU | 43 |
| 8.1 Konstrukční výpočet..... | 43 |
| 8.2 Tepelný výpočet | 44 |
| 8.2.1 Součinitel přestupu tepla | 44 |
| 8.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění | 45 |
| 8.2.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny | 45 |
| 8.2.2 Součinitel prostupu tepla | 47 |
| 8.2.3 Přepočet teploty spalin na výstupu z II. tahu | 47 |
| 9. VÝPOČET VÝSYPKY | 48 |
| 9.1 Konstrukční výpočet..... | 48 |
| 9.2 Tepelný výpočet | 49 |
| 9.2.1 Součinitel přestupu tepla | 49 |
| 9.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění | 49 |
| 9.2.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny | 50 |
| 9.2.2 Součinitel prostupu tepla | 51 |
| 9.2.3 Přepočet teploty spalin na výstupu z výsypky | 52 |
| 10. VÝPOČET II. A IV. TAHU | 53 |
| 10.1 Výpočet hloubky III. tahu..... | 53 |
| 10.2 Výpočet 1. části III. tahu | 54 |
| 10.2.1 Přehřívák III | 55 |
| 10.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry | 56 |
| 10.2.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin..... | 56 |
| 10.2.1.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny | 57 |
| 10.2.1.4 Součinitel prostupu tepla | 58 |
| 10.2.2 Membránová stěna | 59 |
| 10.2.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění | 60 |
| 10.2.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny | 60 |
| 10.2.2.3 Součinitel prostupu tepla | 62 |
| 10.2.3 Závěsné trubky | 62 |
| 10.2.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry | 63 |
| 10.2.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin..... | 63 |
| 10.2.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny | 63 |
| 10.2.3.4 Součinitel prostupu tepla | 65 |
| 10.2.4 Přepočet teploty spalin na výstupu z 1. části III. tahu..... | 65 |

| | |
|---|------------|
| 10.3 Výpočet 2. části III. tahu..... | 66 |
| 10.3.1 Přehřívák II | 67 |
| 10.3.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry..... | 68 |
| 10.3.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin | 68 |
| 10.3.1.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny..... | 69 |
| 10.3.1.4 Součinitel prostupu tepla | 70 |
| 10.3.2 Membránová stěna | 71 |
| 10.3.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění..... | 72 |
| 10.3.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny..... | 72 |
| 10.3.2.3 Součinitel prostupu tepla | 74 |
| 10.3.3 Závěsné trubky..... | 74 |
| 10.3.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry..... | 75 |
| 10.3.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin | 75 |
| 10.3.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny..... | 75 |
| 10.3.3.4 Součinitel prostupu tepla | 77 |
| 10.3.4 Přepočet teploty spalin na výstupu z 2. části III. tahu | 77 |
| 10.4 Výpočet 3. části III. tahu a IV. tahu | 78 |
| 10.4.1 Přehřívák I..... | 79 |
| 10.4.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry..... | 80 |
| 10.4.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin | 81 |
| 10.4.1.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny..... | 82 |
| 10.4.1.4 Součinitel prostupu tepla | 83 |
| 10.4.2 Membránová stěna u PI_1 | 84 |
| 10.4.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění..... | 84 |
| 10.4.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny..... | 85 |
| 10.4.2.3 Součinitel prostupu tepla | 86 |
| 10.4.3 Závěsné trubky..... | 87 |
| 10.4.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry..... | 87 |
| 10.4.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin | 88 |
| 10.4.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny..... | 88 |
| 10.4.3.4 Součinitel prostupu tepla | 90 |
| 10.4.4 Přepočet teploty spalin na výstupu z 3. části III. tahu (za PI_1)..... | 90 |
| 10.4.5 Přepočet teploty spalin za přehřívákem PI | 91 |
| 11. VÝPOČET V. TAHU | 92 |
| 11.1 Ekonomizér EKO | 93 |
| 11.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin | 94 |
| 11.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny..... | 95 |
| 11.1.3 Součinitel prostupu tepla | 95 |
| 11.1.4 Přepočet teploty spalin za ekonomizérem EKO | 96 |
| 12. KONTROLA TEPELNÉ BILANCE | 97 |
| 13. ZÁVĚR | 98 |
| 14. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 99 |
| 15. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A SYMBOLŮ | 100 |
| 16. SEZNAM PŘÍLOH..... | 105 |

1. Úvod

1.1 Biomasa

Co si představit pod pojmem biomasa? Biomasa, v kontextu energetického využití, je organická hmota rostlinného či živočišného původu. Tato hmota je biologicky rozložitelná a může být využívána pro spalování nebo pro jiné přeměny s následným energetickým využitím.

Biomasa se člení na fytomasu = hmota pouze rostlinného původu a biomasu, která v sobě obsahuje i hmotu živočišného původu (např. kejda hospodářských zvířat).

Podle obsahu vody můžeme dělit biomasu na:

- suchou – s vlhkostí do 40% - dřevo, dřevní odpady, sláma a další odpady
- mokrou - s vlhkostí nad 40% - tekuté odpady – kejda, kaly z čističek vod atd.

Suchá biomasa se může spalovat přímo, případně se může před spalováním nechat mírně vysušit. Působením velmi vysokých teplot se ze suché biomasy uvolňují hořlavé plynné složky = tzv. dřevoplyn, ten je možno spalovat podobně jako jiná plynná paliva.

Mokrá biomasa se využívá zpravidla k výrobě bioplynu v bioplynových technologiích.

Energetické využití biomasy zahrnuje celý soubor možných technologických způsobů a cest získávání energie z látek organického původu. Základní technologie zpracování biomasy se dělí na:

- suché procesy (termochemická přeměna) - spalování, zplyňování a pyrolýza
- mokré procesy (biochemická přeměna) - vyhnívání (metanové kvašení), lihové kvašení a výrobu bioplynu
- mechanicko-chemická přeměna - zvláštní podskupina, která zahrnuje lisování olejů a jejich následnou úpravu, např. výroba bionafty a přírodních maziv

Spalování je však nejjednodušším a nejrozšířenějším způsobem získávání energie z biomasy. Výsledným produktem je tepelná energie. Ta je následně využita pro vytápění, technologické procesy nebo pro výrobu elektrické energie.

Spalování většinou nevyžaduje předběžnou speciální úpravu biomasy. Je přijatelná i vyšší vlhkost suroviny (u větších instalací i nad 50 %, u malých a středních do 30 %), vede však zvláště u malých zdrojů k významně kratší životnosti kotle.[4]

1.2 Zdroje biomasy

Pro účely energetické jsou používány různé druhy biomasy:

1.biomasa záměrně pěstovaná za tímto účelem

- energetické dřeviny – spalování (topol, vrba, akát, olše)
- energetické rostliny – výroba kap. paliv (konopí, řepka)
- rostliny za účelem výroby líhu (třtina, brambory, obilí)

2. biomasa získávaná z různých průmyslových odvětví jako odpad

- lesní odpad
- odpad dřevozpracujícího průmyslu
- odpad z živočišné výroby
- komunální odpad
- odpad z výroby papíru
- odpad z potravinářského a lihovarského průmyslu

1.3 Výhody a nevýhody biomasy

Výhody biomasy:

- všeobecná dostupnost (tuzemský zdroj)
- poměrně nízká cena biomasy
- využití odpadu (zbytek po spalování lze využít jako hnojivo)
- snížení emisí CO₂
- využití půdy nevhodné pro pěstování potravinářských plodin
- možnost dotační podpory

Nevýhody biomasy:

- nižší výhřevnost než u konvenčních paliv
- potřeba skladovacích prostor
- větší rozměry kotle a příslušenství
- velký vliv vlhkosti na spalovací procesy
- složitější manipulace v porovnání s elektřinou, plynem a LTO
- nutnost likvidace popela[4]

1.4 Technický popis kotle na biomasu

Biomasa se může spalovat různými technologiemi a v několika spalovacích zařízeních. Mezi nejhojněji používané spalovací zařízení patří fluidní kotle, zplyňovací kotle a kotle roštové.

Zplyňovací kotle jsou kotle zejména nižších výkonů, proto se používají převážně v rodinných domech a menších podnicích k vytápění. Fluidní kotle jsou používány již k vyšším výkonům, ale nejrozšířenějším typem spalovacího zařízení pro spalování biomasy jsou kotle roštové. A z toho důvodu s nimi mají výrobci největší zkušenosti a tato problematika je nejlépe zdokumentována. Tento typ kotle budu navrhovat i já ve své diplomové práci.

Mezi hlavní problémy při navrhování kotle na spalování biomasy patří:

- **chlorová koroze** – vzniká v případě, že obsah chloru v palivu je větší než 0,02%, jako opatření se používá naváření speciálního kovu nebo zazdění stěn ohniště (v mém případě je obsah chloru v palivu 0,01%, proto nebudu žádnou ochranu uvažovat)
- **zanášení výhřevných ploch** – k němu dochází vlivem vzniku popílku při spalování biomasy, míru tohoto zanášení udává součinitel zanesení

výhřevných ploch – ε , každá výhřevná plocha má svou charakteristickou hodnotu ε , která je určena empiricky a zkušenostmi firmy (v Tab. 1 jsou hodnoty, které budu uvažovat ve svém výpočtu)

Tab. 1 – součinitel zanesení výhřevných ploch

| Výhřevná plocha | ε |
|------------------|---------------|
| Membránová stěna | 0,0035 |
| Mříž | 0,006 |
| Závěsné trubky | 0,003 |
| Přehřívák III | 0,006 |
| Přehřívák II + I | 0,003 |

Parní kotel v mé práci je navržen jako roštový kotel s přirozenou cirkulací média, má tři vertikálně situované membránovými stěnami chlazené tahy a dva tahy nechlazené (teplota spalin v těchto tazích je nižší než 500°C).

I. tah = spalovací komoru tvoří membránové stěny, které brání nasávání „falešného“ vzduchu a je navržen tak, aby byly spaliny ochlazené před mříží na teplotu 850°C. Dále spaliny proudí skrz mříž do II. tahu kotle, ten je také tvořen pouze membránovou stěnou a slouží k ochlazení spalin před svazky přehříváků. Přejít z II. do III. tahu je tvořen výsypkou, zde se spaliny částečně zbavují obsahu popílku. II. tah a výsypka jsou navrženy, tak aby teplota před prvním svazkem přehříváku klesla pod 700°C z důvodu zanášení svazků.

Ve třetím tahu jsou svazky přehříváků. Jsou zavěšeny pomocí závěsných trubek. Dále jsou spaliny vedeny do IV. a V. tahu, který je proveden jako plechový kanál. Ve IV. tahu se nacházejí svazky přehříváku a ekonomizéru, v V. tahu jsou zbylé svazky ekonomizéru. Mezi IV. a V. tahem je druhá výsypka, sloužící k částečnému zachycení popílku obsaženého ve spalinách.

Pro spalování se používá posuvný rošt s pohazovačem paliva. Určitý podíl paliva (jemnější část) shoří již ve vlnosu a zbytek (větší část) se rovnoměrně rozprostře na posuvném roštu. Tepelné zatížení pro tento typ roštu se pohybuje až kolem 2-2,5MW/m². V mé práci jsem zvolil rošt o tepelném zatížení 1,9MW/m².

Vzduch přiváděný do spalovací komory je rozdělen do tří částí:

- **primární** – 50% vzduchu o teplotě 30°C je hnáno primárním ventilátorem do spalovací komory skrz rošt
- **sekundární** – 40% vzduchu o teplotě 30°C je hnáno do spalovací komory sekundárním ventilátorem tryskami, které jsou vyústěny v přední a zadní stěně ve více úrovních (slouží k dohoření prchavých složek paliva)
- **terciární** – 10% vzduchu o teplotě 30°C se dostává do spalovací komory skrz pohazovače spolu s palivem

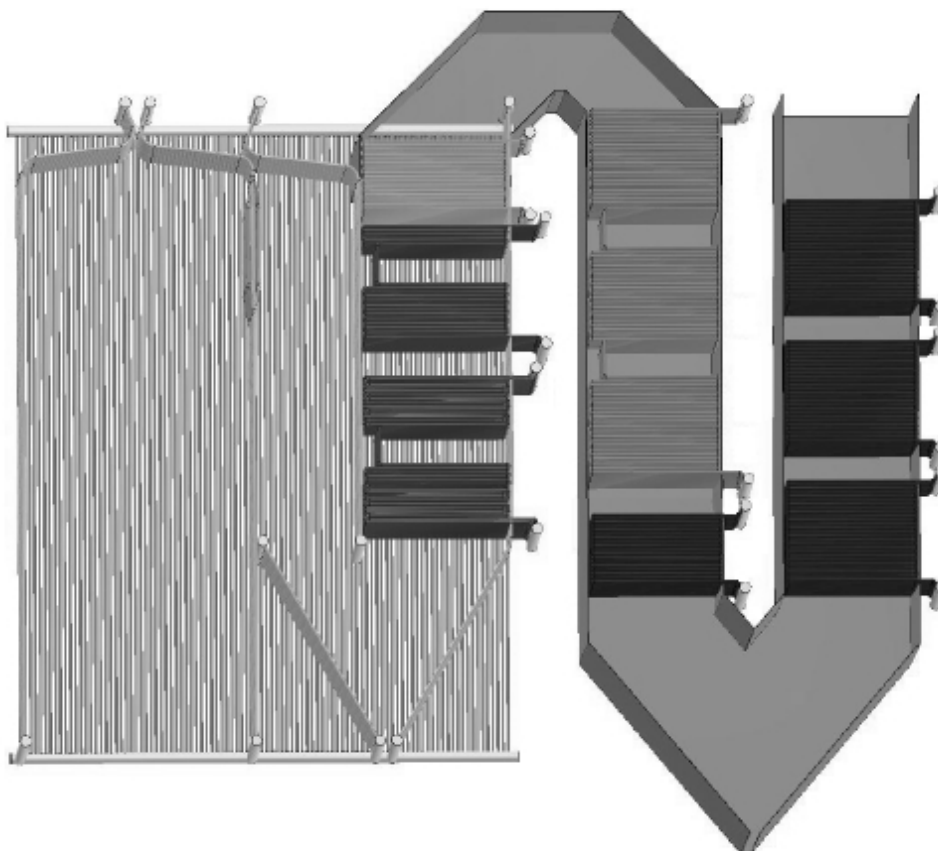
Palivo je do kotle přiváděno ze zásobníku pohazovači, otvory pro pohazovače ústí do spalovací komory v čelní stěně spalovací komory.

Regulace teploty páry probíhá pomocí vstříkové regulace napájecí vodou. Jedna vstříková regulace je umístěna mezi 1. a 2. svazkem přehříváku, druhá mezi 2. a 3.

Dvoustupňová varianta se používá pro citlivější regulaci a větší odezvu na změnu vlastností paliva, zejména jeho výhřevnost.

Pro kontrolu a opravy jednotlivých konvekčních ploch a svazků, jsou mezi ně umístěny kontrolní průřezy kulatého tvaru o průměru 600mm.

K čištění konvekčních ploch jsou umístěny ofukovače, ofukování probíhá ostrou parou. Výška jednotlivých konvekčních ploch se pohybuje kolem 2m, což odpovídá hodnotě, kterou jsou schopny ofukovače spolehlivě očistit proudem páry.



Obr. 1 – Ilustrační schéma pětitažového kotle

2. Stechiometrické výpočty

Cílem těchto výpočtů je stanovení objemu vzduchu, který je potřebný ke spálení 1kg paliva a objemu spalin, který při spalování vznikne. Stechiometrické výpočty vycházejí z chemických reakčních rovnic (= zvané též stechiometrické spalovací rovnice) a z bilance látkových množství.

Existují dva základní druhy spalování z hlediska průběhu:

- **dokonalé spalování** = předpokládá se dokonalé spálení veškeré hořlaviny (h) v palivu, je to teoretický případ
- **nedokonalé spalování** = předpokládá se částečné vyhoření paliva, tím vzniká mechanický (nespalený tuhý uhlík) a chemický nedopal (nedokonalé spálení uhlíku na oxid uhelnatý), oba jsou zohledněny ve ztrátě mechanickým nedopalem Z_{co}

Složení paliva má významný vliv na stechiometrické objemy, jakákoliv změna vlastností paliva změní stechiometrii a výpočet by musel následovat znovu, jinak by kotel nepracoval správně. Je proto nutné mít garantované vlastnosti paliva.

Tab. 2 – parametry a složení paliva ze zadání

| | | | |
|------------------------|---------------------------|-------|-------|
| Výhřevnost | Q_i^r | 12,4 | MJ/kg |
| Obsah vody | W | 35 | % |
| Obsah popelovin | A | 1,3 | % |
| Obsah síry | S | 0,03 | % |
| Obsah uhlíku | C | 33,16 | % |
| Obsah vodíku | H | 4,08 | % |
| Obsah chloru | Cl | 0,01 | % |
| Obsah dusíku | N | 0,32 | % |
| Obsah kyslíku | O | 26,1 | % |

Tuhá paliva se skládají ze složek:

1. h – hořlavina – veškeré organické látky
2. W – voda – veškerá obsažená v palivu
3. A – popelovina – veškeré minerální prvky v palivu

Pro palivo tedy platí vztah:

$$h + W + A = 100\%$$

Kontrola paliva:

$$(0,03+33,16+4,08+0,01+0,32+26,1) + 35 + 1,3 = 100\%$$

2.1 Výpočty množství vzduchu bez přebytku vzduchu

Minimální množství kyslíku potřebného ke spálení 1 kg paliva:

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

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{33,16}{12,01} + \frac{4,08}{4,032} + \frac{0,03/2}{32,06} - \frac{26,1}{32} \right) = \underline{0,66225} m^3 \cdot kg^{-1} \quad (1)$$

C^r, H^r, O^r - složení hořlaviny surového paliva

S^r_{prch} - obsah prchavé složky síry v původním stavu [%], kde $S^r_{prch} = S^r/2$

Minimální množství suchého vzduchu potřebného ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 0,66225 = \underline{3,154} m^3 \cdot kg^{-1} \quad (2)$$

Objem vodní páry ve vzduchu pro $t = 20^\circ C$ a vlhkost vzduchu $\varphi = 0,7$:

$$V_{H_{20}} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} = 0,7 \cdot 0,024 = \underline{0,0168} \quad (3)$$

$$\frac{p''}{p_c - p''} = 0,024 \quad (4)$$

φ je relativní vlhkost vzduchu [70%]

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

p_c je celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

Výpočet součinitele f :

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

Minimální množství vlhkého vzduchu potřebného ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ \min}^V = f \cdot O_{VZ \min}^S = 1,0168 \cdot 3,154 = \underline{3,207} m^3 \cdot kg^{-1} \quad (6)$$

2.2 Výpočty množství spalin bez přebytku vzduchu

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

$$O_{SP \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (7)$$

Objem CO₂:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ\min}^s = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{33,16}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,154 = \underline{0,6156 m^3 \cdot kg^{-1}} \quad (8)$$

Objem SO₂:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S_{prch}^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,015}{32,06} = \underline{0,000102 m^3 \cdot kg^{-1}} \quad (9)$$

Objem N₂:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ\min}^s = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,32}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,154 = \underline{2,464 m^3 \cdot kg^{-1}} \quad (10)$$

Objem Ar:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ\min}^s = 0,0092 \cdot 3,154 = \underline{0,02902 m^3 \cdot kg^{-1}} \quad (11)$$

Minimální množství suchých spalin:

$$O_{SP\min}^s = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,6156 + 0,000102 + 2,464 + 0,02902 = \underline{3,109 m^3 \cdot kg^{-1}} \quad (12)$$

Minimální množství vodní páry ve spalinách:

$$O_{H_2O} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (f-1) \cdot O_{VZ\min}^s = \quad (13)$$

$$O_{H_2O} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{4,08}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{35}{18,015} + (1,0168-1) \cdot 3,154 = \underline{0,9415 m^3 \cdot kg^{-1}}$$

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{SP\min}^V = O_{SP\min}^s + O_{H_2O} = 3,109 + 0,9415 = \underline{4,0505 m^3 \cdot kg^{-1}} \quad (14)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{CO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,6156 + 0,000102}{4,0505} = \underline{0,1520} \quad (15)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,9574}{4,0505} = \underline{0,2364} \quad (16)$$

$$r_{SP} = r_{CO_2} + r_{H_2O} = 0,1520 + 0,2364 = \underline{0,3884} \quad (17)$$

2.3 Skutečné množství vzduchu a spalín

Kvůli možnému zvýšenému nedopalu paliva se skutečné spalování provádí s přebytkem vzduchu. Přebytek vzduchu volím $\alpha=1,3$

Skutečné množství vzduchu při $\alpha=1,3$:

$$O_{VZ} = O_{VZ \min}^V \cdot \alpha = 3,207 \cdot 1,3 = \underline{4,169} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (18)$$

Skutečné množství vodní páry při $\alpha=1,3$:

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

$$0,9415 + (1,0168 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 3,154 = \underline{0,9574} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (19)$$

Skutečné množství vlhkých spalín při $\alpha=1,3$:

$$O_{SP} = O_{SP \min}^V + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min}^V = 4,0505 + (1,3 - 1) \cdot 3,207 = \underline{5,0126} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (20)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{CO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,6156 + 0,000102}{5,0126} = \underline{0,1228} \quad (21)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,9574}{5,0126} = \underline{0,1910} \quad (22)$$

$$r_{SP} = r_{CO_2} + r_{H_2O} = 0,1228 + 0,1910 = \underline{0,3138} \quad (23)$$

Koncentrace popílku ve spalínách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_p}{100} = \frac{10 \cdot 1,3}{5,0126} \cdot \frac{30}{100} = \underline{0,778} \text{ g} / \text{m}^3 \quad (24)$$

X_p - procento popílku v úletu, volím 30%

Tab. 4 – součinitel přebytku vzduchu

| | | Součinitel přebytku vzduchu | |
|------------|-----------------------------------|-----------------------------|--------------|
| | | $\alpha=1,0$ | $\alpha=1,3$ |
| O_{SP} | $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ | 4,0505 | 5,0126 |
| O_{H_2O} | $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ | 0,9415 | 0,9574 |
| r_{CO_2} | - | 0,152 | 0,12285 |
| r_{H_2O} | - | 0,2364 | 0,191 |
| r_{SP} | - | 0,3884 | 0,3138 |

2.4 Entalpie vzduchu a spalin

Při tepelné bilanci kotlů je třeba vyjadřovat teplo, které je spalinám odebíráno. K tomuto účelu nám slouží entalpie spalin. Spaliny lze považovat za směs plynů, které mohou obsahovat rozptýlené částice. Objemy jednotlivých složek ve spalinách jsou spočítány výše.

Tab. 3 - entalpie složek spalin a měrné teplo

| t | I_{CO_2} | I_{N_2} | I_{H_2O} | I_{SO_2} | I_{Ar} | c_s | c_{h_2o} |
|------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-------------------------|-------------------------|
| °C | kJ/m^3 | kJ/m^3 | kJ/m^3 | kJ/m^3 | kJ/m^3 | $\text{kJ/m}^3\text{K}$ | $\text{kJ/m}^3\text{K}$ |
| 100 | 170 | 130 | 150 | 189 | 93 | 1,3 | 1,505 |
| 200 | 357 | 260 | 304 | 392 | 186 | 1,307 | 1,522 |
| 300 | 559 | 392 | 463 | 610 | 278 | 1,317 | 1,542 |
| 400 | 772 | 527 | 626 | 836 | 372 | 1,329 | 1,565 |
| 500 | 994 | 666 | 795 | 1070 | 465 | 1,343 | 1,59 |
| 600 | 1225 | 804 | 969 | 1310 | 557 | 1,356 | 1,615 |
| 700 | 1462 | 948 | 1149 | 1550 | 650 | 1,371 | 1,641 |
| 800 | 1705 | 1094 | 1334 | 1800 | 743 | 1,384 | 1,688 |
| 900 | 1952 | 1242 | 1526 | 2050 | 834 | 1,398 | 1,696 |
| 1000 | 2204 | 1392 | 1723 | 2305 | 928 | 1,41 | 1,723 |
| 1500 | 3504 | 2166 | 2779 | 3590 | 1390 | 1,462 | 1,853 |
| 2000 | 4844 | 2965 | 3926 | 4890 | 1855 | 1,453 | 1,963 |

Entalpie minimálního množství spalin:

(pro ukázkový výpočet uvažují teplotu 500°C, přebytek vzduchu $\alpha=1$ a součinitel $f=1,0168$)

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

$$0,6156 \cdot 994 + 0,000102 \cdot 1070 + 2,464 \cdot 666 + 0,02902 \cdot 465 + 0,9415 \cdot 795 = \underline{3015,03} \text{ (kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$$
(25)

Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{VZ\ min} = O_{VZ\ min}^S \cdot (c \cdot t)_{VZ} = 3,154 \cdot 1,3696 \cdot 500 = \underline{2159,82} \text{ kJ / kg}$$
(26)

$$c = c_s + 0,0016 \cdot d \cdot c_{h_2o} = 1,343 + 0,0016 \cdot 10,446 \cdot 1,590 = \underline{1,3696} \text{ kJ/m}^3\text{K}$$
(27)

$$d = (f-1) \cdot (0,804/1,293) \cdot 1000 = (1,0168-1) \cdot (804/1,293) = \underline{10,446} \text{ g/kg}$$
(28)

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva:

(500°C, $\alpha=1$ a $f=1,0168$)

$$I_{SP} = I_{SP\ min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ\ min} + I_P = 3015,03 + (1-1) \cdot 2159,82 + 0 = \underline{3015,03} \text{ kJ / kg}$$
(29)

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

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

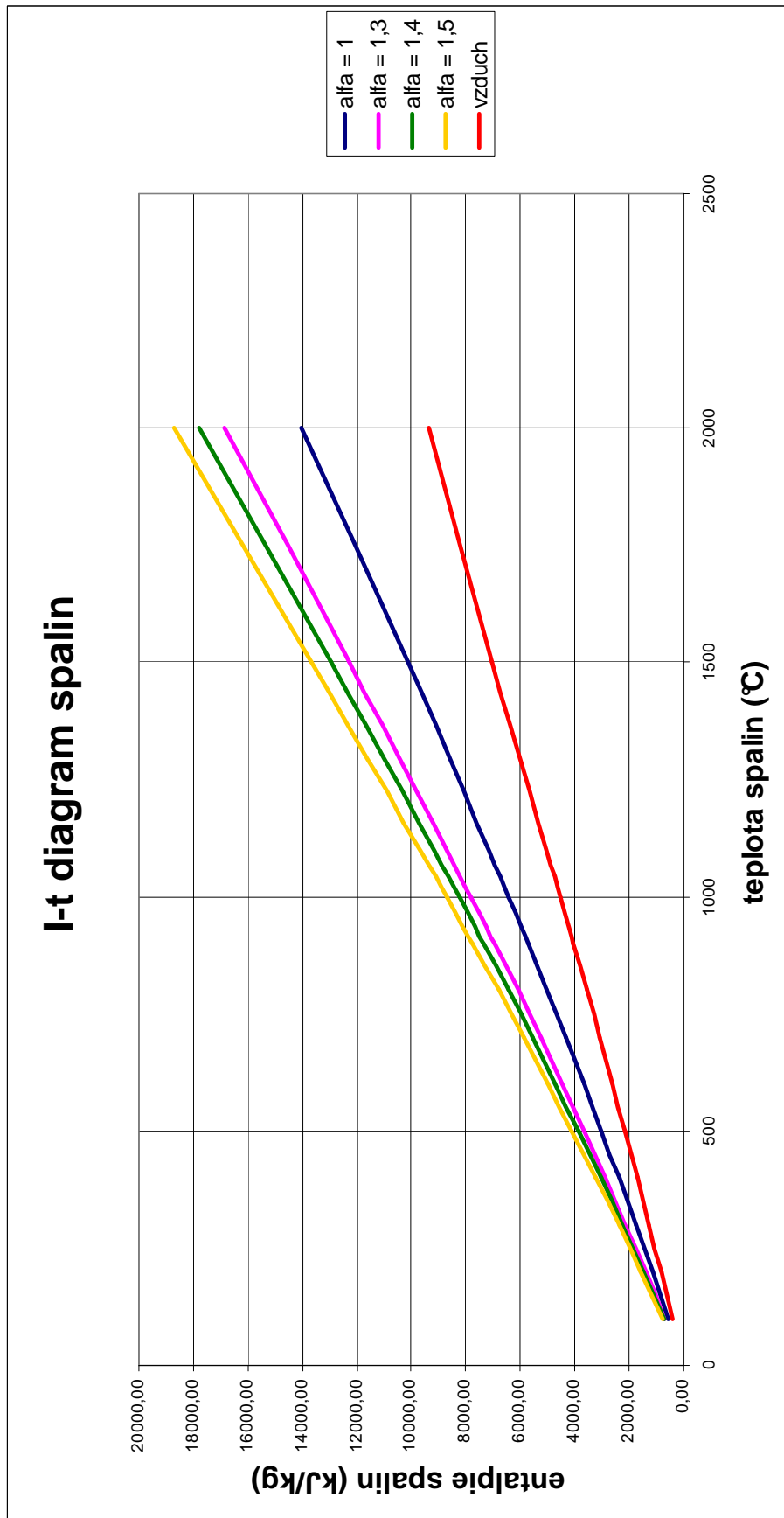
$$1,3 > \frac{6 \cdot 12400}{41,8 \cdot 30} = 59,33 \quad \text{Nerovnost neplatí, tudíž } I_p \text{ nebude uvažovat.} \quad (30)$$

Tab. 5 – vypočítané entalpie vzduchu a spalin

| t | I_{vZmin} | I_{SPmin} | $I_{SP \text{ alfa}=1}$ | $I_{SP \text{ alfa}=1,3}$ | $I_{SP \text{ alfa}=1,4}$ | $I_{SP \text{ alfa}=1,5}$ |
|------|--------------|--------------|-------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| °C | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg |
| 100 | 417,95 | 568,92 | 568,92 | 694,3 | 736,1 | 777,89 |
| 200 | 840,5 | 1152,06 | 1152,06 | 1404,21 | 1488,26 | 1572,31 |
| 300 | 1270,53 | 1754,05 | 1754,05 | 2135,21 | 2262,27 | 2389,32 |
| 400 | 1709,67 | 2374,03 | 2374,03 | 2886,93 | 3057,9 | 3228,86 |
| 500 | 2159,82 | 3015,03 | 3015,03 | 3662,97 | 3878,95 | 4094,94 |
| 600 | 2617,17 | 3663,78 | 3663,78 | 4448,93 | 4710,65 | 4972,36 |
| 700 | 3087,45 | 4336,68 | 4336,68 | 5262,92 | 5571,66 | 5880,41 |
| 800 | 3563,29 | 5022,92 | 5022,92 | 6091,91 | 6448,24 | 6804,57 |
| 900 | 4048,83 | 5723,08 | 5723,08 | 6937,73 | 7342,61 | 7747,49 |
| 1000 | 4537,97 | 6436,04 | 6436,04 | 7797,43 | 8251,23 | 8705,02 |
| 1500 | 7063,24 | 10151,22 | 10151,22 | 12270,19 | 12976,52 | 13682,84 |
| 2000 | 9372,48 | 14038,39 | 14038,39 | 16850,13 | 17787,38 | 18724,63 |

Tab. 6 – vypočítané entalpie vzduchu a spalin přepočítané na jednotky [kJ/m³]

| t | $I_{SP \text{ alfa}=1,3}$ |
|------|---------------------------|
| °C | kJ/m³ |
| 100 | 147,0062 |
| 200 | 297,2138 |
| 300 | 451,8448 |
| 400 | 610,7259 |
| 500 | 774,6671 |
| 600 | 941,0197 |
| 700 | 1112,959 |
| 800 | 1287,922 |
| 900 | 1466,334 |
| 1000 | 1647,965 |



Obr. 2 – I-t diagram spalin

3. Tepelná bilance kotle

Tepelná bilance kotle slouží k určení účinnosti kotle a určení spotřeby paliva pro dosažení požadovaného tepelného výkonu.

Při přeměnách chemicky vázané energie v palivu na tepelnou energii spalin vznikají ztráty. S těmito ztrátami je nutné počítat a na jejich základě stanovit celkovou tepelnou účinnost kotle.

3.1 Teplo přivedené do kotle

Určím ho ze vztahu:

$$Q_p^P = Q_i^r + i_p = 12400 + 46,23 = 12446,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (31)$$

Q_i^r - výhřevnost paliva [kJ/kg]

i_p - fyzické teplo paliva [kJ/kg]

Fyzické teplo paliva se uvažuje v případě předehtřívání paliva vně kotle.

Nebo není-li předehtříváno venkovním zdrojem, ale obsah vody v palivu musí splňovat podmínku:

$$W_i^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} = \frac{12400}{4,19} \cdot \frac{1}{150} = 19,73\% \quad (32)$$

W_i^r je množství vody v palivu, ze zadání je $W_i^r = 35\%$

Podmínka je splněna $35\% > 19,73\%$, teplotu paliva t_p budu uvažovat 20°C

$$i_p = t_p \cdot c_p = 20 \cdot 2,31 = 46,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (33)$$

c_p - měrné teplo paliva [kJ/kgK]

t_p - teplota paliva [$^\circ\text{C}$]

Měrné teplo paliva určím ze vztahu:

$$c_p = c_w \cdot \frac{W_i^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W_i^r}{100} = 4,19 \cdot \frac{35}{100} + 1,3 \cdot \frac{100 - 35}{100} = 2,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (34)$$

c_w - měrné teplo vody = 4,19 kJ/kgK [1]

c_{su} - měrné teplo sušiny paliva = 1,3 kJ/kgK

3.2 Tepelné ztráty kotle a tepelná účinnost

Ke stanovení účinnosti kotle použiji nepřímou metodu. Musím si vyjádřit v procentech následující ztráty, na kterých je účinnost kotle závislá:

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

3.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal)

= ztracené teplo v důsledku přítomnosti plynů, které nejsou spalitelné ve spalínách

Tuto ztrátu na základě konzultací volím:

$$Z_{CO} = 0,05\%$$

3.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)

= ztráta způsobená nespálením hořlaviny obsažené ve zbytcích popela, škváry či strusky

$$Z_C = Z_{CS} + Z_{CÚ} = 0,125 + 0,397 = 0,522 \% \quad (35)$$

Z_{CS} - ztráta ve strusce/škváře (v tuhých zbytcích zachycených v ohništi)

$Z_{CÚ}$ - ztráta v úletu (v tuhých zbytcích odcházejících z kotle)

$$Z_{CS} = \frac{C_s}{100 - C_s} \cdot \frac{X_s}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^P} \cdot Q_{CS} = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{70}{100} \cdot \frac{1,3}{12446,23} \cdot 32600 = 0,125\% \quad (36)$$

C_s - podíl hořlaviny ve strusce/škváře (hodnoty volím na základě konzultací)

X_s - podíl popela ve strusce/škváře (hodnoty volím na základě konzultací)

Q_{CS} - výhřevnost hořlaviny ve strusce/škváře (32600 kJ/kg) [1]

$$Z_{CÚ} = \frac{C_{Ú}}{100 - C_{Ú}} \cdot \frac{X_{Ú}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^P} \cdot Q_{CÚ} = \frac{28}{100 - 28} \cdot \frac{30}{100} \cdot \frac{1,3}{12446,23} \cdot 32600 = 0,397\% \quad (37)$$

$C_{Ú}$ - podíl hořlaviny v úletu (hodnoty volím na základě konzultací)

$X_{Ú}$ - podíl popela v úletu (hodnoty volím na základě konzultací)

$Q_{CÚ}$ - výhřevnost hořlaviny v úletu (32600 kJ/kg) [1]

3.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

= ztráta způsobená nevyužitím tepelné energie v odchodících zbytcích (škvára, struska, propad či úlet popílku)

$$Z_F = Z_{FS} + Z_{FÚ} = 0,028 + 0,005 = 0,033\% \quad (38)$$

Z_{FS} - ztráta fyzickým teplem ve škváře/strusce

$Z_{FÚ}$ - ztráta fyzickým teplem v úletu

$$Z_{FS} = \frac{X_S}{100 - C_S} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot c_S \cdot t_S = \frac{70}{100 - 5} \cdot \frac{1,3}{12446,23} \cdot 0,91 \cdot 400 = 0,028\% \quad (39)$$

$$Z_{FÚ} = \frac{X_Ú}{100 - C_Ú} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot c_Ú \cdot t_Ú = \frac{30}{100 - 28} \cdot \frac{1,3}{12446,23} \cdot 0,780 \cdot 140 = 0,005\% \quad (40)$$

t_S - teplota škváry (dle konzultací 400°C)

$t_Ú$ - teplota úletu (140 °C)

c_S - měrné teplo škváry; $c_S = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_S = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 400 = 0,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$c_Ú$ - měrné teplo úletu; $c_Ú = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_Ú = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 140 = 0,780 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

= ztráta, která zohledňuje množství tepla, které uniká skrz plášť do okolí. Velikost je závislá na kvalitě izolace stěn, způsobu oplechování, velikosti povrchu kotle a výkonu kotle.

Uvažuji hliníkový nátěr a oplechování, výkon kotle je 13,89 kg/s páry,

=> $Z_{SO} = 0,9\%$

3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

= nejvýznamnější ztráta, která zásadně ovlivňuje výslednou účinnost kotle

= teplo, které odchází z kotle v kouři. Její velikost je dána teplotou spalin a přebytkem vzduchu ve spalinách za kotlem. Čím vyšší jsou oba parametry, tím vyšší je ztráta.

$$Z_K = (100 - Z_C) \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_P^P} = (100 - 0,522) \frac{978,26 - 165,1}{12446,23} = 6,499\% \quad (41)$$

I_{SP} - entalpie spalin při hodnotách za kotlem $t_{sp} = 140^\circ\text{C}$ a $\alpha_k = 1,3$ [kJ/kg]

I_{VZ} - entalpie vzduchu při teplotě okolí 30°C a přebytku vzduchu za kotlem $\alpha_k = 1,3$ [kJ/kg]

$I_{SP} = 978,26 \text{ kJ} / \text{kg}$ spočteno interpolací z Tab. 5

$$I_{VZ} = I_{VZ \min} \cdot \alpha_k = 127,00 \cdot 1,3 = 165,1 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (42)$$

$$I_{VZ \min} = O_{VZ \min}^V \cdot c \cdot t = 3,207 \cdot 1,320 \cdot 30 = 127,00 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (43)$$

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

Pomocí vypočtených hodnot teplených ztrát kotle mohu určit teplenou účinnost kotle nepřímou metodou:

$$\eta_K = 100 - \Sigma_Z = 100 - 8,004 = 91,996\% \quad (44)$$

$$\Sigma_Z = 100 - (Z_{CO} + Z_C + Z_F + Z_{SO} + Z_K) = 100 - (0,05 + 0,522 + 0,033 + 0,9 + 6,5) = 8,004\%$$

3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

3.3.1 Výrobní teplo páry

=celkový tepelný výkon kotle, vypočtu ho ze vztahu:

$$Q_v = M_{pp} (i_{pp} - i_{nv}) = 13,89(3303,47 - 445,37) = 39769,85 \text{ kW} \quad (45)$$

M_{pp} - parní výkon kotle [kg/s]

i_{pp} - entalpie přehřáté páry při tlaku 6MPa a teplotě 450°C [kJ/kg] [2]

i_{nv} - entalpie napájecí vody při 105 °C [kJ/kg]

3.3.2 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{39769,85}{12446,23 \cdot \frac{91,996}{100}} = 3,473 \text{ kg / s} \quad (46)$$

Množství skutečně spáleného paliva:

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 3,473 \cdot \left(1 - \frac{0,522}{100}\right) = 3,455 \text{ kg / s} \quad (47)$$

4. Výpočet spalovací komory

Nejprve musím stanovit rozměry spalovací komory. Ty odvodím od plošného zatížení roštu, které je dle typu roštu a na základě konzultací $1,9 \text{ MW/m}^2$. Je vhodné dodržet poměr mezi přední (šířka spalovací komory) a boční (hloubka) stěnou spalovací komory a/b na hodnotě kolem 0,8 s tím, že boční stěna je ta delší. V případě, že by rozměr přední stěny byl výrazně větší než boční, by mělo za následek malou hloubku dalších tahů a tudíž přílišné klikatění svazků přehříváků.

$$q = \frac{Q_i^r \cdot M_{pv}}{f} \Rightarrow f = \frac{Q_i^r \cdot M_{pv}}{q} = \frac{12,4 \cdot 3,455}{1,9} = 22,55 \text{ m}^2 \quad (48)$$

Z toho volím **rozměry spalovací komory**, s ohledem na rozměry trubek membránové stěny a jejich rozteče. Trubky membránové stěny: $d = 60,3 \text{ mm}$ a $s = 90 \text{ mm}$.

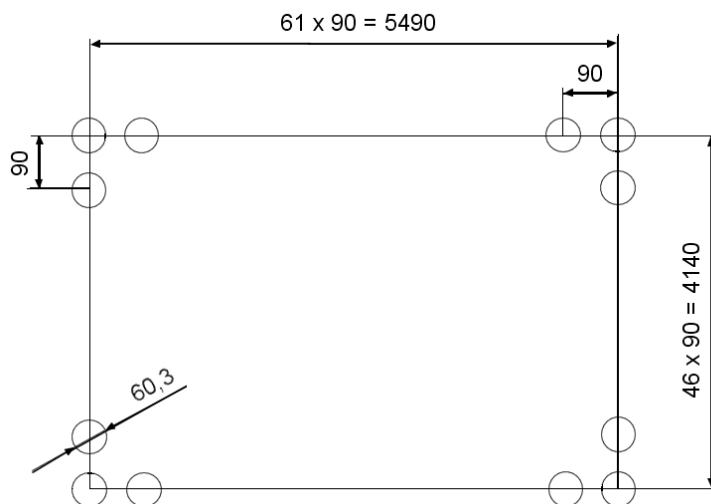
$$61 \times 90 = 5490 \text{ mm}$$

$$46 \times 90 = 4140 \text{ mm}$$

Přední strana: $a = 4,14 \text{ m}$

Boční strana: $b = 5,49 \text{ m}$

Výška: $c = 15,5 \text{ m}$ (volím vhodně tak, aby teplota na výstupu z ohniště byla požadovaných 850°C)



Obr. 3 – Schéma spalovací komory

Plocha otrubkované stěny:

$$F_{st} = 2ac + 2bc + ab = 2 \cdot 4,14 \cdot 15,5 + 2 \cdot 5,49 \cdot 15,5 + 4,14 \cdot 5,49 = 321,25 \text{ m}^2 \quad (49)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

$$F_{úš} = F_{st} \cdot x_{st} = 321,25 \cdot 0,95 = 305,2m^2 \quad (50)$$

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

Aktivní objem ohniště:

$$V_o = abc = 4,14 \cdot 5,49 \cdot 15,5 = 352,3m^3 \quad (51)$$

4.1 Tepelný výpočet ohniště

Tepelným výpočtem ohniště určím teplotu odchozích spalín z ohniště. Požadovaná teplota spalín na výstupu z ohniště je 850°C, proto jsem se snažil vhodně zvolenými rozměry spalovací komory k této teplotě přiblížit. Přenos tepla je ve spalovací komoře uskutečňován převážně sáláním, konvekce je zanedbatelná.

4.1.1 Adiabatická teplota v ohništi

= teplota nechlazeného plamene

Entalpie spalín ve spalovací komoře:

$$I_{sp} = \frac{Q_{vz} + Q_p}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{570,41 + 42842}{5,0126 \cdot 3,455} = 2506,70kJ / m^3 \quad (52)$$

Teplo dodané vzduchem Q_{vz} :

$$Q_{vz} = O_{vz} \cdot M_{pv} \cdot I_{vz} = 4,1691 \cdot 3,455 \cdot 39,6 = 570,41kW \quad (53)$$

Teplo dodané palivem Q_p :

$$Q_p = M_{pv} \cdot Q_i^r = 3,455 \cdot 12400 = 42842kW \quad (54)$$

Entalpie spalovaného vzduchu I_{vz} :

$$I_{vz} = c \cdot t = 1,320 \cdot 30 = 39,6kJ / m^3 \quad (55)$$

Nyní potřebuji znát entalpie spalín pro teploty, mezi kterými odhaduji výslednou teplotu pro výše vypočtenou entalpii spalín. Dále pomocí interpolací vypočítám výslednou teplotu spalín v ohništi.

Procentuální složení spalin:

přebytek vzduchu v ohništi 1,3:

$$\text{dusík: } \bar{\omega}_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{sp}} = \frac{2,464}{5,0126} = 0,49156 \quad (56)$$

$$\text{voda: } \bar{\omega}_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,9574}{5,0126} = 0,190998 \quad (57)$$

$$\text{oxid uhličitý: } \bar{\omega}_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,6156}{5,0126} = 0,12281 \quad (58)$$

$$\text{argon: } \bar{\omega}_{Ar} = \frac{O_{Ar}}{O_{sp}} = \frac{0,02902}{5,0126} = 0,005789 \quad (59)$$

$$\text{oxid siřičitý: } \bar{\omega}_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,000102}{5,0126} = 0,0000203 \quad (60)$$

$$\text{vzduch: } \bar{\omega}_{vz} = \frac{(\alpha - 1)O_{vz}}{O_{sp}} = \frac{(1,3 - 1)4,1691}{5,0126} = 0,2495 \quad (61)$$

Entalpie spalin pro 1000°C:

$$I_{sp}^{1000} = \bar{\omega}_{N_2} \cdot i_{N_2} + \bar{\omega}_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \bar{\omega}_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \bar{\omega}_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \bar{\omega}_{Ar} \cdot i_{Ar} + \bar{\omega}_{vz} \cdot c_p \cdot t =$$

$$0,49256 \cdot 1392 + 0,12281 \cdot 2204 + 0,0000203 \cdot 2305 + 0,190998 \cdot 1723 + 0,005789 \cdot 928 +$$

$$0,2495 \cdot 1,437 \cdot 1000 = 1649,36 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (62)$$

Entalpie spalin pro 2000°C:

$$I_{sp}^{2000} = \bar{\omega}_{N_2} \cdot i_{N_2} + \bar{\omega}_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \bar{\omega}_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \bar{\omega}_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \bar{\omega}_{Ar} \cdot i_{Ar} + \bar{\omega}_{vz} \cdot c_p \cdot t =$$

$$0,49256 \cdot 2965 + 0,12281 \cdot 4844 + 0,0000203 \cdot 4890 + 0,190998 \cdot 3926 + 0,005789 \cdot 1855 +$$

$$0,2495 \cdot 1,532 \cdot 2000 = 3580,50 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (63)$$

Interpolací dostávám adiabatickou teplotu v ohništi $t_{np} = 1443,8 \text{ °C}$ **4.1.2 Poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště**

Tímto výpočtem určím teplotu odchozích spalin z ohniště. Pro výpočet velkoprostorových ohnišť se obvykle počítá podle Gurvičova poloempirického vztahu pro poměrnou teplotu spalin na výstupu z ohniště:

$$\Theta_o = \frac{T_o}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} \quad (64)$$

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

T_a - teoretická teplota při spalování, která je vzata jako teplota při adiabatickém spalování [K]

Z Gurvičova vztahu si vyjádřím teplotu spalin na výstupu z ohniště:

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1443,8 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7355}{0,885}\right)^{0,6}} - 273,15 = 850,5^\circ\text{C} \quad (65)$$

Teoretická teplota ϑ_a se určí z užitečného tepla uvolněného při spalování I_u , které se rovná entalpii spalin při teplotě teoretické a součiniteli přebytku vzduchu na konci ohniště [1]. Některé veličiny jsou závislé na teplotě ϑ_o , proto budu počítat s hodnotou 850°C a vypočítám potřebné parametry, následně dopočítám skutečnou koncovou teplotu.

4.1.2.1 Součinitel průběhu teplot v ohništi M

= závisí na druhu spalovaného paliva a na poloze maximální teploty plamene x_{pl} (u roštových ohnišť s tenkou vrstvou paliva $x_{pl} = 0$)

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (66)$$

4.1.2.2 Boltzmannovo číslo B_o

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O}_{sp} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,99 \cdot 3,455 \cdot 10,25}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4275 \cdot 321,25 \cdot 1716,95^3} = 0,885 \quad (67)$$

Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn ohniště $\overline{\psi}$:

$$\overline{\psi} = x_{st} \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275 \quad (68)$$

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

ξ - součinitel zanesení stěn ohniště [1]

Součinitel uchování tepla φ :

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} = 1 - \frac{0,9}{91,996 + 0,9} = 0,990 \quad (69)$$

Střední celkové měrné teplo spalin $\overline{O_{sp} \cdot C}$:

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} = \frac{12600,95 - 6514,81}{1443,8 - 850} = 10,25 \text{ kJ/kgK} \quad (70)$$

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře [kJ/kg]

I_o - entalpie spalin na výstupu z ohniště pro ϑ_o a α_o [kJ/kg]

ϑ_o - teplota spalin na výstupu z ohniště [°C]

ϑ_a - adiabatická teplota plamene pro I_u a α_o [°C]

Užitečné teplo uvolněné ve spalovací komoře I_u :

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{co} - z_c - z_f}{100 - z_c} + Q_{vz} = \quad (71)$$

$$12446,23 \cdot \frac{100 - 0,05 - 0,522 - 0,033}{100 - 0,522} + 165,10 = 12600,95 \text{ kJ / kg}$$

$$Q_{vz} \text{ - teplo přivedené do kotle se vzduchem: } Q_{vz} = \frac{570,41}{M_{pv}} = \frac{570,41}{3,455} = 165,10 \text{ kJ / kg} \quad (72)$$

4.1.2.3 Stupeň černosti ohniště a_o

= charakterizuje sálavé vlastnosti plamene a stěn ohniště. Pro roštové ohniště platí vztah:

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} = \frac{0,5083 + (1 - 0,5083) \frac{22,73}{321,25}}{1 - (1 - 0,5083) \cdot (1 - 0,4275) \left(1 - \frac{22,73}{321,25}\right)} = 0,7355 \quad (73)$$

a_{pl} - stupeň černosti plamene

R - plocha hořící vrstvy paliva na roštu: $R = a \cdot b = 4,14 \cdot 5,49 = 22,73 \text{ m}^2$

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště [m^2]

$\bar{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn

Stupeň černosti plamene a_{pl} :

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(1,798 \cdot 0,1 \cdot 3,948)} = 0,5083$$

k - součinitel zeslabení sálání [1/mMPa]

p - tlak v ohništi (kotle bez přetlaku v ohništi 0,1MPa)

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy: $s = 3,6 \cdot (V_o / F_{st}) = 3,6 \cdot (352,3 / 321,25) = 3,948 \text{ m}$

Součinitel zeslabení sálání k:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 1,606 + 0,042 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 1,798 \text{ }_1/mMPa \quad (74)$$

k_k - součinitel zeslabení sálání částicemi koksu = 1 [1]

κ_1 - hodnota závislá na druhu paliva = 0,5 [1]

κ_2 - hodnota závislá na druhu spalování = 0,03 [1]

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny $k_{sp} \cdot r_{sp}$:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \quad (75)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,0314 \cdot 3,948}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1123,15}{1000} \right) \cdot 0,3138 = 1,606 \text{ }_1/mMPa$$

r_{sp} - objemová část tříatomových plynů

T_o - teplota na konci ohniště [K]

$p_{sp} = p^* r_{sp}$ - celkový parciální tlak

Součinitel zeslabení sálání popelkovými částicemi $k_p \cdot \mu$:

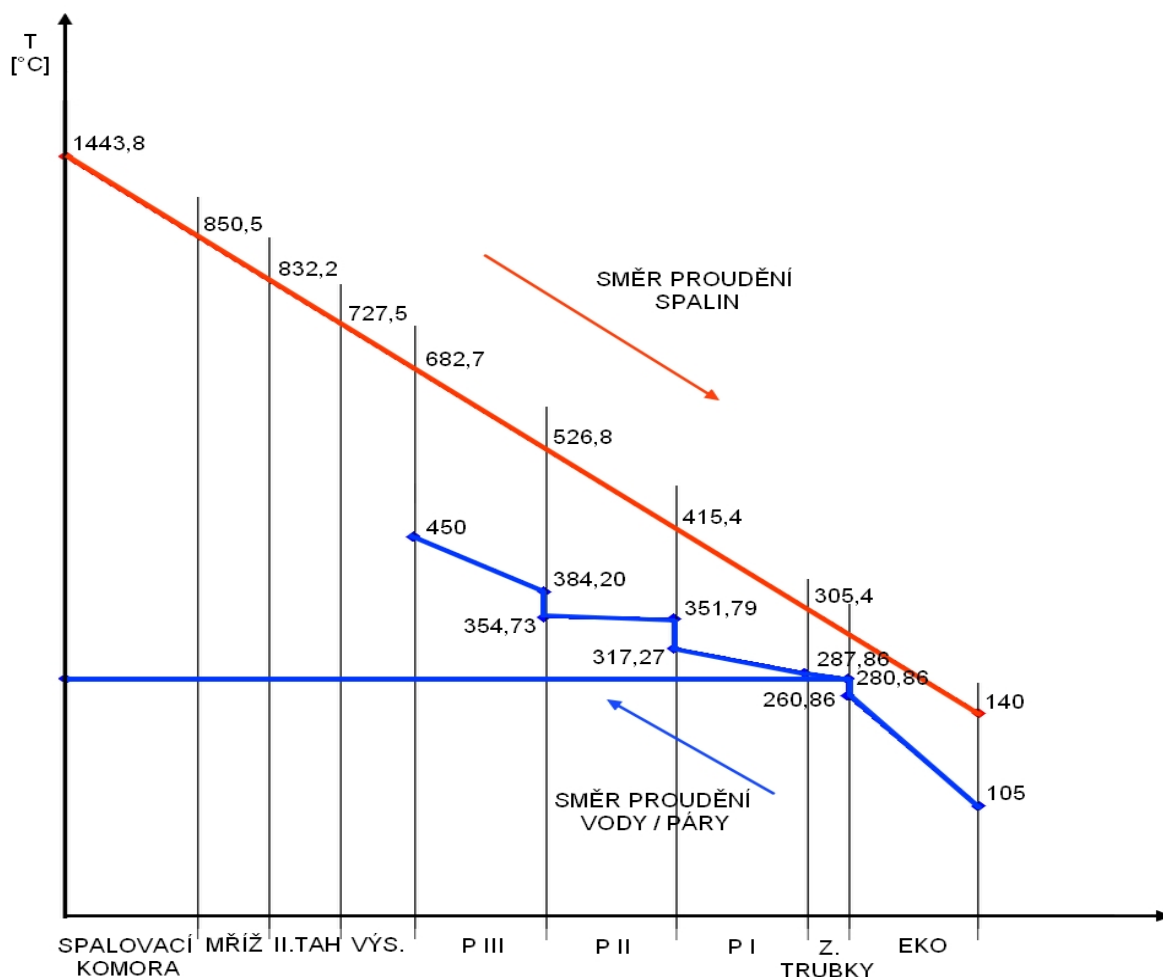
$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1123,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 0,778 = 0,042 \text{ }_1/mMPa \quad (76)$$

μ - střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

d - střední efektivní průměr částic popílku = 20 μm [1]

5. Výpočet konvekčních ploch

U výpočtu konvekčních ploch budu vycházet z požadavků na páru, pro kterou je kotel navrhován. Pro lepší názornost jsem si vypracoval tepelnou bilanci na straně média i spalin a zhotovoval pilový diagram.



Obr. 4 – Pilový diagram

Tab. 7 - tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle

| | [MPa] |
|---|-------|
| Tlaková ztráta v ekonomizéru: | 0,5 |
| Tlaková ztráta ve výparníku: | 0 |
| Tlaková ztráta v závěsných trubkách: | 0,05 |
| Tlaková ztráta v přehříváku I: | 0,15 |
| Tlaková ztráta v přehříváku II: | 0,15 |
| Tlaková ztráta v přehříváku III: | 0,15 |

5.1 Teplota a tlak napájecí vody

K požadovanému koncovému tlaku páry připočítám tlakové ztráty jednotlivých částí tlakového systému. Z tohoto tlaku a teploty napájecí vody určím entalpii napájecí vody.

$$p_{nv} = p_{pp} + p_{přIII} + p_{přII} + p_{přI} + p_{zt} + p_{výp} + p_{eko}$$

$$= 6 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 + 0 + 0,5 = 7 \text{ MPa} \quad (77)$$

Teplota napájecí vody je $t_{nv} = 105^\circ\text{C} \Rightarrow$ entalpie napájecí vody $i_{nv} = 445,37 \text{ kJ/kg}$

5.2 Rozvržení tepelného výkonu kotle na jednotlivé výhřevné plochy

5.2.1 Přehřívák III

Entalpický spád budu uvažovat:

$$\Delta i_{pIII} = 250 \text{ kJ/kg}$$

Pro požadovanou výstupní teplotu 450°C a tlak páry 6MPa je entalpie přehřáté páry:

$$i_{pp} = 3303,47 \text{ kJ/kg}$$

Z toho plyne, že entalpie na vstupu do PIII je:

$$i_{pIIIin} = i_{pp} - \Delta i_{pIII} = 3303,47 - 250 = 3053,47 \text{ kJ/kg} \quad (78)$$

Tlak na vstupu do PIII:

$$p_{pIIIin} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} = 6 + 0,15 = 6,15 \text{ MPa} \quad (79)$$

Tomu odpovídá teplota:

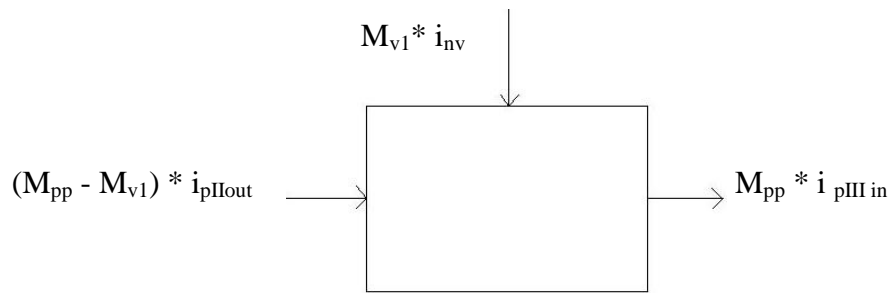
$$t_{pIIIin} = 354,725^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon přehříváku III:

$$Q_{pIII} = M_{pp} \cdot \Delta i_{pIII} = 13,89 \cdot 250 = 3472,5 \text{ kW} \quad (80)$$

5.2.2 Přehřívák II

Za přehřívákem II je umístěna regulace teploty přehřáté páry vstřikem napájecí vody. Množství vstřiku volím 3% z celkového množství přehřáté páry M_{pp} .



Obr. 5 – Schéma vstříku mezi PIII a PII

Množství vstříku:

$$M_{v1} = 0,03 \cdot M_{pp} = 0,03 \cdot 13,89 = 0,4167 \text{ kg / s} \quad (81)$$

Bilanční rovnice:

$$(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{pIIout} + M_{v1} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{pIIIin}$$

$$\Rightarrow i_{pIIout} = \frac{M_{pp} \cdot i_{pIIIin} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{v1})} = \frac{13,89 \cdot 3053,47 - 0,4167 \cdot 445,37}{(13,89 - 0,4167)} = 3134,13 \text{ kJ / kg} \quad (82)$$

Tlak na výstupu:

$$p_{pIIout} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} = 6 + 0,15 = 6,15 \text{ MPa} \quad (83)$$

Tomu odpovídá teplota:

$$t_{pIIout} = 384,201^\circ \text{C}$$

Tlak na vstupu:

$$p_{pIIIin} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} = 6 + 0,15 + 0,15 = 6,3 \text{ MPa} \quad (84)$$

Entalpický spád budu uvažovat:

$$\Delta i_{pII} = 200 \text{ kJ / kg}$$

Entalpie na vstupu do PII je tedy:

$$i_{pIIIin} = i_{pIIout} - \Delta i_{pII} = 3134,13 - 200 = 2934,13 \text{ kJ / kg} \quad (85)$$

Tomu odpovídá teplota:

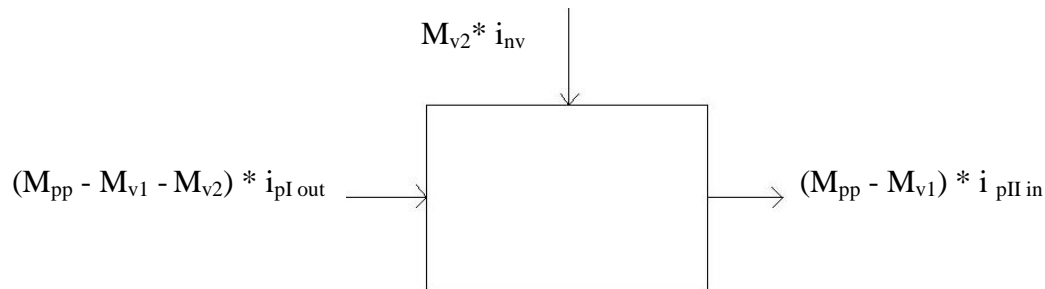
$$t_{pIIIin} = 317,268^\circ \text{C}$$

Tepelný výkon přehříváku II:

$$Q_{pII} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot (i_{pIIout} - i_{pIIin}) = (13,89 - 0,4167) \cdot (3134,13 - 2934,13) = 2694,66 \text{ kW} \quad (86)$$

5.2.3 Přehřívák I

Za přehřívákem I je umístěna regulace teploty přehřáté páry vstříkem napájecí vody. Množství vstříku volím 4% z celkového množství přehřáté páry M_{pp} .



Obr. 6 – Schéma vstříku mezi PII a PI

Množství vstříku:

$$M_{v2} = 0,04 \cdot M_{pp} = 0,04 \cdot 13,89 = 0,5556 \text{ kg / s} \quad (87)$$

Bilanční rovnice:

$$(M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot i_{pIout} + M_{v2} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{pIIin}$$

$$\begin{aligned} i_{pIout} &= \frac{(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{pIIin} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{v1} - M_{v2})} = \\ \Rightarrow & \frac{(13,89 - 0,4167) \cdot 2934,13 - 0,5556 \cdot 445,37}{(13,89 - 0,4167 - 0,5556)} = 3041,17 \text{ kJ / kg} \end{aligned} \quad (88)$$

Tlak na výstupu:

$$p_{pIout} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} = 6 + 0,15 + 0,15 = 6,3 \text{ MPa} \quad (89)$$

Tomu odpovídá teplota:

$$t_{pIout} = 351,788^\circ \text{C}$$

Tlak na vstupu:

$$p_{pIin} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} + \Delta p_{pI} = 6 + 0,15 + 0,15 + 0,15 = 6,45 \text{ MPa} \quad (90)$$

Entalpie na vstupu do PI je:

$$i_{plin} = 2815,23 \text{ kJ / kg}$$

Entalpický spád je:

$$\Delta i_{pl} = 225,9 \text{ kJ / kg}$$

Tomu odpovídá teplota:

$$t_{plin} = 287,858^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon přehříváku I:

$$Q_{pl} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{plout} - i_{plin}) =$$

$$(13,89 - 0,4167 - 0,5556) \cdot (3041,17 - 2815,23) = 2918,67 \text{ kW} \quad (91)$$

5.2.4 Výparník

V celém prostoru výparníku je tlak i teplota konstantní, dochází zde k fázové přeměně.

Tlak ve výparníku:

$$p_{výp} = p_{pp} + \Delta p_{pIII} + \Delta p_{pII} + \Delta p_{pl} + \Delta p_{zt} = 6 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 = 6,5 \text{ MPa} \quad (92)$$

Tomu odpovídá teplota sytosti:

$$t_{syt} = 280,858^\circ\text{C}$$

Entalpie při tlaku ve výparníku:

Pro sytou páru – $i'' = 2778,88 \text{ kJ/kg}$

Pro sytou kapalinu – $i' = 1241,38 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_{výp} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i'' - i') = (13,89 - 0,4167 - 0,5556) \cdot (2778,88 - 1241,38) = 19860,96 \text{ kW} \quad (93)$$

5.2.5 Závěsné trubky

Slouží k zavěšení trubkových svazků přehříváku III, přehříváku II a přehříváku I. Napájeny jsou z bubny sytou parou.

Tab. 8 – parametry páry v závěsných trubkách

| | Vstupní parametry | Výstupní parametry |
|-------------------------|------------------------|-------------------------|
| Teplota [°C] | $t_{zt\ in} = 280,858$ | $t_{zt\ out} = 287,858$ |
| Tlak [MPa] | $p_{zt\ in} = 6,5$ | $p_{zt\ out} = 6,45$ |
| Entalpie [kJ/kg] | $i_{zt\ in} = 2778,88$ | $i_{zt\ out} = 2815,23$ |

Tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{ztout} - i_{ztin}) = (13,89 - 0,4167 - 0,5556) \cdot (2815,23 - 2778,88) = 469,56\text{ kW} \quad (94)$$

5.2.6 Ekonomizér

Je ohřívák vody, v důsledku ochlazení spalin na výstupu z kotle na 140°C je v ekonomizéru nedohřev vody vůči mezi sytosti

Tab. 9 – parametry páry v ekonomizéru

| | Vstupní parametry | Výstupní parametry |
|-------------------------|------------------------|----------------------------|
| Teplota [°C] | $t_{eko\ in} = 105$ | $t_{eko\ out} = 260,858 *$ |
| Tlak [MPa] | $p_{eko\ in} = 7$ | $p_{eko\ out} = 6,5$ |
| Entalpie [kJ/kg] | $i_{eko\ in} = 445,37$ | $i_{eko\ out} = 1138,93$ |

* v ekonomizéru uvažují nedohřev vody vůči mezi sytosti o 20°C

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_{eko} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{ekoout} - i_{eko in}) = (13,89 - 0,4167 - 0,5556) \cdot (1138,93 - 445,37) = 8959,20\text{ kW} \quad (95)$$

5.2.7 Celkový tepelný výkon

= součet dílčích výkonů jednotlivých částí kotle

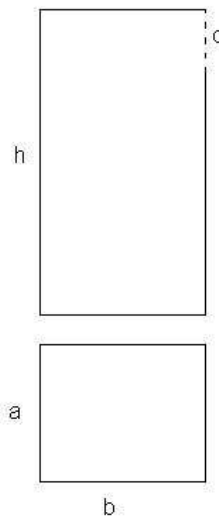
$$Q_c = Q_{pIII} + Q_{pII} + Q_{pI} + Q_{výp} + Q_{zt} + Q_{eko} = 3472,5 + 2694,66 + 2918,67 + 19860,96 + 469,56 + 8959,20 = 38375,55\text{ kW} \quad (96)$$

5.2.8 Přehled výhřevných ploch ze strany vody/páry

Tab. 10

| Výhřevná plocha | | Teplota | Tlak | Entalpie | Tepelný výkon |
|-----------------|-----|---------|-------|----------|---------------|
| | | [°C] | [MPa] | [kJ/kg] | [kW] |
| Economizér | in | 105 | 7 | 445,37 | 8959,2 |
| | out | 260,86 | 6,5 | 1138,93 | |
| Výparník | in | 280,86 | 6,5 | 1241,38 | 19861 |
| | out | 280,86 | 6,5 | 2778,88 | |
| Závěsné trubky | in | 280,86 | 6,5 | 2778,88 | 469,56 |
| | out | 287,86 | 6,45 | 2815,23 | |
| Přehřívák I | in | 287,86 | 6,45 | 2815,23 | 2918,67 |
| | out | 351,79 | 6,3 | 3041,17 | |
| Přehřívák II | in | 317,27 | 6,3 | 2934,13 | 2694,66 |
| | out | 384,2 | 6,15 | 3134,13 | |
| Přehřívák III | in | 354,73 | 6,15 | 3053,47 | 3472,5 |
| | out | 450 | 6 | 3303,47 | |

6. Výpočet I. tahu



Obr. 7 – Návrh a rozměry I. tahu

Rozměry I. tahu:

Přední strana: $a = 4,14\text{m}$

Boční strana: $b = 5,49\text{m}$

Výška: $h = 15,5\text{m}$

Teplota v ohništi:

$t_1 = 1443,8\text{ }^\circ\text{C}$

Teplota na konci I. tahu:

$t_2 = 850,5\text{ }^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1443,8 + 850,5}{2} = 1147,15\text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow 1420,3\text{K} \quad (97)$$

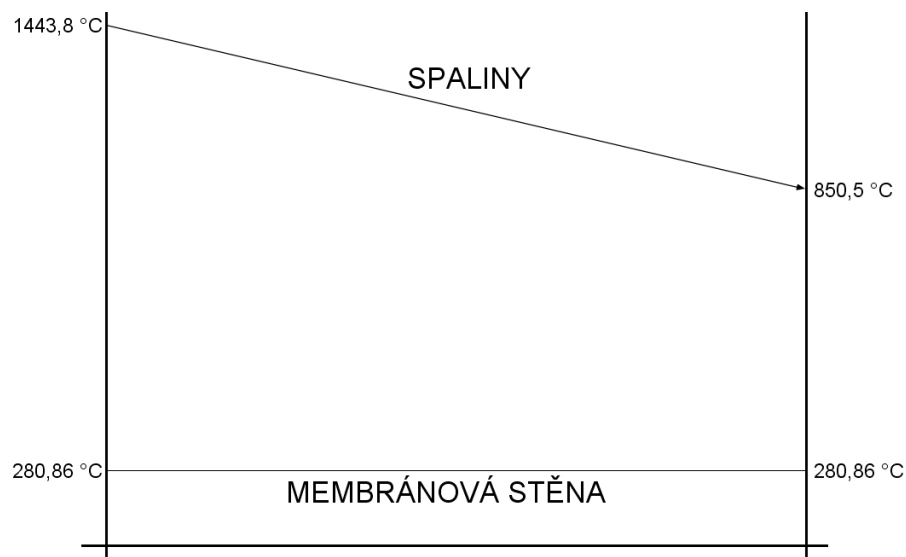
Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{a \cdot b} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{4,14 \cdot 5,49} \cdot \frac{273,15 + 1147,15}{273,15} = 3,96\text{m/s} \quad (98)$$

Teplu předané výparníku:

$$Q = \Delta I_{sp} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 1128,68 \cdot 5,0126 \cdot 3,455 = 19547,08\text{kW} \quad (99)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp1443,8} - I_{sp850,5} = 2506,7 - 1378,02 = 1128,68 \text{ kJ} / \text{m}^3 \text{ viz Tab. 6} \quad (100)$$

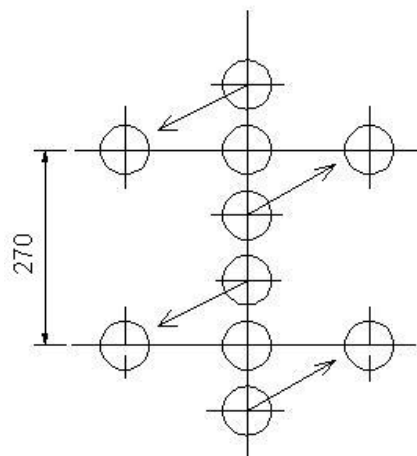


Obr. 8 – Tepelné schéma I. tahu

7. Výpočet mříže

Mříž tvoří přechod mezi prvním a druhým tahem. Je tvořena vyhnutím trubek v horní části zadní stěny prvního tahu. Vyhnutí trubek je provedeno tak, že po výšce mříže jsou trubky membránové stěny bez praporku a jsou ve směru toku spalin navzájem přesazené. Přesazení tvoří svazek tří trubek za sebou o rozteči $s_2 = 100\text{mm}_{ve}$ směru proudění spalin. V příčném směru je rozteč $s_1 = 270\text{mm}$.

Při konstrukčním výpočtu mříže je prvním úkolem určení výšky rozvolnění mříže. Vypočtu ho na základě rychlosti proudění spalin (dle konzultací budu uvažovat 10m/s). Následně si vypočítám teplotu spalin za mříží, tzn. provedu nástřel teploty a pomocí tepelného výpočtu ji budu kontrolovat a upravovat dokud se zvolená teplota od vypočtené nebude příliš lišit.



Obr. 9 – Návrh a rozměry mříže

7.1 Konstrukční výpočet

Vstupní teplota spalin:

$$t_1 = 850,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota spalin:

$$t_2 = 832 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{850,5 + 832}{2} = 841,25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (101)$$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = 10 \text{ m/s}$$

Počet trubek v jedné řadě:

$$z_1 = 14$$

Počet řad:

$$z_2 = 3$$

Průměr trubek membránové stěny:

$$d = 0,0603m$$

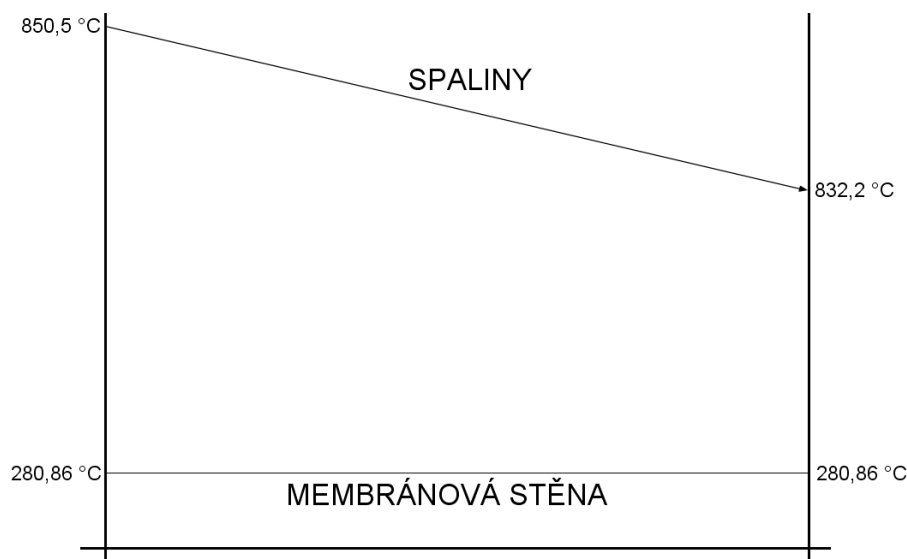
Výška rozvolnění:

$$c = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{10 \cdot (4,14 - 14 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{273,15 + 841,25}{273,15} = 2,144m \quad (102)$$

=> volím $c = 2,2m$

Přepočet rychlosti spalin:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{c \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{2,2 \cdot (4,14 - 14 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{273,15 + 841,25}{273,15} = 9,74m/s \quad (103)$$



Obr. 10 – Tepelné schéma mřížže

7.2 Tepelný výpočet

7.2.1 Součinitel přestupu tepla

7.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí kolem hladkých trubek

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = \quad (104)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,9707 \cdot 0,9225 \cdot \frac{0,100016}{0,0603} \cdot \left(\frac{9,74 \cdot 0,0603}{141,72 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6268^{0,33} = 57,18 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Oprava na uspořádání svazku c_s :

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,658}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,9707 \quad (105)$$

Poměrná příčná rozteč: $\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{270}{60,3} = 4,478 \quad \Rightarrow$ dle [1] se dosazuje 3 (106)

Poměrná podélná rozteč: $\sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{100}{60,3} = 1,658$ (107)

Oprava na počet podélných řad c_z :

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (108)$$

Pro střední teplotu proudu odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 141,72 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ **Součinitel tepelné vodivosti:** $\lambda = 100,016 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$ **Prandtlovo číslo:** $\text{Pr} = 0,6268$ **7.2.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny**

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,209 \cdot 1114,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{634,01}{1114,4} \right)^4}{1 - \frac{634,01}{1114,4}}$$

$$\alpha_s = 30,82 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (109)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = t_{s,yt} + \Delta t + 273,15 = 280,858 + 80 + 273,15 = 634,01 \text{ K} \quad (110)$$

 Δt - hodnota volená pro mříž na výstupu z ohniště [1]

Střední teplota spalin T:

$$T = t_{stř} + 273,15 = 841,25 + 273,15 = 1114,4K \quad (111)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} : 0,80 dle[1]

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(5,095 \cdot 0,10,459)} = 0,209 \quad (112)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 16,238 \cdot 0,3138 = 5,095 \text{ _1/ mMPa} \quad (113)$$

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

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

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,459}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1114,4}{1000} \right) = 16,238 \text{ _1/ mMPa} \quad (114)$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (115)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek s :

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4 \cdot 270 \cdot 100}{\pi \cdot 0,0603^2} - 1 \right) = 0,459m \quad (116)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k \cdot \alpha_s = 57,18 + 30,82 = 88W / m^2 K \quad (117)$$

7.2.2 Součinitel prostupu tepla

pro výparníkové plochy použijí vztah:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{88}{1 + 0,006 \cdot 88} = 57,59W / m^2 K \quad (118)$$

ε - součinitel zanesení výhřevné plochy (volím 0,006)

Teplo odebrané spalinám mříží Q :

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 57,59 \cdot 17,5 \cdot 560,34 \cdot 10^{-3} = 564,72 \text{ kW} \quad (119)$$

Teplosměnná plocha mříže S :

$$S = \pi \cdot d \cdot c \cdot z_1 \cdot z_2 = \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,2 \cdot 14 \cdot 3 = 17,5 \text{ m}^2 \quad (120)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{569,64 - 551,14}{\ln \frac{569,64}{551,14}} = 560,34^\circ \text{C} \quad (121)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{syř}} = 850,5 - 280,858 = 569,64^\circ \text{C} \quad (122)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{syř}} = 832 - 280,858 = 551,14^\circ \text{C} \quad (123)$$

7.2.3 Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže**Teplo vstupních spalin:**

$$Q_{s \text{ p}1} = I_{sp850,5} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 1378,02 \cdot 5,0126 \cdot 3,455 = 23865,29 \text{ kW} \quad (124)$$

$I_{sp850,5}$ - entalpie vstupních spalin do mříže viz Tab. 6

Teplo spalin na výstupu:

$$Q_{s \text{ p}2} = Q_{s \text{ p}1} - Q = 23865,29 - 564,72 = 23300,57 \text{ kW} \quad (125)$$

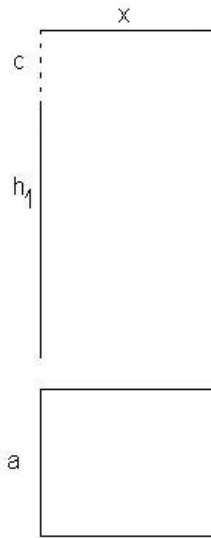
Entalpie výstupních spalin:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{s \text{ p}2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{23300,57}{5,0126 \cdot 3,455} = 1345,41 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (126)$$

Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 832,22^\circ \text{C}$, liší se od předpokládané teploty o $0,22^\circ \text{C}$, což je přijatelné.

8. Výpočet II. tahu

Jedná se o tahu, který je prázdný, neobsahuje žádné svazky ani závěsné trubky. Je tvořen pouze membránovou stěnou, která tvoří část výparníku.



Obr. 11 – Návrh a rozměry II. tahu

8.1 Konstrukční výpočet

Rozměry 1. části II. tahu:

Přední strana: $a = 4,14\text{m}$

Boční strana: $x = 2,07\text{m}$

Výška: $h_1 = 9,0\text{m}$

Délka mříže: $c = 2,2\text{m}$

Vstupní teplota spalin:

$$t_1 = 832^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota spalin:

$$t_2 = 726^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{832 + 726}{2} = 779^\circ\text{C} \quad (127)$$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = 8m/s \text{ volím}$$

Plošný průřez II. tahu:

$$S_{II\text{tah}} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{stř.}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{8} \cdot \frac{273,15 + 779}{273,15} = 8,34m^2 \quad (128)$$

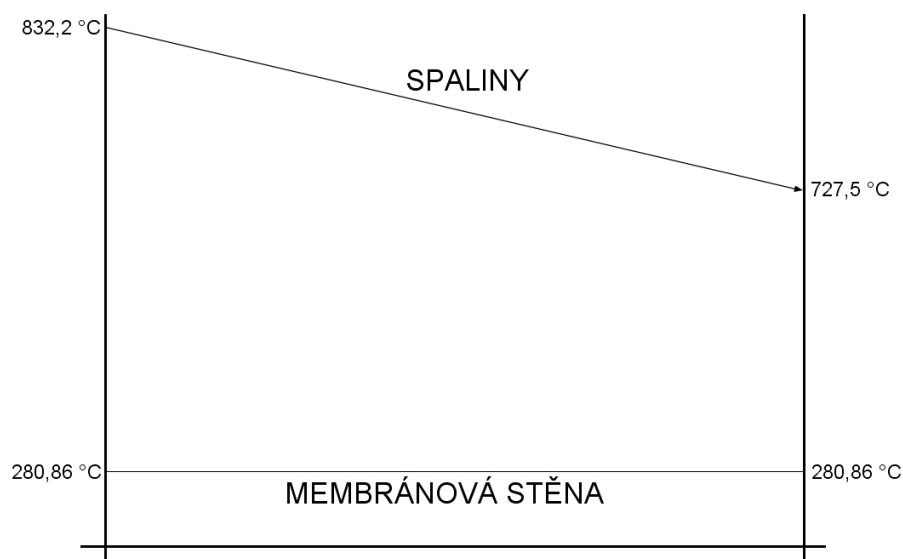
$$\Rightarrow \text{boční rozměr } x = \frac{S_{II\text{tah}}}{a} = \frac{8,34}{4,14} = 2,01m \Rightarrow \text{volím } \mathbf{2,07m} \quad (129)$$

Přepočít rychlosti spalin:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{a \cdot x} \cdot \frac{273,15 + t_{stř.}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{4,14 \cdot 2,07} \cdot \frac{273,15 + 779}{273,15} = 7,78m/s \quad (130)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot x = 4,14 \cdot 2,07 = 8,5698m^2 \quad (131)$$



Obr. 12 – Tepelné schéma II. tahu

8.2 Tepelný výpočet

8.2.1 Součinitel přestupu tepla

8.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{0,095184}{2,76} \cdot \left(\frac{7,78 \cdot 2,76}{130,59 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6321^{0,4}$$

$$\alpha_k = 8,85 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$
(132)

Pro střední teplotu proudu odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 130,59 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 95,184 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$

Prandtlovo číslo: $\text{Pr} = 0,6321$

Ekvivalentní průměr spalin d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O_k} = \frac{4 \cdot 8,5698}{12,42} = 2,76 \text{ m}$$
(133)

Obvod kanálu O_k :

$$O_k = 2(a + x) = 2(4,14 + 2,07) = 12,42 \text{ m}$$
(134)

8.2.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3997 \cdot 1052,15^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{554,09}{1052,15} \right)^4}{1 - \frac{554,09}{1052,15}}$$

$$\alpha_s = 46,57 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$
(135)

Střední teplota spalin T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 779 + 273,15 = 1052,15 \text{ K}$$
(136)

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = (t_{syt} + \varepsilon \cdot q) + 273,15 = (280,858 + 0,0035 \cdot 23150) + 273,15 = 554,09 \text{ K}$$
(137)

ε - součinitel zanesení membránové stěny (volím 0,0035)

Měrné zatížení II. tahu q :

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} = \frac{3207,58}{138,57} = 23,15 \text{ kW} / \text{m}^2$$
(138)

Povrch teplosměnných ploch II. tahu F_{st} :

$$F_{st} = a \cdot x + (h_1 + c) \cdot x \cdot 2 + (h_1 + c) \cdot a + h_1 \cdot a$$

$$F_{st} = 4,14 \cdot 2,07 + (9 + 2,2) \cdot 2,07 \cdot 2 + (9 + 2,2) \cdot 4,14 + 9 \cdot 4,14 = 138,57m^2 \quad (139)$$

Předběžné určení tepla, které odevzdají spaliny výparníku v II. tahu:

$$Q_1 = \Delta I_{sp} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 185,21 \cdot 5,0126 \cdot 3,455 = 3207,58kW \quad (140)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp832} - I_{sp727} = 1345,41 - 1160,20 = 185,21kJ / m^3 \quad (141)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(2,30731 \cdot 0,1 \cdot 2,212)} = 0,3997 \quad (142)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,3526 \cdot 0,3138 = 2,3073 \text{ _1 / mMPa} \quad (143)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

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

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 2,212}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1052,15}{1000} \right) = 7,3526 \text{ _1 / mMPa} \quad (144)$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (145)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy s :

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{x \cdot a \cdot (c + h_1)}{2 \cdot x \cdot a + 2 \cdot x \cdot (c + h_1) + 2 \cdot a \cdot (c + h_1)} =$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{2,07 \cdot 4,14 \cdot (2,2 + 9)}{2 \cdot 2,07 \cdot 4,14 + 2 \cdot 2,07 \cdot (2,2 + 9) + 2 \cdot 4,14 \cdot (2,2 + 9)} = 2,212m \quad (146)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 8,85 + 46,57 = 55,42 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (147)$$

8.2.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{55,42}{1 + 0,0035 \cdot 55,42} = 46,42 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (148)$$

Teplo, které skutečně odeberou membránové stěny Q :

$$Q = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 46,42 \cdot 138,57 \cdot 496,35 \cdot 10^{-3} = 3192,73 \text{ kW} \quad (149)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{551,342 - 445,142}{\ln \frac{551,342}{445,142}} = 496,35^\circ \text{C} \quad (150)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 832,2 - 280,858 = 551,342^\circ \text{C} \quad (151)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 726 - 280,858 = 445,142^\circ \text{C} \quad (152)$$

8.2.3 Přepočítání teploty spalin na výstupu z II. tahu

Teplo spalin na výstupu:

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q = 23300,57 - 3192,73 = 20107,84 \text{ kW} \quad (153)$$

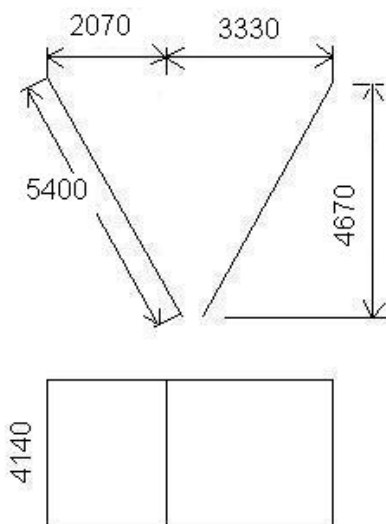
Entalpie výstupních spalin:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{20107,84}{5,0126 \cdot 3,455} = 1161,06 \text{ kJ / m}^3 \quad (154)$$

Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 727,50^\circ \text{C}$, liší se od předpokládané teploty o $1,5^\circ \text{C}$, což je přijatelné.

9. Výpočet výsyvky

Výsyпка je tvořena pouze membránovou stěnou, která tvoří část výparníku. Slouží k částečnému odebrání popílku obsaženého ve spalinách.



Obr. 13– Návrh a rozměry výsyvky

9.1 Konstrukční výpočet

Rozměry výsyvky

| | |
|-------------------------|--|
| Přední strana: | $a = 4,14\text{m}$ |
| Hloubka II. tahu: | $x = 2,07\text{m}$ |
| Délka šikmé stěny | $e = 5,40\text{m}$ |
| Hloubka III. tahu: | $g = 3,33\text{m}$ (viz. kapitola 10.1) |
| Výška výsyvky: | $i = 4,67\text{m}$ (z rovnostranného trojúhelníku) |
| Nejužší rozměr výsyvky: | $j = 1,79\text{m}$ (z pravoúhlého trojúhelníku) |

Vstupní teplota spalin:

$$t_1 = 727,5^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota spalin:

$$t_2 = 682^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

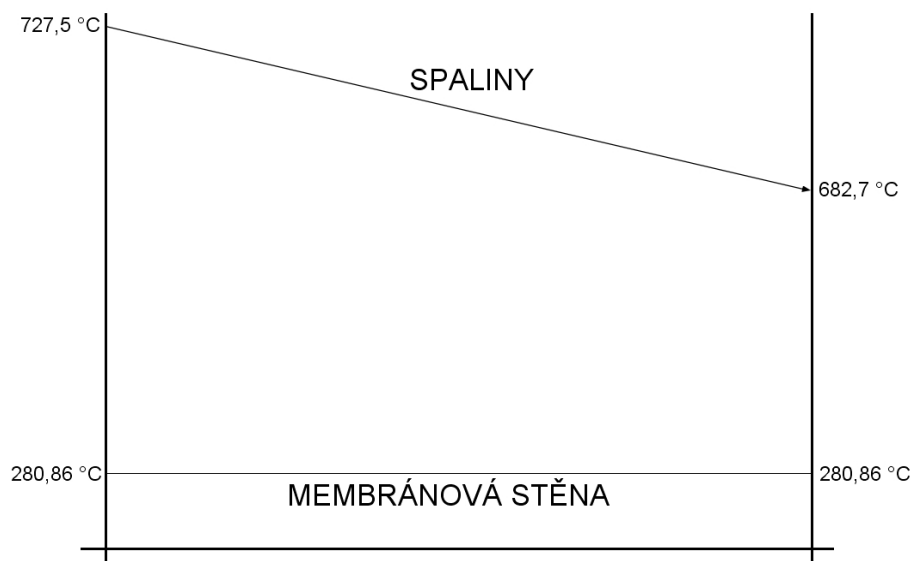
$$t_{str} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{727,5 + 682}{2} = 704,75^\circ\text{C} \quad (155)$$

Plošný rozměr nejužší části výsypky:

$$S_{vys} = a \cdot j = 4,14 \cdot 1,79 = 7,4106m^2 \quad (156)$$

Rychlost spalin:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{a \cdot j} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{4,14 \cdot 1,79} \cdot \frac{273,15 + 704,75}{273,15} = 8,37m/s \quad (157)$$



Obr. 14 – Tepelné schéma výsypky

9.2 Tepelný výpočet

9.2.1 Součinitel přestupu tepla

9.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{0,088056}{2,499} \cdot \left(\frac{8,37 \cdot 2,499}{114,998 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6395^{0,4}$$

$$\alpha_k = 9,84W / m^2 K \quad (158)$$

Pro střední teplotu proudu odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 114,998 \cdot 10^{-6} m^2 / s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 88,056 \cdot 10^{-3} W / mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 0,6395$

Ekvivalentní průměr spalín d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O_k} = \frac{4 \cdot 7,4106}{11,86} = 2,499m \quad (159)$$

Obvod kanálu O_k :

$$O_k = 2(a + j) = 2(4,14 + 1,79) = 11,86m$$

9.2.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4015 \cdot 977,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{622,54}{977,9}\right)^4}{1 - \frac{622,54}{977,9}}$$

$$\alpha_s = 44,30W / m^2 K \quad (160)$$

Střední teplota spalín T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 704,75 + 273,15 = 977,9K \quad (161)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = (t_{syt} + \varepsilon \cdot q) + 273,15 = (280,858 + 0,0035 \cdot 19580) + 273,15 = 622,54K \quad (162)$$

ε - součinitel zanesení membránové stěny (volím 0,0035)

Měrné zatížení výsypky q :

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} = \frac{1369,03}{69,93} = 19,58kW / m^2 \quad (163)$$

Povrch teplosměnných ploch výsypky F_{st} :

$$F_{st} = \frac{(x + g) \cdot i}{2} \cdot 2 + e \cdot a \cdot 2 = \frac{(2,07 + 3,33) \cdot 4,67}{2} \cdot 2 + 5,40 \cdot 4,14 \cdot 2 = 69,93m^2 \quad (164)$$

Předběžné určení tepla, které odevzdají spaliny výparníku ve výsypce:

$$Q_1 = \Delta I_{sp} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 79,05 \cdot 5,0126 \cdot 3,455 = 1369,03kW \quad (165)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp727,5} - I_{sp682} = 1161,06 - 1082,01 = 79,05kJ / m^3 \quad (166)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(2,5213 \cdot 0,1 \cdot 2,036)} = 0,4015 \quad (167)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,0349 \cdot 0,3138 = 2,5213 \text{ } _1 / mMPa \quad (168)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (169)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 2,036}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{977,9}{1000} \right) = 8,0349 \text{ } _1 / mMPa$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (170)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy s :

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{\frac{e \cdot i}{2} \cdot a}{\frac{e \cdot i}{2} \cdot 2 + e \cdot a \cdot 3} = 3,6 \cdot \frac{\frac{5,40 \cdot 4,67}{2} \cdot 4,14}{\frac{5,40 \cdot 4,67}{2} \cdot 2 + 5,40 \cdot 4,14 \cdot 3} = 2,036m \quad (171)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 9,84 + 44,30 = 54,14W / m^2 K \quad (172)$$

9.2.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{54,14}{1 + 0,0035 \cdot 54,14} = 45,52W / m^2 K \quad (173)$$

Teplo, které skutečně odeberou membránové stěny Q :

$$Q = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 45,52 \cdot 69,93 \cdot 423,48 \cdot 10^{-3} = 1348,04kW \quad (174)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{446,642 - 401,142}{\ln \frac{446,642}{401,142}} = 423,48^\circ\text{C} \quad (175)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{sy}} = 727,5 - 280,858 = 446,642^\circ\text{C} \quad (176)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{sy}} = 682 - 280,858 = 401,142^\circ\text{C} \quad (177)$$

9.2.3 Přepočítání teploty spalin na výstupu z výsyvky

Teplo spalin na výstupu:

$$Q_{s\ p2\ \text{výs}} = Q_{sp1} - Q = 20107,84 - 1348,04 = 18759,8\text{kW} \quad (178)$$

Entalpie výstupních spalin:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{s\ p2}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{18759,8}{5,0126 \cdot 3,455} = 1083,22\text{kJ} / \text{m}^3 \quad (179)$$

Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 682,7^\circ\text{C}$, liší se od předpokládané teploty o $0,7^\circ\text{C}$, což je přijatelné.

10. Výpočet III. a IV. tahu

III. tah = jedná se o tah, který je tvořen membránovou stěnou, která tvoří část výparníku, závěsnými trubkami a svazky přehříváků. IV. tah je proveden jako plechový kanál.

10.1 Výpočet hloubky III. tahu

Nejprve si určí hloubku III. tahu, která je nutná k výpočtu přehříváků. Počítat ji budu pro přehřívák PII a rychlost spalin se budu snažit udržet pod 6 m/s.

Entalpie spalin za PIII:

$$I_{spPIIIout} = \frac{Q_{sp2vys} - Q_{PIII}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{18759,8 - 3472,5}{5,0126 \cdot 3,455} = 882,71 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (180)$$

=> teplota spalin $t_{spPIIIout} = 564,95^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin v PIII:

$$t_{stř} = \frac{t_{1PIII} + t_{2PIII}}{2} = \frac{682,7 + 564,95}{2} = 623,83^\circ\text{C} \quad (181)$$

Entalpie spalin za PII:

$$I_{spPIIout} = \frac{Q_{sp2vys} - Q_{PIII} - Q_{PII}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{18759,8 - 3472,5 - 2694,66}{5,0126 \cdot 3,455} = 727,12 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (182)$$

=> teplota spalin $t_{spPIIout} = 471,0^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin v PII:

$$t_{stř} = \frac{t_{1PII} + t_{2PII}}{2} = \frac{564,95 + 471}{2} = 517,98^\circ\text{C} \quad (183)$$

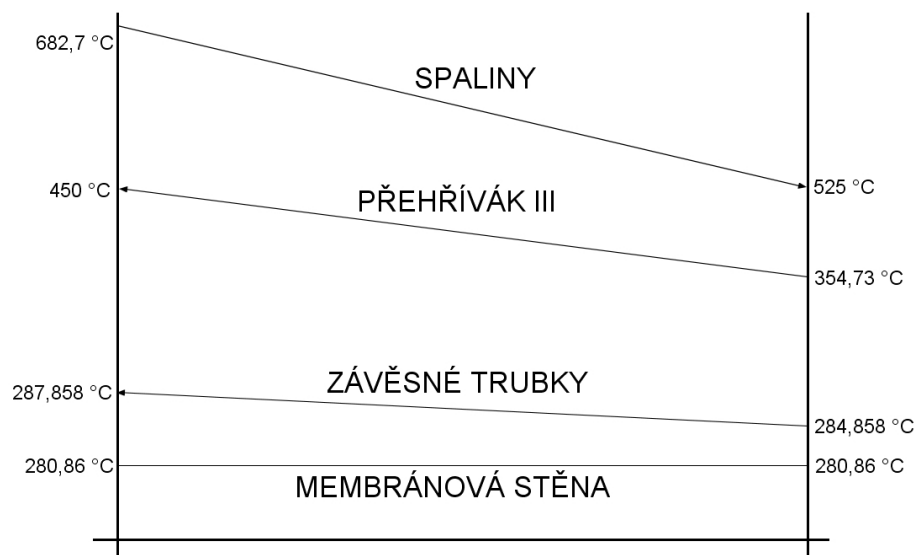
Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{5} \cdot \frac{273,15 + 517,98}{273,15} = 10,032 \text{ m}^2 \quad (184)$$

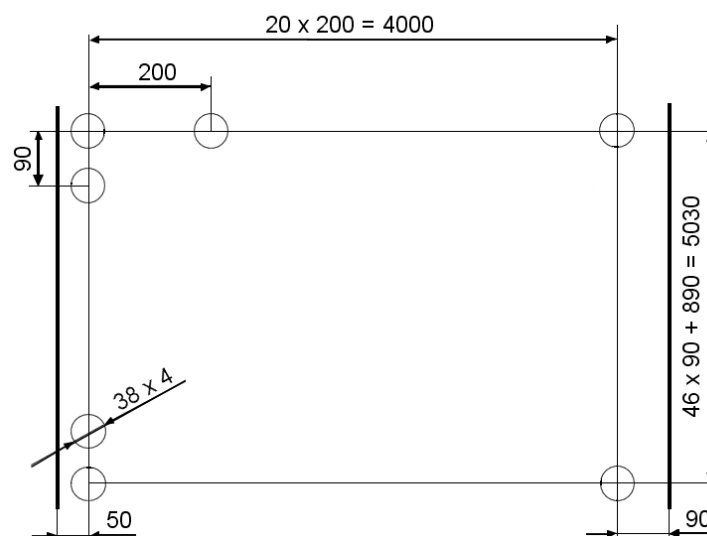
Hloubka III. Tahu:

$$g = \frac{F_{sp}}{\left(a - n_{trPII} \cdot d_{tr} - 42 \cdot \pi \frac{d_{zt}^2}{4} \right)} = \frac{10,032}{\left(4,14 - 21 \cdot 0,038 - 42 \cdot \pi \frac{0,038^2}{4} \right)} = 3,05m \quad (185)$$

=> volím hloubku III. tahu $g = 3,33m$

10.2 Výpočet 1. části III. tahu

Obr. 15 – Tepelné schéma 1. části III. tahu



Obr. 16 – Schéma konstrukčního návrhu PIII

10.2.1 Přehřívák III

Přehřívák III je tvořen dvojhadem, v jedné řadě je 42 trubek (2x21), řad je 24. Trubky jsou hladké.

Tab. 11 - rozměry trubek

| | | | |
|------------------------------|-----------------------|-----|----|
| vnější průměr trubky | d | 38 | mm |
| tloušťka stěny trubky | t | 4 | mm |
| podélná rozteč trubek | s₁ | 200 | mm |
| příčná rozteč trubek | s₂ | 90 | mm |
| počet trubek v 1 řadě | n_{tr} | 21 | - |
| počet řad | n_r | 24 | - |

Tab. 12 - parametry páry

| | | | |
|-------------------------------|-----------------------|---------|--------------------|
| Teplota na vstupu | t₁ | 354,73 | °C |
| Teplota na výstupu | t₂ | 450 | °C |
| Tlak na vstupu | p₁ | 6,15 | MPa |
| Tlak na výstupu | p₂ | 6 | MPa |
| Měrný objem na vstupu | v₁ | 0,04157 | m ³ /kg |
| Měrný objem na výstupu | v₂ | 0,05217 | m ³ /kg |
| Průtočné množství páry | M_{pp} | 13,89 | kg/s |

Střední teplota páry:

$$t_{p, stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{450 + 354,73}{2} = 402,37^\circ\text{C} \quad (186)$$

Tab. 13 - parametry spalin

| | | | |
|----------------------------|------------------------|---------|-------------------|
| Teplota na vstupu | t_{sp1} | 682,7 | °C |
| Teplota na výstupu | t_{sp2} | 525 | °C |
| Entalpie na vstupu | I_{sp1} | 1083,22 | kJ/m ³ |
| Entalpie na výstupu | I_{sp2} | 816,26 | kJ/m ³ |

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{682,7 + 525}{2} = 603,85^\circ\text{C} \quad (187)$$

Předpokládaná (výrobní) teplosměnná plocha PIII:

$$S = \pi \cdot d \cdot g \cdot n_{tr} \cdot n_h \cdot n_f = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,33 \cdot 21 \cdot 2 \cdot 24 = 400,72m^2 \quad (188)$$

10.2.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**Průtočný průřez pro páru:**

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot 2 = \frac{\pi \cdot (0,038 - 0,008)^2}{4} \cdot 21 \cdot 2 = 0,02968m^2 \quad (189)$$

d_v - vnitřní průměr trubky [mm]

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v}{F_p} = \frac{13,89 \cdot 0,04687}{0,02968} = 21,93m/s \quad (190)$$

v - střední měrný objem [m^3/kg]

Pro střední teplotu páry odečtu hodnoty z [2]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 1,15 \cdot 10^{-6} m^2/s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 0,06169W/mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 1,0176$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,06169}{0,03} \cdot \left(\frac{21,93 \cdot 0,03}{1,15 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0176^{0,4} \quad (191)$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 1922,46W/m^2K$$

10.2.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

pro příčné obtékání trubek, které jsou uspořádány za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = \quad (192)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,078658}{0,038} \cdot \left(\frac{5,02 \cdot 0,038}{95,824 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6496^{0,33} = 50,06W/m^2K$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = g \cdot (a - n_{tr} \cdot d_{tr}) - 42 \cdot \pi \frac{d_{st}^2}{4} = 3,33 \cdot (4,14 - 21 \cdot 0,038) - 42 \cdot \pi \frac{0,038^2}{4} = 11,0812m^2 \quad (193)$$

Rychlost spalín:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{11,0812} \cdot \frac{273,15 + 603,85}{273,15} = 5,02 \text{ m/s} \quad (194)$$

Oprava na uspořádání svazku c_s :

= závisí na poměrné příčné rozteči a poměrné podélné rozteči

$$\text{Poměrná příčná rozteč: } \sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{0,2}{0,038} = 5,26 \quad (195)$$

$$\text{Poměrná podélná rozteč: } \sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,37 \quad (196)$$

=> dle [1] pokud $\sigma_2 \geq 2$ potom $c_s = 1$

Oprava na počet podélných řad c_z :

=> dle [1] pokud počet řad je ≥ 10 potom $c_z = 1$

Pro střední teplotu proudu spalín odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 95,924 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 78,658 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$

Prandtlovo číslo: $\text{Pr} = 0,6496$

10.2.1.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2461 \cdot 877^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{732,02}{877}\right)^4}{1 - \frac{732,02}{877}}$$

$$\alpha_s = 26,51 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (197)$$

Střední teplota spalín T:

$$T = t_{stř} + 273,15 = 603,85 + 273,15 = 877 \text{ K} \quad (198)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = t_{p, stř} + 273,15 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q_{PIII}}{S} \cdot 10^3 = 402,37 + 273,15 + \left(0,006 + \frac{1}{1922,46}\right) \cdot \frac{3472,5}{400,72} \cdot 10^3$$

$$T_z = 732,02 \text{ K} \quad (199)$$

ε - součinitel zanesení PIII (volím 0,006)

Q_{PIII} - teplo potřebné pro PIII [kW]

$t_{p, stř}$ - stření teplota páry [°C]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(5,5502 \cdot 0,1 \cdot 0,509)} = 0,2461 \quad (200)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 17,6869 \cdot 0,3138 = 5,5502 \text{ } _1 / mMPa \quad (201)$$

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (202)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,509}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{877}{1000} \right) = 17,6869 \text{ } _1 / mMPa$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (203)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek s :

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,2 \cdot 0,09}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,509m \quad (204)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 50,06 + 26,51 = 76,57W / m^2 K \quad (205)$$

10.2.1.4 Součinitel prostupu tepla

pro spalování tuhých paliv a uspořádání svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 76,57}{1 + \frac{76,57}{1922,46}} = 44,18W / m^2 K \quad (206)$$

ψ - součinitel tepelné efektivity pro dřevo, dle [1] volím 0,6

Potřebná (ideální) teplosměnná plocha PIII:

$$S = \frac{Q_{PIII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{3472500}{44,18 \cdot 199,86} = 393,62 m^2 \quad (207)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{232,7 - 170,27}{\ln \frac{232,7}{170,27}} = 199,86^\circ C \quad (208)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 682,7 - 450 = 232,7^\circ C \quad (209)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_1 = 525 - 354,73 = 170,27^\circ C \quad (210)$$

Teplo, které skutečně odebere přehřívák PIII :

$$Q_{PIIIsk} = k \cdot S_{výr} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 44,18 \cdot 400,72 \cdot 199,86 \cdot 10^{-3} = 3538,28 kW \quad (211)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $400,72 m^2$, ta se liší od ideální potřebné teplosměnné plochy, která je $393,62 m^2$, o 1,77%.

Rozměr vstupní a výstupní komory:

$$S_{kom} = \frac{M_{pp} \cdot v}{w_p} \cdot 1,5 = \frac{13,89 \cdot 0,04687}{21,93} \cdot 1,5 = 0,0445 m^2 \quad (212)$$

Průměr komor:

$$D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0445}{\pi}} = 0,238 m \quad (213)$$

-> trubka TR 245x6,3 ČSN 42 5715.01

10.2.2 Membránová stěna

Výška membránové stěny 1. části III. tahu = výška svazku přehříváku III + vlez pro údržbu. $H_{III} = 46 \times 90 + 890 = 5030 \text{ mm}$

10.2.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{0,078658}{0,489} \cdot \left(\frac{5,02 \cdot 0,489}{95,924 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6496^{0,4}$$

$$\alpha_k = 9,42 W / m^2 K$$
(214)

Pro střední teplotu proudu spalín odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 95,924 \cdot 10^{-6} m^2 / s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 78,658 \cdot 10^{-3} W / mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 0,6496$

Ekvivalentní průměr spalín d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O_k} = \frac{4 \cdot 11,0812}{90,68} = 0,489 m$$
(215)

Obvod kanálu O_k :

$$O_k = 2(a + g) + n_{rr} \cdot (g + d) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt}$$

$$O_k = 2(4,14 + 3,33) + 21 \cdot (3,33 + 0,038) + 42 \cdot \pi \cdot 0,038 = 90,68 m$$
(216)

10.2.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2041 \cdot 877^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{770,20}{877} \right)^4}{1 - \frac{770,20}{877}}$$

$$\alpha_s = 23,50 W / m^2 K$$

(217)

Střední teplota spalín T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 603,85 + 273,15 = 877 K$$
(218)

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = (t_{syt} + \varepsilon \cdot q) + 273,15 = (280,858 + 0,0035 \cdot 61770) + 273,15 = 770,20 K$$
(219)

ε - součinitel zanesení membránové stěny (volím 0,0035)

Měrné zatížení 1. části III. tahu q :

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} = \frac{4623,36}{74,85} = 61,77 kW / m^2$$
(220)

Povrch teplosměnných ploch 1. části III. tahu F_{st} :

$$F_{st} = (a + g) \cdot H_{III} \cdot 2 = (4,14 + 3,33) \cdot 5,03 \cdot 2 = 74,85 m^2 \quad (221)$$

Předběžné teplo, které odevzdají spaliny membr. stěnám v 1. části III. tahu:

$$Q_1 = \Delta I_{sp} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 266,96 \cdot 5,0126 \cdot 3,455 = 4623,36 kW \quad (222)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp682,7} - I_{sp525} = 1083,22 - 816,26 = 266,96 kJ / m^3 \quad (223)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(6,9737 \cdot 0,1 \cdot 0,3273)} = 0,2041 \quad (224)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 22,2234 \cdot 0,3138 = 6,9737 \text{ } _1 / mMPa \quad (225)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

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

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,3273}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{877}{1000} \right) = 22,2234 \text{ } _1 / mMPa \quad (226)$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (227)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky tvořené hladkými trubkami s :

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{g} + \frac{1}{H_{III}} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{3,33} + \frac{1}{5,03} + \frac{1}{0,2}} = 0,3273 \quad (228)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 9,42 + 23,50 = 32,92 W / m^2 K \quad (229)$$

10.2.2.3 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{32,92}{1 + 0,0035 \cdot 32,92} = 29,52 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (230)$$

Teplo, které skutečně odeberou membránové stěny Q :

$$Q_{mem} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 29,52 \cdot 74,85 \cdot 316,47 \cdot 10^{-3} = 699,26 \text{ kW} \quad (231)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{401,842 - 244,142}{\ln \frac{401,842}{244,142}} = 316,47^\circ \text{C} \quad (232)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 682,7 - 280,858 = 401,842^\circ \text{C} \quad (233)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 525 - 280,858 = 244,142^\circ \text{C} \quad (234)$$

10.2.3 Závěsné trubky

Tab. 14 - rozměry trubek

| | | | |
|------------------------------|-----------------------|-----|----|
| vnější průměr trubky | d | 38 | mm |
| tloušťka stěny trubky | t | 6,3 | mm |
| počet trubek | n_{zt} | 42 | - |

Tab. 15 - parametry páry

| | | | |
|-------------------------------|-----------------------|---------|--------------------|
| Teplota na vstupu | t₁ | 284,858 | °C |
| Teplota na výstupu | t₂ | 287,858 | °C |
| Tlak na vstupu | p₁ | 6,5 | MPa |
| Tlak na výstupu | p₂ | 6,45 | MPa |
| Měrný objem na vstupu | v₁ | 0,03038 | m ³ /kg |
| Měrný objem na výstupu | v₂ | 0,03119 | m ³ /kg |
| Průtočné množství páry | M_{p2} | 12,9177 | kg/s |

Střední teplota páry:

$$t_{p, stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{284,858 + 287,858}{2} = 286,358^\circ \text{C} \quad (235)$$

10.2.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_{zt} = \frac{\pi \cdot (0,0254)^2}{4} \cdot 42 = 0,02128 m^2 \quad (236)$$

d_v - vnitřní průměr trubky [mm]

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v}{F_p} = \frac{12,9177 \cdot 0,030785}{0,02128} = 18,69 m/s \quad (237)$$

v - střední měrný objem [m^3/kg]

Pro střední teplotu páry odečtu hodnoty z [2]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 5,856 \cdot 10^{-7} m^2/s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 0,05995 W/mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 1,4614$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,05995}{0,0254} \cdot \left(\frac{18,69 \cdot 0,0254}{5,856 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,4614^{0,4}$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 3370,27 W/m^2 K \quad (238)$$

10.2.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

se u výpočtu závěsných trubek uvažuje stejný jako u svazku, který je na nich zavěšen.

$$\alpha_k = 50,06 W/m^2 K$$

10.2.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2461 \cdot 877^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,66}{877} \right)^4}{1 - \frac{587,66}{877}}$$

$$\alpha_s = 20,61 W/m^2 K \quad (239)$$

Střední teplota spalin T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 603,85 + 273,15 = 877 K$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

pro výhřevné plochy, kde nedochází k fázové přeměně

$$T_z = t_{zstř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 \quad (240)$$

$$T_z = 286,358 + \left(0,003 + \frac{1}{3370,27} \right) \cdot \frac{3,455 \cdot 62,33}{25,22} \cdot 10^3 + 273,15 = 587,66K$$

 ε - součinitel zanesení závěsných trubek (volím 0,003)**Předběžné teplo, které odevzdají spaliny záv. trubkám v 1. části III. tahu Q_1 :**

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{12,9177}{3,455} \cdot (2815,23 - 2798,56) = 62,33kW \quad (241)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek S :

$$S = \pi \cdot d \cdot n_{zt} \cdot H_{III} = \pi \cdot 0,038 \cdot 42 \cdot 5,03 = 25,22m^2 \quad (242)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} : $a_{st} = 0,80$ dle[1]**Stupeň černosti ohniště a :**

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(5,5502 \cdot 0,1 \cdot 0,509)} = 0,2461 \quad (243)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 17,6869 \cdot 0,3138 = 5,5502 _1/mMPa \quad (244)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (245)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,509}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{877}{1000} \right) = 17,6869 _1/mMPa$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (246)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek s :
volí se stejná jako u svazku, který je závěsných trubkách zavěšen.

$$s = 0,509\text{m}$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 50,06 + 20,61 = 70,67\text{W} / \text{m}^2 \text{K} \quad (247)$$

10.2.3.4 Součinitel prostupu tepla

pro svazky uspořádané za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 70,67 = 42,402\text{W} / \text{m}^2 \text{K} \quad (248)$$

ψ - součinitel tepelné efektivity pro dřevo, dle [1] volím 0,6

Teplo, které skutečně odeberou závěsné trubky Q :

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 42,402 \cdot 25,22 \cdot 311,11 \cdot 10^{-3} = 332,69\text{kW} \quad (249)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{394,842 - 240,142}{\ln \frac{394,842}{240,142}} = 311,11^\circ\text{C} \quad (250)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 682,7 - 287,858 = 394,842^\circ\text{C} \quad (251)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_1 = 525 - 284,858 = 240,142^\circ\text{C} \quad (252)$$

10.2.4 Přepočítání teploty spalin na výstupu z 1. části III. tahu

Teplo spalin na výstupu:

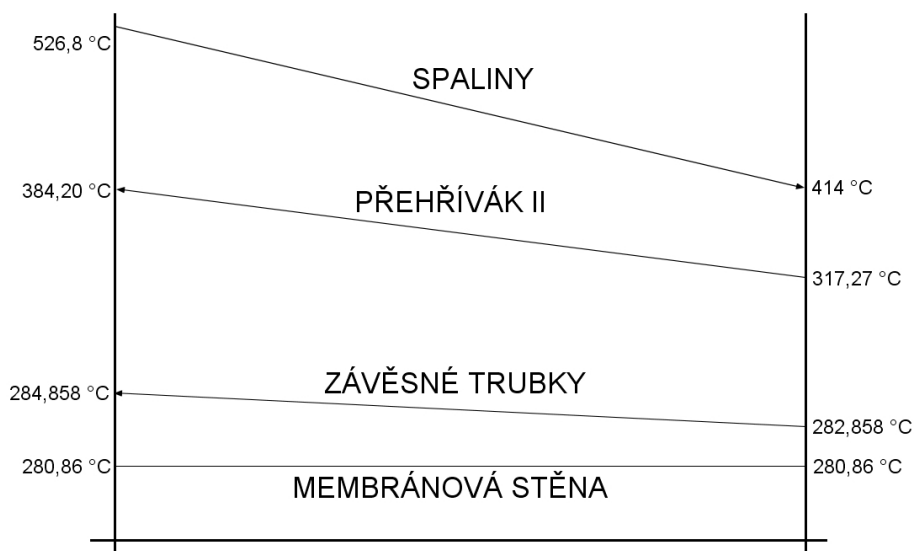
$$Q_{vysPIII} = Q_{sp2vys} - Q_{PIIIsk} - Q_{mem} - Q_{zt} = 18759,8 - 3538,28 - 699,26 - 332,69 = 14189,57\text{kW} \quad (253)$$

Entalpie výstupních spalin:

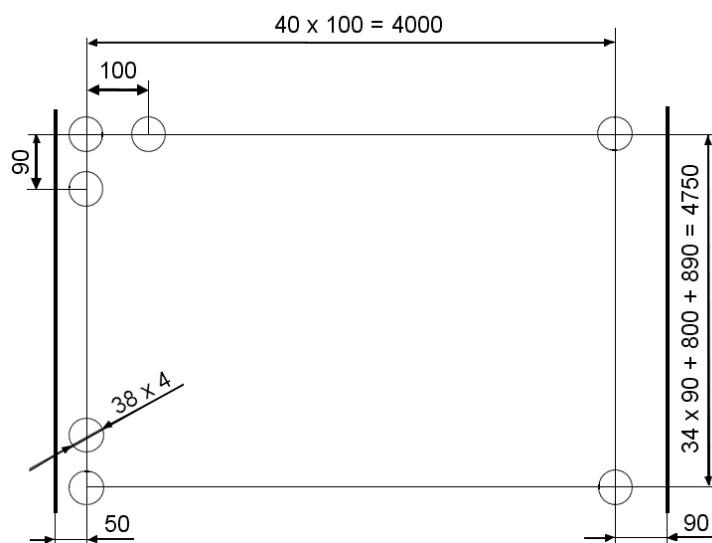
$$I_{sp2} = \frac{Q_{vysPIII}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{14189,57}{5,0126 \cdot 3,455} = 819,33\text{kJ} / \text{m}^3 \quad (254)$$

Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 526,8^\circ\text{C}$, liší se od předpokládané teploty o $1,8^\circ\text{C}$, což je přijatelné.

10.3 Výpočet 2. části III. tahu



Obr. 17 – Tepelné schéma 2. části III. tahu



Obr. 18 – Schéma konstrukčního návrhu PII

10.3.1 Přehřívák II

Přehřívák II je tvořen jednohadem, v jedné řadě je 41 trubek, řad je 36. Trubky jsou hladké.

Tab. 16 - rozměry trubek

| | | | |
|------------------------------|-----------------------|-----|----|
| vnější průměr trubky | d | 38 | mm |
| tloušťka stěny trubky | t | 4 | mm |
| podélná rozteč trubek | s₁ | 100 | mm |
| příčná rozteč trubek | s₂ | 90 | mm |
| počet trubek v 1 řadě | n_{tr} | 41 | - |
| počet řad | n_r | 36 | - |

Tab. 17 - parametry páry

| | | | |
|-------------------------------|-----------------------|---------|--------------------|
| Teplota na vstupu | t₁ | 317,27 | °C |
| Teplota na výstupu | t₂ | 384,2 | °C |
| Tlak na vstupu | p₁ | 6,3 | MPa |
| Tlak na výstupu | p₂ | 6,15 | MPa |
| Měrný objem na vstupu | v₁ | 0,0362 | m ³ /kg |
| Měrný objem na výstupu | v₂ | 0,0446 | m ³ /kg |
| Průtočné množství páry | M_{pp} | 13,4733 | kg/s |

Střední teplota páry:

$$t_{p, stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{384,2 + 317,27}{2} = 350,735^\circ\text{C} \quad (255)$$

Tab. 18 - parametry spalin

| | | | |
|----------------------------|------------------------|--------|-------------------|
| Teplota na vstupu | t_{sp1} | 526,8 | °C |
| Teplota na výstupu | t_{sp2} | 414 | °C |
| Entalpie na vstupu | I_{sp1} | 819,33 | kJ/m ³ |
| Entalpie na výstupu | I_{sp2} | 633,69 | kJ/m ³ |

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{526,8 + 414}{2} = 470,4^\circ\text{C} \quad (256)$$

Předpokládaná (výrobní) teplosměnná plocha PII:

$$S = \pi \cdot d \cdot g \cdot n_{tr} \cdot n_h \cdot n_r = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,33 \cdot 41 \cdot 36 = 586,77\text{m}^2 \quad (257)$$

10.3.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot (0,038 - 0,008)^2}{4} \cdot 41 = 0,02898 m^2 \quad (258)$$

d_v - vnitřní průměr trubky [mm]

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v}{F_p} = \frac{13,4733 \cdot 0,0404}{0,02898} = 18,78 m/s \quad (259)$$

v - střední měrný objem [m^3/kg]

Pro střední teplotu páry odečtu hodnoty z [2]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 0,8979 \cdot 10^{-6} m^2/s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 0,05832 W/mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 1,0965$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,05832}{0,03} \cdot \left(\frac{18,78 \cdot 0,03}{0,8979 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0965^{0,4}$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 2016,20 W/m^2K \quad (260)$$

10.3.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

pro příčné obtékání trubek, které jsou uspořádány za sebou

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

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,066147}{0,038} \cdot \left(\frac{5,51 \cdot 0,038}{72,246 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6630^{0,33} = 54,10 W/m^2K \quad (261)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = g \cdot (a - n_{tr} \cdot d_{tr}) - 42 \cdot \pi \frac{d_{st}^2}{4} = 3,33 \cdot (4,14 - 41 \cdot 0,038) - 42 \cdot \pi \frac{0,038^2}{4} = 8,5504 m^2 \quad (262)$$

Rychlost spalin:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{8,5504} \cdot \frac{273,15 + 470,4}{273,15} = 5,51 \text{ m/s} \quad (263)$$

Oprava na uspořádání svazku c_s :

= závisí na poměrné příčné rozteči a poměrné podélné rozteči

$$\text{Poměrná příčná rozteč: } \sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (264)$$

$$\text{Poměrná podélná rozteč: } \sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,37 \quad (265)$$

=> dle [1] pokud $\sigma_2 \geq 2$ potom $c_s = 1$

Oprava na počet podélných řad c_z :

=> dle [1] pokud počet řad je ≥ 10 potom $c_z = 1$

Pro střední teplotu proudu spalin odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 72,246 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 66,147 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$

Prandtlovo číslo: $\text{Pr} = 0,6630$

10.3.1.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1889 \cdot 743,55^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{639,94}{743,55}\right)^4}{1 - \frac{639,94}{743,55}}$$

$$\alpha_s = 12,90 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (266)$$

Střední teplota spalin T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 470,4 + 273,15 = 743,55 \text{ K} \quad (267)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = t_{p,stř} + 273,15 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q_{PII}}{S} \cdot 10^3 = 350,735 + 273,15 + \left(0,003 + \frac{1}{2016,20}\right) \cdot \frac{2694,66}{586,77} \cdot 10^3$$

$$T_z = 639,94 \text{ K} \quad (268)$$

ε - součinitel zanesení PII (volím 0,003)

Q_{PII} - teplo potřebné pro PII [kW]

$t_{p, stř}$ - střední teplota páry [°C]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(8,8341 \cdot 0,1 \cdot 0,237)} = 0,1889 \quad (269)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 28,1521 \cdot 0,3138 = 8,8341 \text{ }_1 / mMPa \quad (270)$$

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (271)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{743,55}{1000} \right) = 28,1521 \text{ }_1 / mMPa$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (272)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek s :

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,09}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,237m \quad (273)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54,10 + 12,90 = 67,00W / m^2 K \quad (274)$$

10.3.1.4 Součinitel prostupu tepla

pro spalování tuhých paliv a uspořádání svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 67,00}{1 + \frac{67,00}{2016,20}} = 38,91W / m^2 K \quad (275)$$

ψ - součinitel tepelné efektivity pro dřevo, dle [1] volím 0,6

Potřebná (ideální) teplosměnná plocha PII:

$$S = \frac{Q_{PII}}{k \cdot \Delta t} = \frac{2694660}{38,91 \cdot 118,19} = 585,98 m^2 \quad (276)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{142,6 - 96,73}{\ln \frac{142,6}{96,73}} = 118,19^\circ C \quad (277)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 526,8 - 384,2 = 142,6^\circ C \quad (278)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_1 = 414 - 317,27 = 96,73^\circ C \quad (279)$$

Teplo, které skutečně odebere přehřívák PII :

$$Q_{PIIsk} = k \cdot S_{výr} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 38,91 \cdot 586,77 \cdot 118,19 \cdot 10^{-3} = 2698,42 kW \quad (280)$$

Výrobní teplosměnná plocha je 586,77 m², ta se liší od ideální potřebné teplosměnné plochy, která je 585,98 m², o 0,14%.

Rozměr vstupní a výstupní komory:

$$S_{kom} = \frac{M_{pp} \cdot v}{w_p} \cdot 1,5 = \frac{13,4733 \cdot 0,0404}{18,78} \cdot 1,5 = 0,0435 m^2 \quad (281)$$

Průměr komor:

$$D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0435}{\pi}} = 0,235 m \quad (282)$$

-> trubka TR 245x6,3 ČSN 42 5715.01

10.3.2 Membránová stěna

Výška membránové stěny 2. části III. tahu = výška svazku přehříváku II + 2x vlez pro údržbu. $H_{II} = 34 \times 90 + 800 + 890 = 4750$ mm

10.3.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{0,066147}{0,216} \cdot \left(\frac{5,51 \cdot 0,216}{72,246 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6630^{0,4}$$

$$\alpha_k = 12,71 / m^2 K \quad (283)$$

Pro střední teplotu proudu spalín odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 72,246 \cdot 10^{-6} m^2 / s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 66,147 \cdot 10^{-3} W / mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 0,6630$

Ekvivalentní průměr spalín d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O_k} = \frac{4 \cdot 8,5504}{158,04} = 0,216 m \quad (284)$$

Obvod kanálu O_k :

$$O_k = 2(a + g) + n_{tr} \cdot (g + d) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt}$$

$$O_k = 2(4,14 + 3,33) + 41 \cdot (3,33 + 0,038) + 42 \cdot \pi \cdot 0,038 = 158,04 m \quad (285)$$

10.3.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1637 \cdot 743,55^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{712,57}{743,55} \right)^4}{1 - \frac{712,57}{743,55}}$$

$$\alpha_s = 12,97 W / m^2 K \quad (286)$$

Střední teplota spalín T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 470,4 + 273,15 = 743,55 K \quad (287)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = (t_{syt} + \varepsilon \cdot q) + 273,15 = (280,858 + 0,0035 \cdot 45300) + 273,15 = 712,57 K \quad (288)$$

ε - součinitel zanesení membránové stěny (volím 0,0035)

Měrné zatížení 2. části III. tahu q :

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} = \frac{3215,01}{70,965} = 45,30 kW / m^2 \quad (289)$$

Povrch teplosměnných ploch 2. části III. tahu F_{st} :

$$F_{st} = (a + g) \cdot H_{II} \cdot 2 = (4,14 + 3,33) \cdot 4,75 \cdot 2 = 70,965 m^2 \quad (290)$$

Předběžné teplo, které odevzdají spaliny membr. stěnám v 2. části III. tahu:

$$Q_1 = \Delta I_{sp} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 185,64 \cdot 5,0126 \cdot 3,455 = 3215,01 kW \quad (291)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp526,8} - I_{sp414} = 819,33 - 633,69 = 185,64 kJ / m^3 \quad (292)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(10,4326 \cdot 0,1 \cdot 0,1713)} = 0,1637 \quad (293)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 33,2461 \cdot 0,3138 = 10,4326 \text{ }_1 / mMPa \quad (294)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (295)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,1713}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{743,55}{1000} \right) = 33,2461 \text{ }_1 / mMPa$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (296)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky tvořené hladkými trubkami s :

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{g} + \frac{1}{H_{III}} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{3,33} + \frac{1}{4,75} + \frac{1}{0,1}} = 0,1713 \quad (297)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 12,71 + 12,97 = 25,68 W / m^2 K \quad (298)$$

10.3.2.3 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{25,68}{1 + 0,0035 \cdot 25,68} = 23,56 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (299)$$

Teplo, které skutečně odeberou membránové stěny Q :

$$Q_{mem} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 23,56 \cdot 70,965 \cdot 183,81 \cdot 10^{-3} = 307,32 \text{ kW} \quad (300)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{245,942 - 133,142}{\ln \frac{245,942}{133,142}} = 183,81^\circ \text{C} \quad (301)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 526,8 - 280,858 = 245,942^\circ \text{C} \quad (302)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 414 - 280,858 = 133,142^\circ \text{C} \quad (303)$$

10.3.3 Závěsné trubky

Tab. 19 - rozměry trubek

| | | | |
|------------------------------|-----------------------|-----|----|
| vnější průměr trubky | d | 38 | mm |
| tloušťka stěny trubky | t | 6,3 | mm |
| počet trubek | n_{zt} | 42 | - |

Tab. 20 - parametry páry

| | | | |
|-------------------------------|-----------------------|---------|--------------------|
| Teplota na vstupu | t₁ | 282,858 | °C |
| Teplota na výstupu | t₂ | 284,858 | °C |
| Tlak na vstupu | p₁ | 6,5 | MPa |
| Tlak na výstupu | p₂ | 6,45 | MPa |
| Měrný objem na vstupu | v₁ | 0,03006 | m ³ /kg |
| Měrný objem na výstupu | v₂ | 0,03072 | m ³ /kg |
| Průtočné množství páry | M_{p2} | 12,9177 | kg/s |

Střední teplota páry:

$$t_{p, stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{284,858 + 282,858}{2} = 283,858^\circ \text{C} \quad (304)$$

10.3.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_{zt} = \frac{\pi \cdot (0,0254)^2}{4} \cdot 42 = 0,02128 m^2 \quad (305)$$

d_v - vnitřní průměr trubky [mm]

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v}{F_p} = \frac{12,9177 \cdot 0,03039}{0,02128} = 18,45 m/s \quad (306)$$

v - střední měrný objem [m^3/kg]

Pro střední teplotu páry odečtu hodnoty z [2]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 5,7421 \cdot 10^{-7} m^2/s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 0,0603 W/mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 1,5029$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0603}{0,0254} \cdot \left(\frac{18,45 \cdot 0,0254}{5,7421 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,5029^{0,4}$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 3446,6 W/m^2K \quad (307)$$

10.3.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

se u výpočtu závěsných trubek uvažuje stejný jako u svazku, který je na nich zavěšen.

$$\alpha_k = 54,10 W/m^2K$$

10.3.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1889 \cdot 743,55^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{578,96}{743,55} \right)^4}{1 - \frac{578,96}{743,55}}$$

$$\alpha_s = 11,38 W/m^2K \quad (308)$$

Střední teplota spalin T:

$$T = t_{stř} + 273,15 = 470,4 + 273,15 = 743,55 K \quad (309)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

pro výhřevné plochy, kde nedochází k fázové přeměně

$$T_z = t_{zstř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 \quad (310)$$

$$T_z = 283,858 + \left(0,003 + \frac{1}{3446,6} \right) \cdot \frac{3,455 \cdot 47,03}{23,82} \cdot 10^3 + 273,15 = 578,96K$$

 ε - součinitel zanesení závěsných trubek (volím 0,003)**Předběžné teplo, které odevzdají spaliny záv. trubkám v 2. části III. tahu Q_1 :**

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{12,9177}{3,455} \cdot (2801,48 - 2788,9) = 47,03kW \quad (311)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek S :

$$S = \pi \cdot d \cdot n_{zt} \cdot H_{II} = \pi \cdot 0,038 \cdot 42 \cdot 4,75 = 23,82m^2 \quad (312)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} : $a_{st} = 0,80$ dle[1]**Stupeň černosti ohniště a :**

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(8,8341 \cdot 0,10,237)} = 0,1889 \quad (313)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 28,1521 \cdot 0,3138 = 8,8341 _1/mMPa \quad (314)$$

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (315)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{743,55}{1000} \right) = 28,1521 _1/mMPa$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (316)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek s :
volí se stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen.

$$s = 0,237\text{m}$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54,10 + 11,38 = 65,48\text{W} / \text{m}^2 \text{K} \quad (317)$$

10.3.3.4 Součinitel prostupu tepla

pro svazky uspořádané za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 65,48 = 39,288\text{W} / \text{m}^2 \text{K} \quad (318)$$

ψ - součinitel tepelné efektivity pro dřevo, dle [1] volím 0,6

Teplo, které skutečně odeberou závěsné trubky Q :

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 39,288 \cdot 23,82 \cdot 180,92 \cdot 10^{-3} = 169,31\text{kW} \quad (319)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{241,942 - 131,142}{\ln \frac{241,942}{131,142}} = 180,92^\circ\text{C} \quad (320)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 526,8 - 284,858 = 241,942^\circ\text{C} \quad (321)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_1 = 414 - 282,858 = 131,142^\circ\text{C} \quad (322)$$

10.3.4 Přepočítání teploty spalin na výstupu z 2. části III. tahu

Teplo spalin na výstupu:

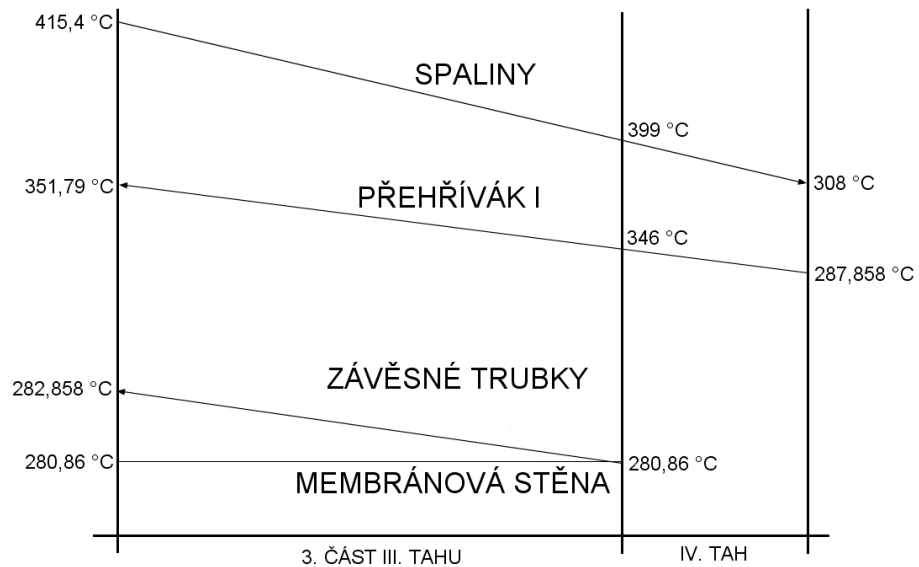
$$Q_{vysPII} = Q_{vysPIII} - Q_{PIIsk} - Q_{mem} - Q_{zt} = 14189,57 - 2698,42 - 307,32 - 169,31 = 11014,52\text{kW} \quad (323)$$

Entalpie výstupních spalin:

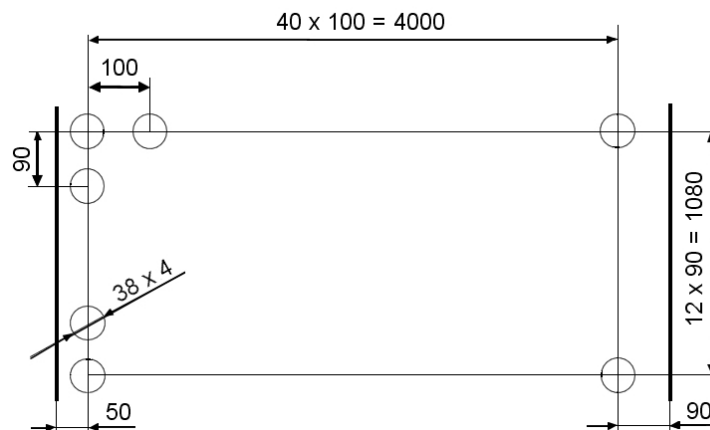
$$I_{sp2} = \frac{Q_{vysPII}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{11014,52}{5,0126 \cdot 3,455} = 636,00\text{kJ} / \text{m}^3 \quad (324)$$

Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 415,4^\circ\text{C}$, liší se od předpokládané teploty o $1,4^\circ\text{C}$, což je přijatelné.

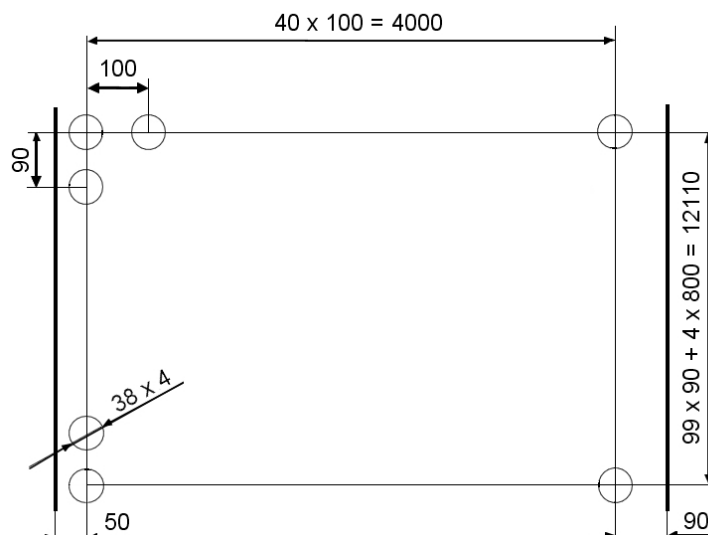
10.4 Výpočet 3. části III. tahu a IV. tahu



Obr. 19 – Tepelné schéma 3. části III. tahu



Obr. 20 – Schéma konstrukčního návrhu PI_1



Obr. 21 – Schéma konstrukčního návrhu PI_2

10.4.1 Přehřívák I

Přehřívák I je rozdělen do dvou částí. 1. část PI_1 je ve III. tahu kotle, druhá část PI_2 je v tahu IV. Je tvořen jednohadem, v jedné řadě je 41 trubek. Trubky jsou hladké.

Tab. 21 - rozměry trubek

| | | | |
|------------------------|-----------------|-----|----|
| vnější průměr trubky | d | 38 | mm |
| tloušťka stěny trubky | t | 4 | mm |
| podélná rozteč trubek | s ₁ | 100 | mm |
| příčná rozteč trubek | s ₂ | 90 | mm |
| počet trubek v 1 řadě | n _{tr} | 41 | - |
| počet řad ve III. tahu | n _ř | 13 | - |
| počet řad ve IV. tahu | n _ř | 104 | - |

Tab. 22 - parametry páry

| | | | |
|------------------------|-----------------|---------|--------------------|
| Teplota na vstupu | t ₁ | 287,86 | °C |
| Teplota na výstupu | t ₂ | 351,79 | °C |
| Tlak na vstupu | p ₁ | 6,45 | MPa |
| Tlak na výstupu | p ₂ | 6,3 | MPa |
| Měrný objem na vstupu | v ₁ | 0,03119 | m ³ /kg |
| Měrný objem na výstupu | v ₂ | 0,04012 | m ³ /kg |
| Průtočné množství páry | M _{pp} | 12,9177 | kg/s |

Střední teplota páry:

$$t_{p, stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{287,86 + 351,79}{2} = 319,825^\circ\text{C} \quad (325)$$

Tab. 23 - parametry spalín

| | | | |
|----------------------------|------------------------|--------|-------------------|
| Teplota na vstupu | t_{sp1} | 415,4 | °C |
| Teplota na výstupu | t_{sp2} | 308 | °C |
| Entalpie na vstupu | I_{sp1} | 636 | kJ/m ³ |
| Entalpie na výstupu | I_{sp2} | 464,55 | kJ/m ³ |

Střední teplota spalín:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{415,4 + 308}{2} = 361,7^\circ\text{C} \quad (326)$$

Předpokládaná (výrobní) teplosměnná plocha PI_1:

$$S_{PI_1} = \pi \cdot d \cdot g \cdot n_{tr} \cdot n_h \cdot n_f = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,33 \cdot 41 \cdot 1 \cdot 13 = 211,89\text{m}^2 \quad (327)$$

Předpokládaná (výrobní) teplosměnná plocha PI_2:

$$S_{PI_2} = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_{tr} \cdot n_h \cdot n_f = \pi \cdot 0,038 \cdot 4,4 \cdot 41 \cdot 1 \cdot 104 = 2239,76\text{m}^2 \quad (328)$$

l - hloubka IV. tahu [m]

Předpokládaná (výrobní) teplosměnná plocha PI:

$$S = S_{PI_1} + S_{PI_2} = 211,89 + 2239,76 = 2451,65\text{m}^2 \quad (329)$$

10.4.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry**Průtočný průřez pro páru:**

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot (0,038 - 0,008)^2}{4} \cdot 41 = 0,02898\text{m}^2 \quad (330)$$

d_v - vnitřní průměr trubky [mm]

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v}{F_p} = \frac{12,9177 \cdot 0,0357}{0,02898} = 15,89\text{m} / \text{s} \quad (331)$$

ν - střední měrný objem [m^3/kg]

Pro střední teplotu páry odečtu hodnoty z [2]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 0,7439 \cdot 10^{-6} m^2 / s$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 0,05784 W / mK$

Prandtlovo číslo: $Pr = 1,1954$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,05784}{0,03} \cdot \left(\frac{15,89 \cdot 0,03}{0,7439 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,1954^{0,4}$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 2104,87 W / m^2 K$$

(332)

10.4.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

pro příčné obtékání trubek, které jsou uspořádány za sebou

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

(333)

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,056000}{0,038} \cdot \left(\frac{4,05 \cdot 0,038}{54,993 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6777^{0,33} = 45,12 W / m^2 K$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = \frac{(g+l)}{2} \cdot (a - n_{tr} \cdot d_{tr}) - 42 \cdot \pi \frac{d_{zt}^2}{4} = \frac{(3,33 + 4,4)}{2} \cdot (4,14 - 41 \cdot 0,038) - 42 \cdot \pi \frac{0,038^2}{4} =$$

$$F_{sp} = 9,932 m^2$$

(334)

Rychlost spalin kolem PI:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{9,932} \cdot \frac{273,15 + 361,7}{273,15} = 4,05 m / s$$

(335)

Oprava na uspořádání svazku c_s :

= závisí na poměrné příčné rozteči a poměrné podélné rozteči

$$\text{Poměrná příčná rozteč: } \sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63$$

(336)

$$\text{Poměrná podélná rozteč: } \sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,37$$

(337)

=> dle [1] pokud $\sigma_2 \geq 2$ potom $c_s = 1$

Oprava na počet podélných řad c_z :=> dle [1] pokud počet řad je ≥ 10 potom $c_z = 1$

Pro střední teplotu proudu spalin odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 54,993 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ **Součinitel tepelné vodivosti:** $\lambda = 56,000 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$ **Prandtlovo číslo:** $\text{Pr} = 0,6777$ **10.4.1.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny**

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1983 \cdot 634,85^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{597,11}{634,85}\right)^4}{1 - \frac{597,11}{634,85}}$$

$$\alpha_s = 9,52 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

(338)

Střední teplota spalin T:

$$T = t_{stř} + 273,15 = 361,7 + 273,15 = 634,85 \text{ K}$$

(339)

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = t_{p, stř} + 273,15 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{PI}}{S} \cdot 10^3 =$$

(340)

$$T_z = 319,825 + 273,15 + \left(0,003 + \frac{1}{2104,87} \right) \cdot \frac{2918,67}{2451,65} \cdot 10^3 = 597,11 \text{ K}$$

 ε - součinitel zanesení PI (volím 0,003) Q_{PI} - teplo potřebné pro PI[kW] $t_{p, stř}$ - střešní teplota páry [°C]**Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :** $a_{st} = 0,80$ dle[1]**Stupeň černosti ohniště a :**

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(9,3243 \cdot 0,10,237)} = 0,1983$$

(341)

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 29,7141 \cdot 0,3138 = 9,3243 \text{ }_1 / \text{ mMPa}$$

(342)

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (343)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{634,85}{1000} \right) = 29,7141 \text{ } 1 / \text{ mMPa}$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (344)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek s :

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,09}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,237 \text{ m} \quad (345)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 45,12 + 9,52 = 54,64 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ K} \quad (346)$$

10.4.1.4 Součinitel prostupu tepla

pro spalování tuhých paliv a uspořádání svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 54,64}{1 + \frac{54,64}{2104,87}} = 31,95 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ K} \quad (347)$$

ψ - součinitel tepelné efektivity pro dřevo, dle [1] volím 0,6

Potřebná (ideální) teplosměnná plocha P_I :

$$S = \frac{Q_{PI}}{k \cdot \Delta t} = \frac{2918670}{31,95 \cdot 37,80} = 2416,36 \text{ m}^2 \quad (348)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{63,61 - 20,14}{\ln \frac{63,61}{20,14}} = 37,80^\circ \text{ C} \quad (349)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 415,4 - 351,79 = 63,61^\circ \text{ C} \quad (350)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_1 = 308 - 287,86 = 20,14^\circ \text{ C} \quad (351)$$

Teplo, které skutečně odebere přehřívák PI :

$$Q_{Plsk} = k \cdot S_{výr} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 31,95 \cdot 2451,65 \cdot 37,80 \cdot 10^{-3} = 2960,88kW \quad (352)$$

Výrobní teplosměnná plocha je 2451,65 m², ta se liší od ideální potřebné teplosměnné plochy, která je 2416,36 m², o 1,44%.

Rozměr vstupní a výstupní komory:

$$S_{kom} = \frac{M_{pp} \cdot v}{w_p} \cdot 1,5 = \frac{12,9177 \cdot 0,0357}{15,89} \cdot 1,5 = 0,0435m^2 \quad (353)$$

Průměr komor:

$$D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0435}{\pi}} = 0,235m \quad (354)$$

-> trubka TR 245x6,3 ČSN 42 5715.01

10.4.2 Membránová stěna u PI 1

Výška membránové stěny 3. části III. tahu:

$$H_I = (c + h_1) - H_{II} - H_{III} = (2,2 + 9) - 5,03 - 4,75 = 1,42m$$

Tab. 24 - parametry spalin

| | | | |
|-----------------------------------|------------------------|--------|-------------------|
| Teplota na vstupu do PI_1 | t_{sp1} | 415,4 | °C |
| Teplota na výstupu z PI_1 | t_{sp2} | 399 | °C |
| Entalpie na vstupu do PI_1 | I_{sp1} | 636 | kJ/m ³ |
| Entalpie na výstupu z PI_1 | I_{sp2} | 609,14 | kJ/m ³ |

Střední teplota spalin:

$$t_{str} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{415,4 + 399}{2} = 407,2°C \quad (355)$$

10.4.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,9 \cdot 0,023 \cdot \frac{0,060270}{0,251} \cdot \left(\frac{4,05 \cdot 0,251}{61,881 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6693^{0,4}$$

$$\alpha_k = 9,98 / m^2 K \quad (356)$$

Pro střední teplotu proudu spalín odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 61,881 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 60,270 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$

Prandtlovo číslo: $\text{Pr} = 0,6693$

Ekvivalentní průměr spalín d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O_k} = \frac{4 \cdot 9,932}{158,04} = 0,251 \text{ m} \quad (357)$$

Obvod kanálu O_k :

$$O_k = 2(a + g) + n_{tr} \cdot (g + d) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt} \quad (358)$$

$$O_k = 2(4,14 + 3,33) + 41 \cdot (3,33 + 0,038) + 42 \cdot \pi \cdot 0,038 = 158,04 \text{ m}$$

10.4.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1650 \cdot 680,35^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{630,75}{680,35}\right)^4}{1 - \frac{630,75}{680,35}}$$

$$\alpha_s = 9,55 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (359)$$

Střední teplota spalín T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 407,2 + 273,15 = 680,35 \text{ K} \quad (360)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

$$T_z = (t_{s, yt} + \varepsilon \cdot q) + 273,15 = (280,858 + 0,0035 \cdot 21930) + 273,15 = 630,75 \text{ K} \quad (361)$$

ε - součinitel zanesení membránové stěny (volím 0,0035)

Měrné zatížení 3. části III. tahu q :

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} = \frac{465,18}{21,2148} = 21,93 \text{ kW} / \text{m}^2 \quad (362)$$

Povrch teplosměnných ploch 3. části III. tahu F_{st} :

$$F_{st} = (a + g) \cdot H_l \cdot 2 = (4,14 + 3,33) \cdot 1,42 \cdot 2 = 21,2148 \text{ m}^2 \quad (363)$$

Předběžné teplo, které odevzdají spaliny membr. stěnám v 3. části III. tahu:

$$Q_1 = \Delta I_{sp} \cdot O_{sp} \cdot M_{pv} = 26,86 \cdot 5,0126 \cdot 3,455 = 465,18 \text{ kW} \quad (364)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp415,4} - I_{sp399} = 636 - 609,14 = 26,86 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (365)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(11,0247 \cdot 0,1 \cdot 0,1636)} = 0,1650 \quad (366)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 35,1328 \cdot 0,3138 = 11,0247 \text{ }_1 / \text{ mMPa} \quad (367)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny k_{sp} :

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) = \quad (368)$$

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,1636}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{680,35}{1000} \right) = 35,1328 \text{ }_1 / \text{ mMPa}$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (369)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky tvořené hladkými trubkami s :

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{g} + \frac{1}{H_l} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{3,33} + \frac{1}{1,42} + \frac{1}{0,1}} = 0,1636 \quad (370)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 9,98 + 9,55 = 19,53 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ K} \quad (371)$$

10.4.2.3 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{19,53}{1 + 0,0035 \cdot 19,53} = 18,28 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ K} \quad (372)$$

Teplo, které skutečně odeberou membránové stěny Q :

$$Q_{mem} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 18,28 \cdot 21,2148 \cdot 126,16 \cdot 10^{-3} = 48,93kW \quad (373)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{134,542 - 118,142}{\ln \frac{134,542}{118,142}} = 126,16^\circ C \quad (374)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 415,4 - 280,858 = 134,542^\circ C \quad (375)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 399 - 280,858 = 118,142^\circ C \quad (376)$$

10.4.3 Závěsné trubky

Tab. 25 - rozměry trubek

| | | | |
|------------------------------|-----------------------|-----|----|
| vnější průměr trubky | d | 38 | mm |
| tloušťka stěny trubky | t | 6,3 | mm |
| počet trubek | n_{zt} | 42 | - |

Tab. 26 – parametry páry

| | | | |
|-------------------------------|-----------------------|---------|--------------------|
| Teplota na vstupu | t₁ | 280,858 | °C |
| Teplota na výstupu | t₂ | 282,858 | °C |
| Tlak na vstupu | p₁ | 6,5 | MPa |
| Tlak na výstupu | p₂ | 6,45 | MPa |
| Měrný objem na vstupu | v₁ | 0,02973 | m ³ /kg |
| Měrný objem na výstupu | v₂ | 0,0304 | m ³ /kg |
| Průtočné množství páry | M_{p2} | 12,9177 | kg/s |

Střední teplota páry:

$$t_{p,stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{280,858 + 282,858}{2} = 281,858^\circ C \quad (377)$$

10.4.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Průtočný průřez pro páru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_{zt} = \frac{\pi \cdot (0,0254)^2}{4} \cdot 42 = 0,02128m^2 \quad (378)$$

d_v - vnitřní průměr trubky [mm]

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v}{F_p} = \frac{12,9177 \cdot 0,030065}{0,02128} = 18,25 \text{ m/s} \quad (379)$$

v - střední měrný objem [m^3/kg]

Pro střední teplotu páry odečtu hodnoty z [2]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 5,649 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 0,0606 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo: $\text{Pr} = 1,5420$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0606}{0,0254} \cdot \left(\frac{18,25 \cdot 0,0254}{5,649 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,5420^{0,4}$$

$$\alpha_k = \alpha_2 = 3514,80 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (380)$$

10.4.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

se u výpočtu závěsných trubek uvažuje stejný jako u svazku, který je na nich zavěšen.

$$\alpha_k = 45,12 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

10.4.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ST} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1945 \cdot 678,35^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{632,9}{680,35} \right)^4}{1 - \frac{632,9}{680,35}}$$

$$\alpha_s = 11,31 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (381)$$

Střední teplota spalin T :

$$T = t_{stř} + 273,15 = 407,2 + 273,15 = 680,35 \text{ K} \quad (382)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn T_z :

pro výhřevné plochy, kde nedochází k fázové přeměně

$$T_z = t_{zstř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3$$

$$T_z = 281,858 + \left(0,003 + \frac{1}{3514,80} \right) \cdot \frac{3,455 \cdot 48,87}{7,12} \cdot 10^3 + 273,15 = 632,90 \text{ K} \quad (383)$$

ε - součinitel zanesení závěsných trubek (volím 0,003)

Předběžné teplo, které odevzdají spaliny záv. trubkám v 3. části III. tahu Q_1 :

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{12,9177}{3,455} \cdot (2791,95 - 2778,88) = 48,87 \text{ kW} \quad (384)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek S :

$$S = \pi \cdot d \cdot n_{zt} \cdot H_l = \pi \cdot 0,038 \cdot 42 \cdot 1,42 = 7,12 \text{ m}^2 \quad (385)$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st} :

$$a_{st} = 0,80 \text{ dle [1]}$$

Stupeň černosti ohniště a :

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(9,11911 \cdot 0,1 \cdot 0,237)} = 0,1945 \quad (386)$$

Součinitel zeslabení sálání k :

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 29,0603 \cdot 0,3138 = 9,1191 \text{ }_1 / \text{ mMPa} \quad (387)$$

Součinitel zeslabení sálání nespívnými tříatomovými plyny k_{sp} :

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

$$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,191}{3,16 \cdot \sqrt{0,03138 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{680,35}{1000} \right) = 29,0603 \text{ }_1 / \text{ mMPa} \quad (388)$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů p_{sp} :

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3138 = 0,03138 \quad (389)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek s :

volí se stejná jako u svazku, který je na závěsných trubkách zavěšen.

$$s = 0,237 \text{ m}$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 45,12 + 11,31 = 56,43 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ K} \quad (390)$$

10.4.3.4 Součinitel prostupu tepla

pro svazky uspořádané za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 56,43 = 33,858 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (391)$$

 ψ - součinitel tepelné efektivity pro dřevo, dle [1] volím 0,6**Teplo, které skutečně odeberou závěsné trubky Q :**

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 33,858 \cdot 7,12 \cdot 125,20 \cdot 10^{-3} = 30,18 \text{ kW} \quad (392)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{132,542 - 118,142}{\ln \frac{132,542}{118,142}} = 125,20^\circ \text{C} \quad (393)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 415,4 - 282,858 = 132,542^\circ \text{C} \quad (394)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_1 = 399 - 280,858 = 118,142^\circ \text{C} \quad (395)$$

10.4.4 Přepočítání teploty spalin na výstupu z 3. části III. tahu (za PI 1)**Teplo spalin na výstupu:**

$$Q_{vysPI_1} = Q_{vysPI} - Q_{PI_1} - Q_{mem} - Q_{zt} = 11014,52 - 393,60 - 48,93 - 30,18 = 10541,81 \text{ kW} \quad (396)$$

Teplo, které skutečně odebere přehřívák PI_1:

$$Q_{PI_1} = k \cdot S_{vyr} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 31,95 \cdot 211,89 \cdot 58,14 \cdot 10^{-3} = 393,60 \text{ kW} \quad (397)$$

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{63,61 - 53}{\ln \frac{63,61}{53}} = 58,14^\circ \text{C} \quad (398)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 415,4 - 351,79 = 63,61^\circ \text{C} \quad (399)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{PI_1} = 399 - 346 = 53^\circ \text{C} \quad (400)$$

Plocha přehříváku PI_1 je asi 1/11 celkové plochy přehříváku PI -> teplota t_{PI_1} je tedy odhadem 346°C

Entalpie výstupních spalin:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{vysPI-1}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{10541,81}{5,0126 \cdot 3,455} = 608,70 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (401)$$

Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 398,7 \text{ }^\circ\text{C}$, liší se od předpokládané teploty o $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$, což je přijatelné.

10.4.5 Přepoččet teploty spalin za přehřívákem PI**Teplo spalin na výstupu:**

$$Q_{vysPI} = Q_{vysPII} - Q_{PI} - Q_{mem} - Q_{zt} = 11014,52 - 2960,88 - 48,93 - 30,18 = 7974,53 \text{ kW} \quad (402)$$

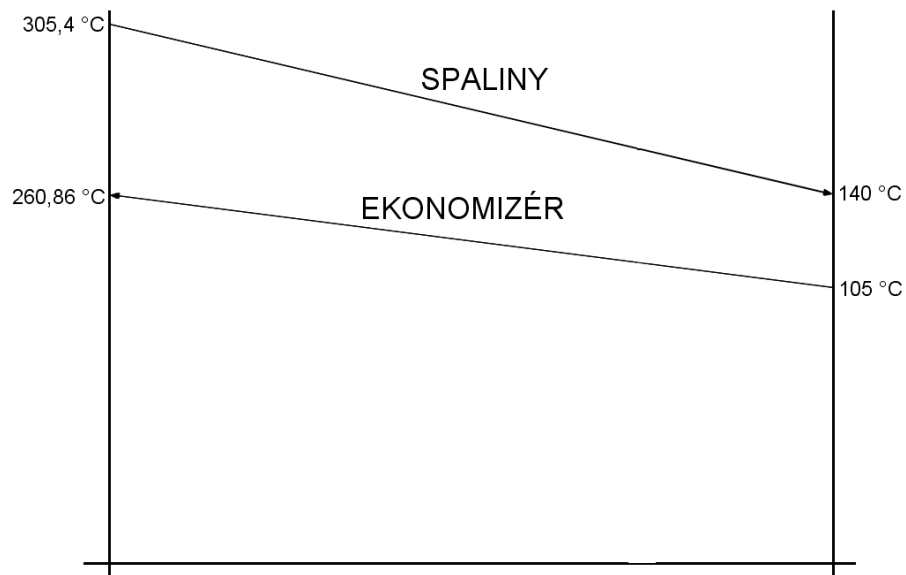
Entalpie výstupních spalin:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{vysPI}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{7974,53}{5,0126 \cdot 3,455} = 460,46 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (403)$$

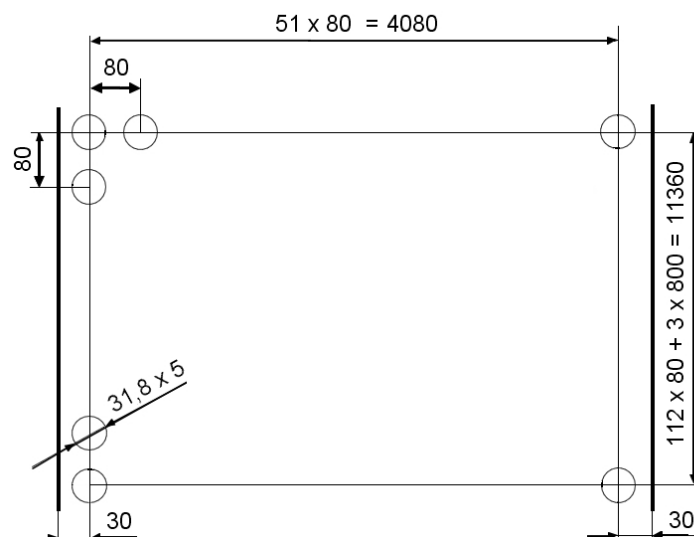
Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 305,4 \text{ }^\circ\text{C}$, liší se od předpokládané teploty o $2,6 \text{ }^\circ\text{C}$, což je přijatelné.

11. Výpočet V. tahu

Stejně tak jako IV. tah spalínového kanálu, je i V. tah již nechlazen, jsou v něm umístěny ekonomizéry. Ty jsou tvořeny trubkami TR 31,8x5



Obr. 22 – Tepelné schéma V. tahu



Obr. 23 – Schéma konstrukčního návrhu ekonomizéru

11.1 Ekonomizér EKO

Je tvořen jednohadem, v jedné řadě je 52 trubek. Trubky jsou hladké.

Tab. 27 - rozměry trubek

| | | | |
|------------------------------|-----------------------|------|----|
| vnější průměr trubky | d | 31,8 | mm |
| tloušťka stěny trubky | t | 5 | mm |
| podélná rozteč trubek | s₁ | 80 | mm |
| příčná rozteč trubek | s₂ | 80 | mm |
| počet trubek v 1 řadě | n_{tr} | 52 | - |

Tab. 28 - parametry vody

| | | | |
|-------------------------------|-----------------------|---------|--------------------|
| Teplota na vstupu | t₁ | 105 | °C |
| Teplota na výstupu | t₂ | 260,86 | °C |
| Tlak na vstupu | p₁ | 7 | MPa |
| Tlak na výstupu | p₂ | 6,5 | MPa |
| Měrný objem na vstupu | v₁ | 0,00104 | m ³ /kg |
| Měrný objem na výstupu | v₂ | 0,00127 | m ³ /kg |
| Průtočné množství páry | M_{pp} | 12,9177 | kg/s |

Střední teplota páry:

$$t_{p, stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{105 + 260,86}{2} = 182,93^\circ\text{C} \quad (404)$$

Tab. 29 - parametry spalin

| | | | |
|----------------------------|------------------------|--------|-------------------|
| Teplota na vstupu | t_{sp1} | 305,4 | °C |
| Teplota na výstupu | t_{sp2} | 140 | °C |
| Entalpie na vstupu | I_{sp1} | 460,46 | kJ/m ³ |
| Entalpie na výstupu | I_{sp2} | 207,09 | kJ/m ³ |

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{305,4 + 140}{2} = 222,7^\circ\text{C} \quad (405)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = m \cdot (a - n_{tr} \cdot d_{tr}) = 4,4 \cdot (4,14 - 52 \cdot 0,0318) = 10,94\text{m}^2 \quad (406)$$

m - hloubka V. tahu [m]

Rychlost spalin:

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = \frac{5,0126 \cdot 3,455}{10,94} \cdot \frac{273,15 + 222,7}{273,15} = 2,87 \text{ m/s} \quad (407)$$

Rychlost vody v trubkách:

$$w_v = \frac{M_{pp} \cdot v}{F_p} = \frac{12,9177 \cdot 0,001155}{0,0194} = 0,77 \text{ m/s} \quad (408)$$

v - střední měrný objem [m^3/kg]

Průtočný průřez pro vodu:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot (0,0318 - 0,010)^2}{4} \cdot 52 = 0,0194 \text{ m}^2 \quad (409)$$

d_v - vnitřní průměr trubky [mm]

11.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

pro příčné obtékání trubek, které jsou uspořádány za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{v} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} =$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,043320}{0,0318} \cdot \left(\frac{2,87 \cdot 0,0318}{35,596 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,7055^{0,33} = 39,91 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (410)$$

Oprava na uspořádání svazku c_s :

= závisí na poměrné příčné rozteči a poměrné podélné rozteči

$$\text{Poměrná příčná rozteč: } \sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (411)$$

$$\text{Poměrná podélná rozteč: } \sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (412)$$

=> dle [1] pokud $\sigma_2 \geq 2$ potom $c_s = 1$

Oprava na počet podélných řad c_z :

=> dle [1] pokud počet řad je ≥ 10 potom $c_z = 1$

Pro střední teplotu proudu spalín odečtu hodnoty z [1]:

Součinitel kinematické viskozity: $\nu = 35,596 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti: $\lambda = 43,320 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$

Prandtlovo číslo: $\text{Pr} = 0,7055$

11.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

protože se ekonomizér nachází v oblasti, kde je teplota spalín pod hodnotou 500 °C, zanedbávám hodnotu součinitele přestupu tepla sáláním

11.1.3 Součinitel prostupu tepla

pro svazky uspořádané za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 39,91 = 23,946 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (413)$$

ψ - součinitel tepelné efektivnosti pro dřevo, dle [1] volím 0,6

Střední teplotní logaritmický spád Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{121,4 - 35}{\ln \frac{121,4}{35}} = 69,47^\circ \text{C} \quad (414)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_2 = 305,4 - 184 = 121,4^\circ \text{C} \quad (415)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_1 = 140 - 105 = 35^\circ \text{C} \quad (416)$$

Potřebná (ideální) teplosměnná plocha pro ekonomizér:

$$S_{id} = \frac{Q_{eko}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{4388,55}{23,946 \cdot 69,47 \cdot 10^{-3}} = 2638,10 \text{ m}^2 \quad (417)$$

Předběžné teplo, které odevzdají spaliny ekonomizéru EKO:

$$Q_{eko} = Q_{vysPI} - Q_{vysEKO} = 7974,53 - 3585,98 = 4388,55 \text{ kW} \quad (418)$$

Teplo spalín na výstupu z ekonomizéru:

$$Q_{vysEKO} = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot I_{sp2} = 5,0126 \cdot 3,455 \cdot 207,09 = 3585,98 \text{ kW} \quad (419)$$

Počet řad ekonomizéru EKO:

$$n_r = \frac{S_{id}}{\pi \cdot d \cdot m \cdot n_{tr}} = \frac{2638,10}{\pi \cdot 0,0318 \cdot 4,4 \cdot 52} = 115,4 \rightarrow \text{volím 116 řad} \quad (420)$$

Skutečná výrobní teplosměnná plocha ekonomizéru EKO:

$$S = \pi \cdot d \cdot m \cdot n_{tr} \cdot n_f = \pi \cdot 0,0318 \cdot 4,4 \cdot 52 \cdot 116 = 2651,50 m^2 \quad (421)$$

Výrobní teplosměnná plocha je 2651,50 m², ta se liší od ideální potřebné teplosměnné plochy, která je 2638,10 m², o 0,51%.

Teplo, které skutečně odebere ekonomizér EKO :

$$Q_{EKOSk} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 23,946 \cdot 2651,50 \cdot 69,47 \cdot 10^{-3} = 4410,84 kW \quad (422)$$

11.1.4 Přepočet teploty spalin za ekonomizérem EKO**Teplo spalin na výstupu:**

$$Q_{vysEKO} = Q_{vysPI} - Q_{EKOSk} = 7974,53 - 4410,84 = 3563,69 kW \quad (423)$$

Entalpie výstupních spalin:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{vysEKO}}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{3563,69}{5,0126 \cdot 3,455} = 205,77 kJ / m^3 \quad (424)$$

Tomu odpovídá **teplota výstupních spalin** $t_{sp2} = 139,12$ °C, liší se od předpokládané teploty o 0,88 °C, což je přijatelné.

Rozměr vstupní a výstupní komory:

$$S_{kom} = \frac{M_{pp} \cdot v}{w_v} \cdot 1,5 = \frac{12,9177 \cdot 0,001085}{0,72} \cdot 1,5 = 0,0293 m^2 \quad (425)$$

Průměr komor:

$$D_{kom} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kom}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0293}{\pi}} = 0,193 m \quad (426)$$

-> trubka TR 194x6,3 ČSN 42 5715.01

12. Kontrola tepelné bilance

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \Sigma Q_i \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 12446,23 \cdot 0,91996 - 11505,52 \cdot \left(1 - \frac{0,522}{100}\right) = 4,57 \text{ kJ / kg} \quad (427)$$

Q_p^p - teplo přivedené do kotle (kap. 3.1)

η_k - tepelná účinnost

ΣQ_i - teplo odevzdané všem výhřevným plochám

z_c - ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (kap. 3.2.2)

$$\Sigma Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{spEKO2}) = 0,990 \cdot (12600,95 - 978,26) = 11505,52 \text{ kJ / kg} \quad (428)$$

φ - součinitel uchování tepla (kap. 4.1.2.2)

I_u - užitečné teplo uvolněné v ohništi (kap. 4.1.2.2)

I_{spEKO2} - entalpie spalin za ekonomizérem (Tab. 5)

Při správném výpočtu nesmí být hodnota ΔQ větší než 0,5% z přivedeného tepla do kotle $Q_p^p \cdot [1]$

$\Delta Q = 4,57 \text{ kJ / kg} \rightarrow$ to je 0,0367% z hodnoty $Q_p^p \rightarrow$ výpočet podmínce vyhovuje.

13. Závěr

Úkolem mé diplomové práce bylo navrhnout roštový kotel na spalování čistého dřeva o výkonu 50t/h. Výstupní parametry vyrobené páry: tlak 6MPa, teplota přehřáté páry 450°C. Dále tepelný výpočet a řazení teplosměnných ploch.

Pro zadané palivo a jeho vlastnosti jsem nejprve vypočítal stechiometrii, dále tepelné ztráty kotle, na základě těchto ztrát jsem nepřímou metodou stanovil účinnost kotle, která činí 91,996%.

Následně jsem provedl výpočet konvekčních ploch ze strany vody/páry a pro lepší představivost jsem zhotovil pilový diagram.

Dalším krokem byl výpočet spalovací komory. Na základě zvoleného typu roštu s plošným zatížením 1,9 MW/m² jsem navrhl rozměry spalovací komory, šířka je 4,14m a hloubka 5,49m. Výška spalovací komory je 15,5m proto, aby došlo k vychlazení spalin před vstupem do mříže na hodnotu teploty kolem 850°C.

Přes mříž, která je vlastně rozvolnění trubek membránové stěny, mezi trubkami není praporek a jsou střídavě předsazeny, proudí spaliny do II. tahu, který je také prázdný a slouží k vychlazení spalin před prvním svazkem přehříváku na teplotu pod 700°C, konkrétně mně vyšla teplota 682,7°C. Při vyšších teplotách by docházelo k výraznému zanášení výhřevných ploch.

Stěny spalovací komory, II. a III. tahu jsou membránové, tvoří výparník s přirozenou cirkulací média. Ve III. tahu jsou umístěny svazky přehříváku PIII, PII a část přehříváku PI, všechny svazky jsou zavěšeny na závěsných trubkách. Ve IV. tahu, který již není chlazen a netvoří jej tedy membránové stěny, je zbylá část přehříváku PI a svazky ekonomizéru, v posledním V. tahu jsou zbylé svazky ekonomizéru, který byl dimenzován tak, aby teplota spalin na výstupu z kotle byla dostatečně vysoká, kvůli hrozící nízkoteplotní korozi. Teplota mi vyšla 139,1°C.

Mezi II. a III. a IV. a V. tahem jsou výsyvky, které slouží k částečnému zachycení popílku obsaženého ve spalinách.

Všechny svazky výhřevných ploch jsou tvořeny trubkami hladkými a provedeny v uspořádání za sebou, toto uspořádání je sice méně výhodné z hlediska přestupu tepla než vystřídání, ale je výhodnější z hlediska zanášení a nalepování popela. Součinitel zanášení ϵ byl volen na základě konzultací dle firemních zkušeností.

Výhřevné plochy jsou čištěny ofukovači, které jsou umístěny za každým svazkem. Svazky jsou rozděleny tak, aby měly výšku kolem 2m, aby bylo ofukování ostrou parou efektivní a spolehlivě fungovalo.

Regulace teploty páry probíhá pomocí vstříkové regulace napájecí vodou. Jedna vstříková regulace je umístěna mezi 1. a 2. svazkem přehříváku, druhá mezi 2. a 3. Dvoustupňová varianta je použita pro citlivější regulaci a větší odezvu na změnu vlastností paliva, zejména jeho výhřevnost.

Na závěr jsem provedl kontrolu tepelné bilance, která vyšla v požadované toleranci.

14. Seznam použité literatury

- [1] Budaj F.: Parní kotle. Podklady pro tepelný výpočet. Skriptum VUT Brno 1992
- [2] [STEAMTAB]: ChemicalLogic SteamTab Companion 2.0
- [3] Černý V., Janeba B., Teysler J.: Parní kotle, technický průvodce č. 32, 1983
- [4] www.energetickyporadce.cz

15. Seznam použitých veličin a symbolů

| Označení veličiny | Význam | Jednotka |
|-------------------|---|-----------------------|
| a | šířka přední strany spalovací komory | [m] |
| a_o | stupeň černosti ohniště | [-] |
| a_{pl} | stupeň černosti plamene | [-] |
| a_{st} | stupeň černosti povrchu stěn | [-] |
| α | přebytek vzduchu | [-] |
| α_1 | součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny | [W/m ² K] |
| α_2 | součinitel přestupu tepla stěny do média | [W/m ² K] |
| α_k | součinitel přestupu tepla konvekcí | [W/m ² K] |
| α_s | součinitel přestupu tepla sáláním | [W/m ² K] |
| A^r | procento popelovin v původním stavu paliva | [%] |
| b | hloubka boční strany spalovací komory | [m] |
| B_o | Boltzmannovo číslo | [-] |
| c | výška rozvolnění mříže | [m] |
| c_v | měrné teplo vlhkého vzduchu | [kJ/m ³ K] |
| C_{H_2O} | měrné teplo vodní páry | [kJ/m ³ K] |
| c_s | měrné teplo suchého vzduchu | [kJ/m ³ K] |
| c_{su} | měrné teplo sušiny paliva | [kJ/kgK] |
| c_w | měrné teplo vody | [kJ/kgK] |
| c_{spr} | měrné teplo spalin při teplotě a přebytku vzduchu za kotlem | [kJ/kgK] |
| c_p | měrné teplo paliva | [kJ/kgK] |
| $c_{\dot{u}}$ | měrné teplo úletu | [kJ/kgK] |
| χ_1 | součinitel závislý na druhu paliva | [-] |
| χ_2 | součinitel závislý na způsobu spalování | [-] |
| c_f | opravný koeficient na frakci popelkových částic | [-] |
| c_d | opravný koeficient na vnitřní průměr trubky | [-] |
| $C_{\dot{u}}$ | podíl hořlaviny v úletu | [%] |
| $X_{\dot{u}}$ | podíl popela v úletu | [%] |
| C_s | podíl hořlaviny ve škváře | [%] |
| X_s | podíl popela ve škváře | [%] |
| c_s | oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči a na poměrné podélné rozteči | [-] |
| c_z | oprava na počet podélných řad | [-] |
| c_t, c_l, c_m | opravní součinitelé | [-] |
| $(CO_2)_{max}$ | maximální množství CO ₂ ve spalinách | [%] |
| Δi | rozdíl entalpií média | [kJ/kg] |

| | | |
|-----------------|---|----------------------|
| Δt | střední logaritmická teplota | [°C] |
| Δp | tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle | [MPa] |
| d | střední efektivní průměr částic popílku | [m] |
| d | obsah vody ve vzduchu | [g/kg] |
| d | průměr trubek | [m] |
| d_{in} | vnitřní průměr trubky | [m] |
| d_e | ekvivalentní průměr | [m] |
| ε | součinitel znečištění výhřevné plochy | [-] |
| ε_o | výchozí součinitel zanesení | [-] |
| f | součinitel vlhkosti | [-] |
| F_p | průřez pro páru | [m ²] |
| F_{st} | povrch ohniště | [m ²] |
| F_{sp} | světly průřez spalin | [m ²] |
| F_v | průtočný průřez pro vodu | [m ²] |
| $F_{ús}$ | účinná sálavá plocha stěn ohniště | [m ²] |
| φ | relativní vlhkost vzduchu | [%] |
| φ | součinitel uchování tepla | [-] |
| H | procento hořlaviny v původním stanu paliva | [%] |
| h | výška spalovací komory | [m] |
| i | počet závěsných trubek | [-] |
| i' | entalpie syté páry | [kJ/kg] |
| i'' | entalpie syté kapaliny | [kJ/kg] |
| i | entalpie jednotlivých složek spalin | [kJ/m ³] |
| i_{nv} | entalpie napájecí vody | [kJ/kg] |
| i_p | fyzické teplo paliva | [kJ/kg] |
| i_{pp} | entalpie přehřáté páry | [kJ/kg] |
| I_O | entalpie spalin na konci ohniště | [kJ/kg] |
| I_p | entalpie popílku | [kJ/kg] |
| I_{sp} | entalpie spalin | [kJ/kg] |
| I_{SPmin} | entalpie minimálního množství spalin | [kJ/kg] |
| I_u | teplo uvolněné při spalování | [kJ/kg] |
| I_{VZmin} | entalpie minimálního množství vzduchu | [kJ/kg] |
| ϑ_a | teoretická teplota | [°C] |
| ϑ_o | koncová teplota | [°C] |
| ξ | součinitel využití | [-] |
| k | součinitel zeslabení sálání | [1/m·MPa] |
| k | součinitel prostupu tepla | [W/m ² K] |
| k_k | součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi | [1/m·MPa] |
| k_p | součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi | [1/m·MPa] |

| | | |
|------------------|---|----------------------|
| k_{sp} | součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů | [1/m·MPa] |
| λ | součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu | [W/mK] |
| M | součinitel respektující průběh teplot v ohništi | [-] |
| M_{eko} | průtok vody ekonomizérem | [kg/s] |
| $M_{m,Cl}$ | molární hmotnost chlóru | [kg/mol] |
| $M_{m,S}$ | molární hmotnost síry | [kg/mol] |
| M_o | množství odluhu | [kg/s] |
| M_{op} | množství odebírané syté páry | [kg/s] |
| M_p | množství paliva přivedeného do kotle | [kg/s] |
| M_{pp} | parní výkon kotle | [kg/s] |
| M_{pv} | množství paliva skutečně spáleného | [kg/s] |
| M_{v1}, M_{v2} | množství vstřiku | [kg/s] |
| μ | koncentrace popílku ve spalinách | [g/m ³] |
| n_{tr} | počet trubek | [-] |
| n_h | počet hadů | [-] |
| n_r | počet řad | [-] |
| η_k | tepelná účinnost kotle | [%] |
| O_{Ar} | objem Ar ve spalinách | [m ³ /kg] |
| O_{CO2} | objem CO ₂ ve spalinách | [m ³ /kg] |
| O_{CO2}^N | obsah CO ve spalinách při nedokonalém spalování | [m ³ /kg] |
| O_{H2Omin} | minimální objem vodní páry | [m ³ /kg] |
| O_{N2} | objem N ₂ ve spalinách | [m ³ /kg] |
| O_{O2min} | minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva | [m ³ /kg] |
| O_{SO2} | objem SO ₂ ve spalinách | [m ³ /kg] |
| O_{SP} | skutečné množství vlhkých spalin | [m ³ /kg] |
| O_{SPmin}^V | minimální množství vlhkých spalin | [m ³ /kg] |
| O_{SPmin}^S | minimální množství suchých spalin | [m ³ /kg] |
| O_{H2O} | skutečné množství vodní páry | [m ³ /kg] |
| O_{VZ} | skutečné množství vzduchu | [m ³ /kg] |
| O_{VZmin}^V | minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva | [m ³ /kg] |
| O_{VZmin}^S | minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg surového paliva o výhřevnosti Q_{ri} | [m ³ /kg] |
| p | tlak v ohništi | [MPa] |
| p'' | absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu | [MPa] |
| p_c | celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu | [MPa] |
| p_{nv} | tlak napájecí vody | [MPa] |
| p_{sp} | parciální tlak tříatomových plynů | [MPa] |
| Pr | Pradtlovo číslo při střední teplotě proudu | [-] |
| ψ | součinitel tepelné efektivity | [-] |

| | | |
|--------------|---|----------------------|
| θ_o | poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště | [-] |
| q | střední zatížení stěn ohniště | [-] |
| Q_p | teplo dodané palivem | [kW] |
| Q_r^i | výhřevnost paliva | [kJ/kg] |
| Q_p^p | teplo přivedené do kotle | [kJ/kg] |
| Q_v | výrobní teplo páry | [kW] |
| Q | množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn | [kJ/kg] |
| Q_{vz} | teplo přivedené do kotle se vzduchem | [kJ/kg] |
| r_{CO_2} | objemové části tříatomových plynů | [-] |
| r_{H_2O} | objemová část vodní páry ve spalinách | [-] |
| r_{SP} | součet objemových částí tříatomových plynů | [-] |
| R | plocha hořící vrstvy paliva na roštu | [m ²] |
| σ_1 | poměrná příčná rozteč | [-] |
| σ_2 | poměrná podélná rozteč | [-] |
| s | účinná tloušťka sálavé vrstvy | [m] |
| s_1 | příčná rozteč | [m] |
| s_2 | podélná rozteč | [m] |
| S | plocha výparných ploch | [m ²] |
| t | tloušťka stěn trubek | [m] |
| t_{sp} | teplota spalin | [°C] |
| $t_{p, stř}$ | střední teplota páry | [°C] |
| $t_{stř}$ | střední teplota spalin | [°C] |
| t_{vz} | teplota nasávaného vzduchu | [°C] |
| t_{syt} | teplota sytosti | [°C] |
| T_a | teplota nechlazeného plamene | [K] |
| T_O | absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště | [K] |
| T_Z | absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn | [K] |
| ν | součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu | [m ² /s] |
| V | měrný objem | [m ³ /kg] |
| V_{H_2O} | objem vodní páry na 1 m ³ suchého vzduchu | [%] |
| V_O | aktivní objem ohniště | [m ³] |
| V_{sp} | objemový průtok spalin | [m ³ /kg] |
| w_p | rychlost páry | [m/s] |
| w_{sp} | rychlost proudění spalin | [m/s] |
| w_v | rychlost vody | [m/s] |
| W^r | obsah vody v palivu | [%] |
| x | úhlový součinitel | [-] |
| x_O | poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene | [-] |
| x_{st} | úhlový součinitel | [-] |

| | | |
|----------------|--------------------------------------|---------|
| 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 | ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků | [%] |
| Z_K | ztráta komínová | [%] |
| $Q_{C\dot{u}}$ | výhřevnost hořlaviny v úletu | [kJ/kg] |
| Z_{SO} | ztráta sdílením tepla do okolí | [%] |

16. Seznam příloh

Příloha A: Schéma kotle – formát A1