



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL S PŘIROZENOU CÍRKULACÍ NA SPALOVÁNÍ SLÁMY Z PŠENICE, ŽITA A JEČMENE, 20 T/H

THE BOILER WITH NATURAL CIRCULATION FOR BURNING WHEAT, RYE AND BARLEY STRAW,
20 T/H

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTRES'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. RADIM NĚMEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student(ka): Bc. Radim Němec

Který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

Odbor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene, 20 t/h

v anglickém jazyce:

The boiler with natural circulation for burning wheat, rye and barley straw, 20 t/h

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kotel na spalování obilné slámy. Výkon kotle 20 t/h, parametry páry $p=4,5$ MPa $t=410$ °C, teplota napájecí vody 125 °C

Cílem diplomové práce:

Navrhněte řazení teplosměnných ploch kotle,

Tepelný výpočet,

Výpočet projekt

Seznam odborné literatury:

Jandačka J. , Mikulík M.: Technologie pre zvyšovanie energetického potenciálu biomasy, ERDF 2005,

Dlouhy T.: Výpočet kotle a spalínových výměníků, skriptum ČVUT v Praze

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 20.11. 2012

L.S.

Doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

Prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Cílem mé diplomové práce je navrhnout roštový parní kotel pro spalování slámy z pšenice, žita a ječmene o výkonu 20 t/h. Výpočet je proveden od stechiometrického výpočtu z prvkového rozboru až po výpočet jednotlivých rozměrů a výhřevných ploch kotle. Výchozí přehřátá pára může být využita především pro výrobu elektrické energie.

Klíčová slova:

Sláma, biomasa, přehřívák, výparník, ekonomizér, kotel na biomasu

Abstract

The aim of this thesis is to propose a grate steam boiler for combustion of straw from wheat, rye and barley output of 20 t / h. The calculation is performed by stoichiometric calculation of elemental analysis to calculate the dimensions of a boiler heating surfaces. Default superheated steam can be used mainly for electricity generation.

Keywords:

Straw, biomass, superheater, evaporator, economizer, a biomass boiler

Bibliografická citace mé práce:

NĚMEC, R. Parní kotel na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene 20 t/h. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 140 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma „ Parní kotel na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene 20 t/h“, vypracoval samostatně s pomocí vedoucího diplomové práce doc. Ing. Zdeňka Skály CSc. a konzultanta Ing. Pavla Křemínského, dále s pomocí odborné literatury a dalších zdrojů uvedených v závěru této práce.

V Dobelicích dne 24. května 2013

Bc. Radim Němec

Poděkování:

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi CSc. a konzultantovi panu Ing. Pavlu Křemínskému za odborné vedení a užitečné rady pro řešení mé diplomové práce.

V Dobelicích
dne 24. května 2013

Bc. Radim Němec

Obsah

1. Úvod	11
1.1. Technický popis kotle	11
2. Stechiometrie	11
2.1. Objem vzduchu z prvkového rozboru paliva	12
2.2. Objem spalin z prvkového rozboru paliva	13
2.3. Entalpie spalin, vzduchu a produktů spalování	15
3. Tepelná bilance kotle	17
3.1. Teplo přivedené do kotle.....	17
3.2. Ztráty kotle	18
3.2.1. Ztráta hořlavinou ve spalinách	18
3.2.2. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích.....	18
3.2.3. Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	19
3.2.4. Ztráta sdílením tepla do okolí	20
3.2.5. Ztráta citelným teplem spalin	21
3.2.6. Tepelná účinnost kotle	21
3.3. Výrobní teplo páry a množství paliva	22
4. Výpočet spalovací komory	23
4.1. Užitečné teplo uvolněné v ohništi	23
4.2. Návrh geometrie.....	24
4.2.1. Plochy ohniště:	26
4.2.2. Plocha mříže:	27
4.3. Určení teploty spalin na výstupu z ohniště	29
5. Tepelný návrh jednotlivých výhřevných ploch.....	33
5.1. Přehřívák tři	33
5.2. Přehřívák dva	35
5.3. Přehřívák jedna.....	36
5.4. Závěsné trubky	36
5.5. Výparník.....	37
5.6. Ekonomizér	37
5.7. Ohříváky vzduchu	38
6. Výpočet druhého tahu	38
6.1. Výpočet spalinové mříž.....	39
6.1.1. Geometrie mříže	39

6.1.2.	Tepelný výpočet mříže	40
6.2.	Geometrický výpočet druhého tahu.....	45
6.2.1.	Plochy druhého tahu:.....	48
6.3.	Tepelný výpočet druhého tahu	49
7.	Výpočet třetího tahu	54
7.1.	Výpočet vratné komory	54
7.1.1.	Geometrie vratné komory.....	54
7.1.2.	Tepelný výpočet vratné komory	57
7.2.	Výpočet prostoru třetího přehříváku	62
7.2.1.	Geometrický výpočet prostoru třetího přehříváku	62
7.2.2.	Tepelný výpočet membránové stěny	65
7.2.3.	Tepelný výpočet závěsných trubek	69
7.2.4.	Tepelný výpočet třetího přehříváku.....	72
7.3.	Výpočet prostoru druhého přehříváku.....	78
7.3.1.	Geometrický výpočet prostoru druhého přehříváku	78
7.3.2.	Tepelný výpočet membránové stěny	81
7.3.3.	Tepelný výpočet druhé části závěsných trubek	85
7.3.4.	Tepelný výpočet druhého přehříváku	87
8.	Výpočet čtvrtého tahu.....	93
8.1.	Geometrický výpočet čtvrtého tahu.....	93
8.2.	Výpočet prvního přehříváku	96
8.2.1.	Geometrický výpočet prvního přehříváku	96
8.2.2.	Tepelný výpočet prvního přehříváku	97
8.3.	Výpočet prvního ohříváku vzduchu	103
8.3.1.	Geometrický výpočet prvního ohříváku vzduchu	103
8.3.2.	Tepelný výpočet prvního ohříváku vzduchu	104
9.	Výpočet pátého tahu.....	109
9.1.	Geometrický výpočet prostoru pátého tahu	109
9.2.	Výpočet ekonomizéru.....	111
9.2.1.	Geometrický výpočet ekonomizéru	111
9.2.2.	Tepelný výpočet ekonomizéru	113
9.3.	Výpočet druhého ohříváku vzduchu.....	116
9.3.1.	Geometrický výpočet druhého ohříváku vzduchu	117
9.3.2.	Tepelný výpočet druhého ohříváku vzduchu	118

10.	Kontrolní výpočet	122
11.	Závěr	123
12.	Seznam použitých zdrojů	127
13.	Seznam použitých zkratk a symbolů	128
14.	Seznam tabulek, obrázků a příloh	134
14.1.1.	Seznam tabulek	134
14.1.2.	Seznam obrázků.....	135
14.1.3.	Seznam příloh	135

1. Úvod

Tato diplomová práce si klade za cíl, navrhnout vhodné konstrukční uspořádání kotle za podmínky dodržení zadaných parametrů. Spalování biomasy, kam spalování slámy patří, je v dnešní době velice perspektivní vzhledem k trendu nahrazování fosilních paliv, jako je uhlí alternativními palivy. Předpokládá se, že kotel bude kombinovaně vyrábět teplo a elektrickou energii. Předpokládaný výkon řadí kotel velikostně mezi střední. Tepelný návrh je proveden dle [1]. Spočívá ve stanovení objemu spalin pomocí stechiometrických výpočtů. Na těchto výpočtech je založena tepelná bilance kotle, ze které se vychází při návrhu spalovací komory, kde je uvolňováno teplo obsažené v palivu. Pomocí tepla potřebného pro dosažení výstupních parametrů páry se stanoví konstrukční rozměry jednotlivých výhřevných ploch.

1.1. Technický popis kotle

Navrhovaný kotel na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene se skládá z pěti tahů. Parní výkon kotle je $20 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ a výstupní parametry páry 410°C a 4.5 MPa . První tah kotle nebo také spalovací komora je prostor kde probíhá hoření paliva. Palivo je do spalovací komory dodáno pomocí šnekového podavače. Sláma hoří ve vrstvě na posuvném roštu. Prostor spalovací komory je rozšířen do tvaru L, aby rošt měl dostačenou velikost. Prostor spalovací komory, druhého a třetího tahu je konstruován z membránových stěn, které slouží jako výparník. Spaliny ze spalovací komory proudí přes spalinovou mříž do druhého tahu. Druhý tah je ponechán prázdný v souladu se zavedenými zvyklostmi pro spalování slámy. Na konci druhého tahu začíná obrátová komora, kde je odváděn usazený popílek z prvních tří tahů. Spaliny z vratné komory proudí do třetího tahu, kde jsou již umístěny na závěsných trubkách výhřevné plochy a to přehřívák tři a dva. Spaliny opouštějící třetí tah jsou již výrazně ochlazený a proudí do čtvrtého tahu, který již proto nemá stěnu složenou z membránových trubek. Ve čtvrtém tahu je umístěn první přehřívák, po kterém následuje druhý ohřívák vzduchu. Mezi čtvrtým a pátým tahem je koncipována výsypka popílku usazeného v těchto tazích. Pátý a poslední tah obsahuje ekonomizér, po kterém následuje první ohřívák vzduchu. Poté spaliny vstupují do komína.

2. Stechiometrie

Stechiometrické výpočty vycházejí z prvkového rozboru, který byl zadán v zadání diplomové práce tab. 1. Výpočet spalin a vzduchu je proveden pro normální podmínky, které předpokládám 20°C a relativní vlhkosti vzduchu 70 %. Množství chloru ve spalinách je minimální, proto je v dalších výpočtech zanedbáno.

Tab. 1. Složení spalin

Složení spalin	Velikost	Jednotka
C^r	28.98	%
N^r	1	%
S^r	0.13	%
A^r	7	%
H_2^r	3.78	%
O_2^r	29.11	%
W	30	%
Cl^r	0.03	%

2.1. Objem vzduchu z prvkového rozboru paliva

Z prvkového rozboru pomocí stechiometrických výpočtu se stanoví minimální množství vlhkého vzduchu pro stechiometrické spalování.

Minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2min} = 22.39 \cdot \left(\frac{C^r}{12.01} + \frac{H_2^r}{4.032} + \frac{S^r}{32.06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (2.1-1)$$

$$O_{O_2min} = 22.39 \cdot \left(\frac{0.2898}{12.01} + \frac{0.0378}{4.032} + \frac{0.00013}{32.06} - \frac{0.2911}{32} \right) = 0.547 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

C^r Obsah uhlíku v původním palivu [–]

H_2^r Obsah vodíku v původním palivu [–]

S^r Obsah síry v původním palivu [–]

O_2^r Obsah kyslíku v původním palivu [–]

Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva:

$$O_{V_zmin}^S = \frac{O_{O_2min}}{0.21} = \frac{0.547}{0.21} = 2.607 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.1-2)$$

O_{O_2min} Minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{V_zmin} = \chi \cdot O_{SV_zmin} = 1.017 \cdot 2.607 = 2.65 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.1-3)$$

$O_{V_zmin}^S$ Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

χ Podíl vodní páry v 1 m³ normálního suchého vzduchu [%]

Podíl vodní páry v 1 m³ normálního suchého vzduchu:

$$\chi = 1 + V_{H_2O} = 1 + 0.017 = 1.017 \quad (2.1-4)$$

V_{H_2O} Objem vodní páry na 1 m³ suchého vzduchu [–]

Objem vodní páry v 1 m³ suchého vzduchu:

Velikost výrazu $\frac{p''}{p_c - p''}$ stanovena dle[1], pro předpokládané normální podmínky.

$$V_{H_2O} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} = 0.7 \cdot 0.024 = 0.017 \quad (2.1-5)$$

φ Relativní vlhkost [%]

p'' Tlak páry [MPa]

p_c Celkový tlak vzduchu [MPa]

Skutečné množství vzduchu:

Volím součinitel přebytku vzduchu $\alpha = 1.4$ dle rady vedoucího diplomové práce.

$$O_{V_z} = \alpha \cdot O_{V_z \min} = 1.4 \cdot 2.65 = 3.711 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.1-6)$$

α Součinitel přebytku vzduchu [–]

$O_{V_z \min}$ Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

2.2. Objem spalin z prvkového rozboru paliva

Za pomoci stechiometrických výpočtu se stanoví minimální množství spalin vyprodukovaných spálením zadaného paliva ve spalovací komoře.

Minimální množství suchých spalin:

$$O_{S_p \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (2.2-1)$$

$$O_{S_p \min}^S = 0.538 + 8.876 \cdot 10^{-4} + 2.043 + 0.024 = 2.605 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

O_{CO_2} Objem CO_2 ve spalinách [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

O_{SO_2} Objem SO_2 ve spalinách [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

O_{N_2} Objem N_2 ve spalinách [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

O_{Ar} Objem Ar ve spalinách [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Objem CO_2 ve spalinách:

$$O_{CO_2} = 22.26 \cdot \frac{C^r}{12.01} + 0.0003 \cdot O_{SV_z \min} \quad (2.2-2)$$

$$O_{CO_2} = 22.26 \cdot \frac{0.2898}{12.01} + 0.0003 \cdot 2.607 = 0.538 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

C^r Obsah uhlíku v původním palivu [–]

$O_{V_z \min}^S$ Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Objem SO_2 ve spalinách:

$$O_{SO_2} = 21.89 \cdot \frac{S^r}{32.06} = 21.89 \cdot \frac{0.0013}{32.06} = 8.876 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.2-3)$$

S^r Obsah síry v původním palivu [–]

Objem N_2 ve spalinách:

$$O_{N_2} = 22.4 \cdot \frac{N^r}{28.016} + 0.7805 \cdot O_{V_z \min}^S \quad (2.2-4)$$

$$O_{N_2} = 22.4 \cdot \frac{0.001}{28.016} + 0.7805 \cdot 2.607 = 2.043 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

N^r Obsah dusíku v původním palivu [–]

$O_{V_z \min}^S$ Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Objem A_r ve spalinách:

$$O_{A_r} = 0.0092 \cdot O_{V_z \min}^S = 0.0092 \cdot 2.607 = 0.024 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.2-5)$$

O_{A_r} Objem A_r ve spalinách [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

$O_{V_z \min}^S$ Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Minimální objem vodní páry:

$$O_{H_2O \min} = 44.8 \cdot \frac{H_2^r}{4.032} + 22.4 \cdot \frac{W}{18.016} + (\chi - 1) \cdot O_{V_z \min}^S \quad (2.2-6)$$

$$O_{H_2O \min} = 44.8 \cdot \frac{0.0378}{4.032} + 22.4 \cdot \frac{0.3}{18.016} + (1.017 - 1) \cdot 2.607 = 0.837 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

H_2^r Obsah vodíku v původním palivu [–]

W Obsah vody v palivu [–]

$O_{V_z \min}^S$ Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{S_p \min} = O_{S_p \min}^S + O_{H_2O \min} = 2.605 + 0.837 = 3.44 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.2-7)$$

$O_{S_p \min}^S$ Minimální množství suchých spalin [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

$O_{H_2O \min}$ Minimální objem vodní páry [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Skutečné množství spalin:

$$O_{S_p} = O_{S_p \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{V_z \min} \quad (2.2-8)$$

$$O_{S_p} = 3.442 + (1.4 - 1) \cdot 2.65 = 4.502 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$O_{S_p \min}$ Minimální objem vlhkých spalin [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

$O_{V_z \min}$ Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Podíl vody ve spalinách:

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O \min}}{O_{V_z}} = \frac{0.837}{3.711} = 0.225 \quad (2.2-9)$$

2.3. Entalpie spalin, vzduchu a produktů spalování

Entalpie spalin s přebytkem vzduchu:

Pro výpočet skutečné entalpie spalin se sečtou entalpie spalin při spalování bez přebytku vzduchu (2.3-2) a entalpie přebytku vzduchu. Entalpie se z měnící teplotou a přebytkem vzduchu mění. Jednotlivé možnosti jsou zaznamenány v tab. 3., kde je zaznamenána i entalpie pro stechiometrické spalování.

$$I_{Sp} = I_{Sp_{min}} + (\alpha - 1) \cdot I_{V_zmin} + I_p \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (2.3-1)$$

$I_{Sp_{min}}$ Entalpie spalin při minimálním množství vzduchu $[kJ \cdot kg^{-1}]$

I_{V_zmin} Entalpie vzduchu $[kJ \cdot kg^{-1}]$

I_p Entalpie popílku ve spalinách $[kJ \cdot m^{-3}]$

Entalpie spalin při minimálním množství vzduchu:

Jednotlivé entalpie produktu spalování jsou stanoveny dle [1], a jsou vypsány v tab. 2.

$$I_{Sp_{min}} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (2.3-2)$$

O_i Objem jednotlivých složek spalin $[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$

i_i Entalpie spalin jednotlivých složek spalin $[kJ \cdot m^{-3}]$

Entalpie vzduchu:

$$I_{V_zmin} = O_{V_zmin} \cdot c_{VV_z} \cdot t \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (2.3-3)$$

O_{V_zmin} Minimální množství vzduchu $[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$

c_{VV_z} Měrná kapacita vlhkého vzduchu $[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$

t Teplota $[^{\circ}C]$

Měrné teplo vlhkého vzduchu:

Měrné tepelné kapacity vlhkého vzduchu pro normální podmínky jsou stanoveny z měrné tepelné kapacity suchého vzduchu a obsahu vody v objemu vzduchu. Měrné teplo suchého vzduchu a vody jsou stanoveny dle [1], a jsou zobrazeny v tab. 2. Vypočtené hodnoty měrné tepelné kapacity vlhkého vzduchu jsou rovněž zobrazeny v tab. 3.

$$c_{VV_z} = c_{SV_z} + 0.0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (2.3-4)$$

c_{SV_z} Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu $[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$

c_{H_2O} Měrná tepelná kapacita vody

Obsah vody v 1 kg vlhkého vzduchu:

Hustota vody a suchého vzduchu jsou stanoveny dle [1].

$$d = (\chi - 1) \cdot \frac{\rho_{H_2O} \cdot 10^3}{\rho_{V_z}} = (1.017 - 1) \cdot \frac{0.804 \cdot 10^3}{1.293} = 10.446 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.3-5)$$

ρ_{H_2O} Hustota vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 ρ_{V_z} Hustota suchého vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Tab. 2. Entalpie spalín a měrné tepelné kapacity

	C_{H_2O}	C_{SV_z}	C_{VV_z}	CO_2	N_2	H_2O	SO_2	Ar
	[$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$]	[$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$]	[$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$]	[$\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-1}$]	[$\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-1}$]	[$\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-1}$]	[$\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-1}$]	[$\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-1}$]
0	1,494	1,297	1,322	0	0	0	0	0
100	1,505	1,298	1,323	170	130	150	189	93
200	1,522	1,3	1,325	357	260	304	392	186
300	1,542	1,307	1,333	559	392	463	610	278
400	1,565	1,317	1,343	772	527	626	836	372
500	1,59	1,329	1,356	994	666	795	1070	465
600	1,615	1,343	1,370	1225	804	969	1310	557
700	1,641	1,356	1,383	1462	948	1149	1550	650
800	1,688	1,371	1,399	1705	1094	1334	1800	743
900	1,696	1,384	1,412	1952	1242	1526	2050	834
1000	1,723	1,398	1,427	2204	1392	1723	2305	928
1500	1,853	1,462	1,493	3504	2166	2779	3590	1390
2000	1,963	1,5	1,533	4844	2965	3926	4890	1855
2500	2,053	1,53	1,564	6203	3779	5132	6200	2320

Entalpie popílku:

S entalpií popílku je uvažováno, jen když je splněna následující nerovnost. Procento popílku v úletu volím $X_{\dot{u}} = 15\%$ dle rady konzultanta diplomové práce.

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41.8 \cdot X_{\dot{u}}} = \frac{6 \cdot 10.3 \cdot 1000}{41.8 \cdot 15} = 98.565 \quad (2.3-6)$$

$$7 > 98.565$$

Q_i^r Výhřevnost paliva [$\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 A^r Obsah popelovin v původním palivu [%]
 $X_{\dot{u}}$ Podíl popílku v úletu [%]

Nerovnice (2.3-6) není splněna, proto je entalpie popílku zanedbána, dle doporučení [1].

Tab. 3. Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu

t	$I_{V_2, \min}$	$I_{S_p, \min}$	$I_{S_p} \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$			
[°C]	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	$\alpha = 1.1$	$\alpha = 1.2$	$\alpha = 1.3$	$\alpha = 1.4$
0	0	0	0	0	0	0
100	344,95	486,51	521,00	555,50	521,00	624,49
200	691,08	985,64	1054,75	1123,85	1054,75	1262,07
300	1042,36	1501,22	1605,45	1709,69	1605,45	1918,16
400	1400,64	2032,31	2172,37	2312,44	2172,37	2592,56
500	1766,99	2581,48	2758,18	2934,88	2758,18	3288,28
600	2142,94	3137,67	3351,96	3566,26	3351,96	3994,85
700	2524,62	3714,39	3966,85	4219,31	3966,85	4724,24
800	2918,20	4302,70	4594,52	4886,34	4594,52	5469,98
900	3313,79	4903,06	5234,43	5565,81	5234,43	6228,57
1000	3719,66	5514,49	5886,46	6258,42	5886,46	7002,35
1500	5838,26	8701,54	9285,36	9869,19	9285,36	11036,84
2000	7992,07	12037,55	12836,76	13635,97	12836,76	15234,38
2500	10195,41	15463,91	16483,45	17502,99	16483,45	19542,07

3. Tepelná bilance kotle

Tepelná bilance kotle slouží ke stanovení potřebného množství paliva a tím i potřebného produkovaného tepla kotlem pro ohřátí výstupní páry na požadované hodnoty.

3.1. Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva se určí dle následujícího vzorce.

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 10300 + 43.34 = 10343.34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-1)$$

Q_i^r Výhřevnost paliva $[MJ \cdot \text{kg}^{-1}]$

i_p Entalpie fyzického tepla paliva $[kJ \cdot \text{kg}^{-1}]$

Entalpie fyzického tepla paliva:

$$i_p = c_p \cdot t_p = 1.359 \cdot 20 = 27.177 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-2)$$

c_p Měrná tepelná kapacita paliva $[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$

t_p Teplota paliva °C

Pro paliva s vyšším obsahem vody se uvažuje entalpie fyzického tepla paliva jen tehdy, pokud je splněna následující nerovnice.

$$W \geq \frac{Q_i^r}{4.19} \cdot \frac{1}{150} = 16.388 \quad (3.1-3)$$

$$30 \% \geq 16.388 \%$$

Q_i^r Výhřevnost paliva $[MJ \cdot kg^{-1}]$
 W Podíl vody v palivu $[\%]$

Nerovnice (3.1-3) je splněna, proto bereme teplotu paliva $t_p = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Měrné teplo paliva:

$$c_p = c_w \cdot W + c_{su} \cdot (1 - W) = 1.496 \cdot 0.3 + 1.3 \cdot (1 - 0.3) \quad (3.1-4)$$

$$c_p = 1.359 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

c_w Měrné teplo vody $[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
 c_{su} Měrné teplo sušiny $[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

Měrné teplo je uvažováno pro teplotu paliva $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Měrné teplo vody je zvoleno dle [1], měrné teplo sušiny volím $1.3\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ dle rady konzultanta diplomové práce.

3.2.Ztráty kotle

Hoření paliva v kotli neprobíhá nikdy dokonale, proto vzniká mnoho ztrát, které snižují účinnost kotle. Všechny ztráty jsou řešeny v této kapitole.

3.2.1. Ztráta hořavinou ve spalínách

Tato ztráta je způsobena nedokonalým hořením paliva ve spalovací komoře. Při tomto spalování vzniká CO, které se již nespálí a odchází z kotle komínem [3]. Ztráta nespálenou hořavinou je volena $Z_{CO} = 0.8\%$ dle [1].

3.2.2. Ztráta hořavinou v tuhých zbytcích

Ztráta hořavinou v tuhých zbytcích nebo také ztráta mechanickým nedopalkem je ztráta způsobená zbytky hořlaviny odcházejících z kotle v tuhých zbytcích [3]. Jednotlivé podíly hořavin a popílku v jednotlivých částech kotle jsou zaznamenány v tab. 4. Hodnoty do tabulky byly získány na základě rad vedoucího diplomové práce.

Tab. 4. Parametry popele

	i	X_i	C_i	t_i	c_i
		$[\%]$	$[\%]$	$[^{\circ}\text{C}]$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
Rošt	r	60	6	500	0,917
TII a TIII	ú	15	5	500	0,9
TIV a TV	2/3	10	5	350	0,889
Úlet	4/5	15	15	130	0,821

$$Z_c = Z_{cr} + Z_{cú} + Z_{2/3} + Z_{4/5} = 0.846 + 0.585 + 0.174 + 0.116 = 1.722 \% \quad (3.2-1)$$

Z_{cr}	Ztráta nedopalkem na roštu [%]
$Z_{cú}$	Ztráta nedopalkem v úletu [%]
$Z_{2/3}$	Ztráta nedopalkem v druhém a třetím tahu [%]
$Z_{4/5}$	Ztráta nedopalkem v čtvrtém a pátém tahu [%]

Ztráta ve škváře nebo strusce:

$$Z_{cr} = \frac{C_r}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_s = \frac{0.06}{1 - 0.06} \cdot 0.6 \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 32600 = 0.846 \% \quad (3.2-2)$$

Ztráta úletem:

$$Z_{cs} = \frac{C_{\dot{u}}}{1 - C_{\dot{u}}} \cdot X_{\dot{u}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_s = \frac{0.15}{1 - 0.15} \cdot 0.15 \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 32600 = 0.585 \% \quad (3.2-3)$$

Ztráta nedopalkem ve druhém a třetím tahu:

$$Z_{2/3} = \frac{C_{2/3}}{1 - C_{2/3}} \cdot X_{2/3} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_s \quad (3.2-4)$$

$$Z_{2/3} = \frac{0.05}{1 - 0.05} \cdot 0.15 \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 32600 = 0.174 \%$$

Ztráta nedopalkem ve čtvrtém a pátém tahu:

$$Z_{4/5} = \frac{C_{4/5}}{1 - C_{4/5}} \cdot X_{4/5} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_s \quad (3.2-5)$$

$$Z_{4/5} = \frac{0.05}{1 - 0.05} \cdot 0.1 \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 32600 = 0.116 \%$$

C_i	Podíl hořlaviny v uvažovaném druhu zbytků [%]
X_i	Podíl popela [%]
Q_p^p	Teplo přivedené do kotle 1 kg paliva [$kJ \cdot kg^{-1}$]
A^r	Obsah popelovin v původním palivu [%]
Q_s	Výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků [$kJ \cdot kg^{-1}$]

Výhřevnost hořlaviny v uvažovaných zbytcích Q_s je stanovena dle[1]

3.2.3. Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem v tuhých zbytcích je ztráta způsobená ohřátím tuhých zbytků odcházejících z kotle [3]. Jednotlivé podíly popele, hořlaviny, měrné tepelné kapacity zbytků a předpokládané teploty jsou zaznamenány v tab. 4. Teplotu jednotlivých tuhých zbytků volím podle předpokládaných středních teplot v jednotlivých částech kotle, podle těchto teplot jsem stanovil měrnou tepelnou kapacitu tuhých zbytků dle [1].

$$Z_f = Z_{fr} + Z_{f2/3} + Z_{f4/5} + Z_{fú} \quad (3.2-6)$$

$$Z_f = 0.198 + 0.039 + 0.022 + 0.013 = 0.273 \%$$

Z_{fr}	Ztráta fyzickým teplem zbytků odcházejících z roštu [%]
$Z_{f2/3}$	Ztráta fyzickým teplem zbytků odcházejících z druhého a třetího tahu [%]
$Z_{f4/5}$	Ztráta fyzickým teplem zbytků odcházejících z čtvrtého a pátého tahu [%]
$Z_{fú}$	Ztráta fyzickým teplem zbytků odcházejících z kotle v úletu [%]

Ztráta ve škváře nebo strusce:

$$Z_{fr} = \frac{X_r}{1 - C_r} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_r \cdot t_r = \frac{0.6}{1 - 0.06} \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 0.917 \cdot 500 = 0.198 \% \quad (3.2-7)$$

Ztráta ve škváře v druhém a třetím tahu:

$$Z_{f2/3} = \frac{X_{2/3}}{1 - C_{2/3}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{2/3} \cdot t_{2/3} \quad (3.2-8)$$

$$Z_{f2/3} = \frac{0.15}{1 - 0.05} \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 0.9 \cdot 400 = 0.039 \%$$

Ztráta ve škváře v čtvrtém a pátém tahu:

$$Z_{f4/5} = \frac{X_{4/5}}{1 - C_{4/5}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{4/5} \cdot t_{4/5} \quad (3.2-9)$$

$$Z_{f4/5} = \frac{0.1}{1 - 0.05} \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 0.8895 \cdot 350 = 0.022 \%$$

Ztráta v úletu:

$$Z_{fú} = \frac{X_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{ú} \cdot t_{ú} = \frac{0.15}{1 - 0.15} \cdot \frac{0.07}{10343.34} \cdot 0.8213 \cdot 130 = 0.013 \% \quad (3.2-10)$$

C_i	Podíl hořlaviny v uvažovaném druhu zbytků [%]
X_i	Podíl popela [%]
Q_p^p	Teplo přivedené do kotle 1 kg paliva [$kJ \cdot kg^{-1}$]
A^r	Obsah popelovin v původním palivu [%]
c_i	Měrná tepelná kapacita uvažovaných tuhých zbytků [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
t_i	Teplota uvažovaných tuhých zbytků [$^{\circ}C$]

3.2.4. Ztráta sdílením tepla do okolí

Tato ztráta je způsobena vedením tepla konstrukcí do okolí a je stanovena na základě podkladu od vedoucího diplomové práce [2]. Jedná se o princip odhadu ztráty pomocí

empirického vzorce podle velikosti kotle. Maximální předpokládané teplo uvolněné v kotli je $Q_n = 15 \text{ MW}$. Toto teplo bylo stanoveno na základě předběžných výpočtu.

$$Z_{so} = \frac{Q_{so}}{Q_n} = \frac{33230}{15 \cdot 10^6} = 0.222 \% \quad (3.2-11)$$

Q_{so} Teplo ztracené sáláním do okolí [W]
 Q_n Maximální teplo uvolněné v kotli [W]

Teplo ztracené sáláním do okolí:

$$Q_{so} = 0.315 \cdot Q_n^{0.7} = 0.315 \cdot (15 \cdot 10^6)^{0.7} = 33230 \text{ W} \quad (3.2-12)$$

Q_n Maximální teplo uvolněné v kotli [W]

3.2.5. Ztráta citelným teplem spalin

Ztráta citelným teplem je způsobena ztrátou tepla nedochlazených spalin odcházejících z kotle komínem [3]. Teplotu na konci kotle volím 130°C , aby se nepodkročila teplota rosného bodu a spaliny nezačaly v posledních částech kotle kondenzovat. Tím se zamezí vzniku nízkoteplotní koroze. Teplota okolí je stanovena podle normálních podmínek na 20°C .

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{(I_{sp130} - \alpha \cdot O_{Vzmin} \cdot c_{VVz20} \cdot t_{20})}{Q_p^p} \quad (3.2-13)$$

$$Z_k = (1 - 0.01722) \cdot \frac{(815.75 - 1.4 \cdot 2.65 \cdot 1.32 \cdot 20)}{10343.34} = 6.831 \%$$

I_{sp130} Entalpie na konci kotle [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 Q_p^p Teplo přivedené do kotle 1 kg paliva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 O_{Vzmin} Minimální objem vlhkého vzduchu [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
 α Součinitel přebytku vzduchu [–]
 c_{VVz20} Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu při 20°C [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 t_{20} Teplota okolí [$^\circ\text{C}$]

3.2.6. Tepelná účinnost kotle

Tepelná účinnost stanovuje celkové využití tepla uvolněného z paliva v kotli.

$$\eta_k = 100 - (Z_k + Z_{so} + Z_f + Z_c + Z_{CO}) \quad (3.2-14)$$

$$\eta_k = 100 - (7.134 + 0.222 + 0.273 + 1.722 + 0.8) = 89.849 \%$$

Z_k Ztráta citelným teplem spalin [%]
 Z_{so} Ztráta sdílením tepla do okolí [%]
 Z_f Ztráta fyzickým teplem v tuhých zbytcích [%]

Z_c	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích [%]
Z_{CO}	Ztráta hořlavinou ve spalínách [%]

3.3.Výrobní teplo páry a množství paliva

Výrobní teplo páry je teplo potřebné pro ohřev výstupní přehřáté páry na požadované hodnoty. Z výrobního tepla se stanoví minimální množství spalovaného paliva.

Výrobní teplo páry a množství paliva:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = 5.55 \cdot (3229.56 - 528.32) = 14.992 \text{ MW} \quad (3.2-15)$$

M_{pp}	Množství páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
i_{pp}	Entalpie výstupní páry [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
i_{nv}	Entalpie napájecí vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Entalpie na výstupu $i_{pp} = 3229.56 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ byla stanovena pomocí parních tabulek [3] z teploty na výstupu z kotle $t_{pp} = 410^\circ\text{C}$ a tlaku na výstupu z kotle $P_{pp} = 4.5 \text{ MPa}$. Entalpie napájecí vody $i_{nv} = 528.32 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ byla stanovena pomocí parních tabulek [3] z teploty napájecí vody $t_{nv} = 125^\circ\text{C}$ a předpokládaného tlaku na začátku kotle $P_{nv} = 4.95 \text{ MPa}$.

Tlak napájecí vody:

Jednotlivé ztráty tlaku v částech kotle volím dle rady konzultanta diplomové práce.

$$P_{nv} = P_{pp} + \Delta P_{PIII} + \Delta P_{PII} + \Delta P_{PI} + \Delta P_{EKO} \quad (3.2-16)$$

$$P_{nv} = 4.5 + 0.1 + 0.1 + 0.1 + 0.15 = 4.95 \text{ MPa}$$

P_{pp}	Tlak přehřáté páry na konci kotle [MPa]
ΔP_{PIII}	Tlaková ztráta v třetím přehříváku [MPa]
ΔP_{PII}	Tlaková ztráta v druhém přehříváku [MPa]
ΔP_{PI}	Tlaková ztráta v prvním přehříváku [MPa]
ΔP_{EKO}	Tlaková ztráta v ekonomizéru [MPa]

Množství paliva:

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \eta_k} = \frac{14.992 \cdot 10^6}{10343.34 \cdot 0.898} = 1.616 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2-17)$$

Q_v	Výrobní teplo páry [W]
Q_p^p	Teplo přivedené do kotle z 1 kg paliva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
η_k	Celková účinnost kotle [%]

Skutečně spálené palivo:

$$M_{pv} = M_p \cdot (100 - Z_c) = 1.616 \cdot (1 - 1.722) = 1.588 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2-18)$$

M_p	Množství paliva [$kg \cdot s^{-1}$]
Z_c	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích [%]

4. Výpočet spalovací komory

Do spalovací komory je přiváděno palivo, které je zde spalováno za pomoci přiváděného primárního a sekundárního vzduchu. Spaliny produkované spalováním jsou odváděny ze spalovací komory přes spalínovou mříž, která je umístěna ve vrchní části. První tah je zobrazen na obr. 1.

4.1. Užitečné teplo uvolněné v ohništi

Teplo uvolněné ve spalovací komoře je teplo, které využije kotel pro ohřátí vody a páry na požadované hodnoty.

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO} - Z_c - Z_{fs}}{100 - Z_c} + Q_{vz} \quad (4.1-1)$$

$$I_u = 10343.34 \cdot \frac{100 - 0.8 - 1.722 - 0.198}{100 - 1.722} + 983.3 = 11210 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Q_p^p	Teplo přivedené do kotle z 1 kg paliva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
Z_{CO}	Ztráta hořlavinou ve spalínách [%]
Z_c	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích [%]
Z_{fs}	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků [%]
Q_{vz}	Teplo přivedené do kotle se vzduchem [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Teplo dodané vzduchem do ohniště:

Teplotu ohřátí vzduchu volím dle rady konzultanta diplomové práce. Vzduch je rozdělen na primární a sekundární v poměru 1:1. Oba dva jsou ohřívány na teplotu 200 °C, proto budu v následujících výpočtech počítat s jejich součtem jako s celkovým vzduchem dodávaným do kotle.

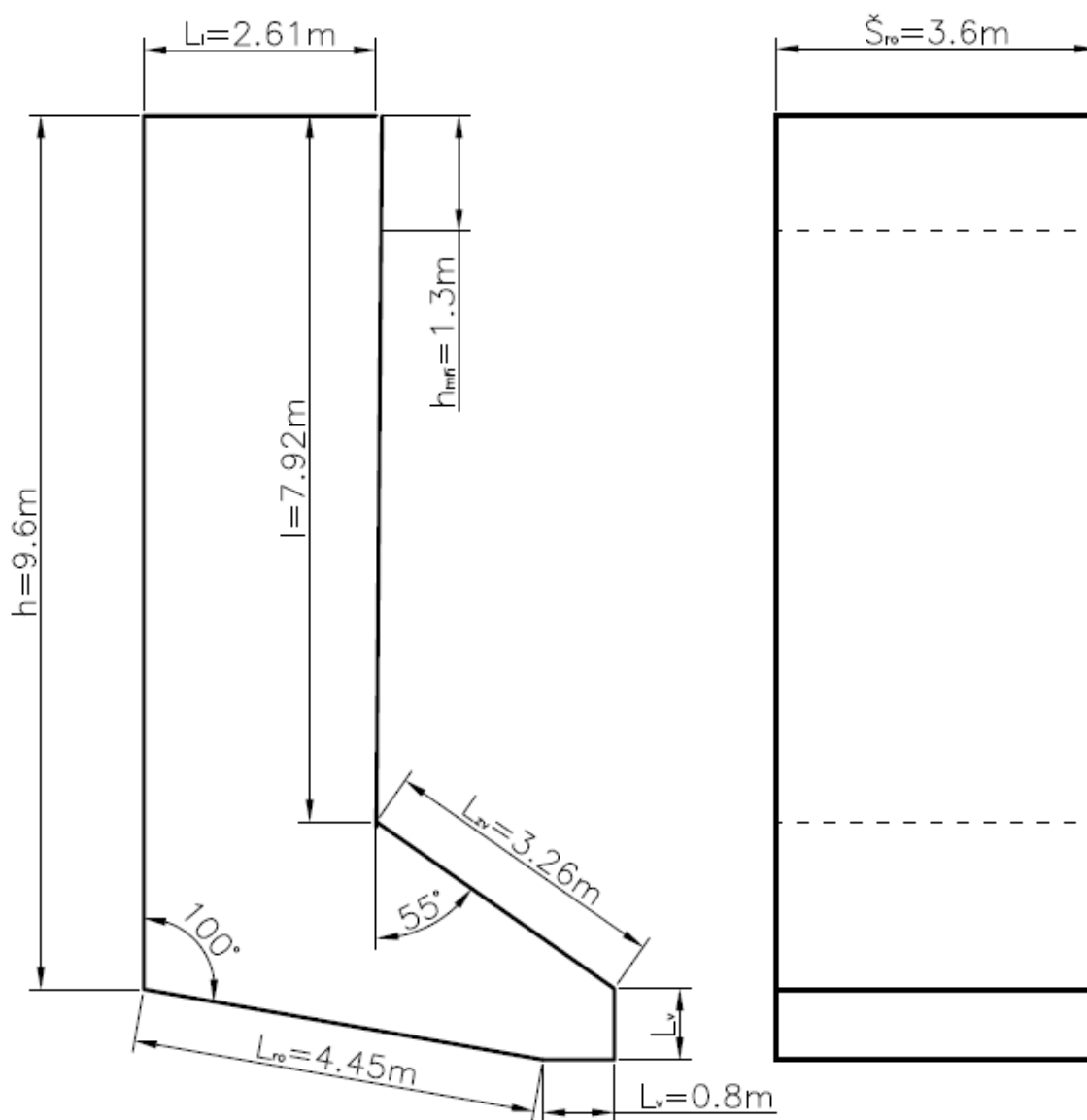
$$Q_{vz} = \alpha \cdot O_{V_z \min} \cdot c_{VV_z 200} \cdot t_{200} = 1.4 \cdot 2.65 \cdot 1.325 \cdot 200 = 983.3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1-2)$$

α	Součinitel přebytku vzduchu [–]
$O_{V_z \min}$	Minimální objem vlhkého vzduchu [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
$c_{VV_z 200}$	Měrná teplená kapacita vlhkého vzduchu při 200 °C [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
t_{200}	Teplota ohřátí vzduchu [°C]

Z užitečného uvolněného tepla $I_u = 11210 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ stanovím adiabatickou teplotu $t_a = 1521 \text{ °C}$ za pomoci interpolace porovnáním z vypočtených entalpií spalin z tab. 3.

4.2.Návrh geometrie

Geometrie spalovací komory se stanovuje pomocí podobnostních čísel tepelného zatížení, které volím $q_s = 1 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2}$ a objemové zatížení roštu, které volím $q_v = 150 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$. Tyto dvě konstanty volím dle rady konzultanta diplomové práce. Spalovací komora má tvar L, aby bylo dosaženo dostatečné plochy spalovacího roštu a požadované stoupavé rychlosti spalin. Stěna komory je konstruována jako membránová stěna sloužící jako výparník. Šířku roštu a tedy i šířku spalovací komory volím $\check{S}_{ro} = 3.6 \text{ m}$ podle společných násobků 90 a 100, kvůli pozdějšímu umístění trubek přehříváku tři a dva.



Obr. 1 Spalovací komora

Výpočtová plocha roštu:

$$S_o = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{1.588 \cdot 10300}{150} = 16.355 \text{ m}^2 \quad (4.2-1)$$

M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_i^r	Výhřevnost paliva [$\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
q_s	Tepelné zatížení roštu [$\text{MW} \cdot \text{m}^{-2}$]

Výpočtový objem ohniště:

$$V_o = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{q_v} = \frac{1.588 \cdot 10300}{1} = 109.034 \text{ m}^3 \quad (4.2-2)$$

M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_i^r	Výhřevnost paliva [$\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
q_v	Objemové zatížení spalovací komory [$\text{kW} \cdot \text{m}^{-3}$].

Výpočtová délka roštu:

$$L_{ro} = \frac{S_o}{\check{S}_{ro}} = \frac{16.355}{3.6} = 4.543 \text{ m} \approx 4.55 \text{ m} \quad (4.2-3)$$

S_o	Výpočtová plocha roštu [m^2]
$\check{S}_{ro}$	Šířka roštu [m]

Délka prvního tahu:

Stoupavou rychlost v zúžení spalovací komory volím $w_{st} = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle rad konzultanta, a teplotu na konci spalovací komory volím $t_{ok} = 740 \text{ °C}$ dle předešlých optimalizačních výpočtů.

$$L_I = \frac{S_I}{\check{S}_{ro}} = \frac{9.184}{3.6} = 2.551 \text{ m} \approx 2.61 \text{ m} \quad (4.2-4)$$

S_I	Průřez prvního tahu [m^2]
$\check{S}_{ro}$	Šířka roštu [m]

Střední teplota v ohništi:

$$t_{st} = \frac{t_{ok} + t_a}{2} = \frac{740 + 1521}{2} = 1130.5 \text{ °C} \quad (4.2-5)$$

t_{ok}	Teplota na konci spalovací komory [°C]
t_a	Adiabatická teplota nechlazeného plamene [°C]

Průřez prvního tahu:

Průřez se stanoví pomocí průtoku a návrhové stoupavé rychlosti pro teplotu proudu spalin v uvažované části kotle.

$$S_I = \frac{O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot (273.15 + t_{st})}{273.15 \cdot w_{st}} \quad (4.1-6)$$

$$S_I = \frac{4.502 \cdot 1.588 \cdot (273.15 + 1130.5)}{273.15 \cdot 4} = 9.184 \text{ m}^2$$

O_{sp}	Skutečné množství spalin [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
w_{st}	Stoupavá rychlost spalin [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
t_{st}	Střední teplota ve spalovací komoře [$^{\circ}\text{C}$]

Výška ohniště:

$$h = \frac{\frac{V_o}{S_{ro}} - S_{zr}}{L_I} = \frac{\frac{109.034}{3.6} - 4.69}{2.61} = 9.807 \text{ m} \approx 9.8 \text{ m} \quad (4.2-7)$$

V_o	Výpočtový objem ohniště [m^3]
S_{ro}	Šířka roštu [m]
L_I	Délka prvního tahu [m]
S_{zr}	Plocha rozšíření roštu [m^2]

Tab. 5. Rozměrové parametry spalovací komory

	Značka	Velikost	Jednotka
Šířka spalovací komory	S_{ro}	3.6	m
Délka roštu	L_{ro}	4.55	m
Výška spalovací komory	h	9.8	m
Délka spalovací komory	L_I	2.61	m
Velikost výpadu	L_v	0.8	m
Průměr trubek prvního tahu	D_m	60.3	mm
Rozteč trubek v prvním tahu	R_m	90	mm

4.2.1. Plochy ohniště:

Jednotlivé rozměry použité pro výpočet ploch spalovací komory jsou zaznamenány na obr. 1 nebo v tab. 5.

Celková plocha ohniště:

Celková plocha ohniště je aktivní plocha rozšířená o mříž a plochy, které teplo neodebírají a to rošt a výpad tuhých zbytků spalování na konci roštu.

$$S_c = S_{př} + S_v + 2 \cdot S_b + S_z + S_{roš} + S_{vyp} \quad (4.2-8)$$

$$S_c = 35.28 + 9.396 + 2 \cdot 30.268 + 43.608 + 16.38 + 2.88 = 185.888 \text{ m}^2$$

Aktivní plocha ohniště:

Aktivní plocha ohniště je plocha, která z ohniště odebírá teplo. Jsou to všechny membránové stěny v ohništi bez spalínové mříže, která bude řešena dále v kapitole 6.1.

$$S_a = S_c - S_{roš} - S_{vyp} - S_{mři} \quad (4.2-9)$$

$$S_a = 185.888 - 16.38 - 2.88 - 4.68 = 161.948 \text{ m}^2$$

Přední stěna:

$$S_{př} = h \cdot \check{S}_{ro} = 9.8 \cdot 3.6 = 35.28 \text{ m}^2 \quad (4.2-10)$$

Vrchní stěna:

$$S_v = L_I \cdot \check{S}_{ro} = 2.61 \cdot 3.6 = 9.396 \text{ m}^2 \quad (4.2-11)$$

Boční stěna:

$$S_b = L_I \cdot h + S_{zr} = 2.61 \cdot 9.8 + 7.041 = 30.268 \text{ m}^2 \quad (4.2-12)$$

Plocha zvětšení:

Plocha zvětšení roštu je spočítána na základě goniometrických funkcí $S_{zr} = 4.69 \text{ m}^2$ a je to plocha, o kterou je zvětšen obvyklý kvádrový tvar spalovací komory.

Zadní stěna:

$$S_z = (l + L_{zv} + L_v) \cdot \check{S}_{ro} = (7.77 + 3.14 + 0.8) \cdot 3.6 = 42.156 \text{ m}^2 \quad (4.2-12)$$

Plocha roštů:

$$S_{roš} = L_{ro} \cdot \check{S}_{ro} = 4.45 \cdot 3.6 = 16.38 \text{ m}^2 \quad (4.2-16)$$

Plocha výpadu:

$$S_{vyp} = L_v \cdot \check{S}_{ro} = 0.8 \cdot 3.6 = 2.88 \text{ m}^2 \quad (4.2-17)$$

4.2.2. Plocha mříže:

Plocha mříže je stanovena na základě optimální rychlosti proudu spalín mříží. Tu volím $w_{mři} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle rady konzultanta diplomové práce. Volená výpočtová rychlost je orientační rychlost. Při výrazném překročení by se neúnosně zvýšila abraze ploch mříže a při jejím neúměrném podkročení by se snížila intenzita přestupu tepla do mříže. Průměr trubek mříže a jejich rozteč je stejný jako průměr a rozteč trubek výparníku a tedy i spalovací

komory. Střední teplota spalin je brána z následující kapitoly tepelného výpočtu spalínové mříže. Počet řad mříže volím $n_{řad_m} = 3$. Mříž je zobrazena na obr. 2. v kapitole 6.1.1.

$$S_{mři} = h_{mři} \cdot \check{S}_{ro} = 1.3 \cdot 3.6 = 4.68 \text{ m}^2 \quad (4.2-18)$$

$h_{mři}$ Výška mříže [m]
 $\check{S}_{ro}$ Šířka spalovací komory [m]

Počet trubek v stěně přední stěně:

$$n_m = \frac{\check{S}_{ro}}{R_m} = \frac{3.6}{0.9} = 40 \quad (4.2-19)$$

$\check{S}_{ro}$ Šířka spalovací komory [m]
 R_m Rozteč mezi trubkami výparníku [m]

Volná šířka mříže:

$$\check{S}_{mři} = \check{S}_{ro} - D_m \cdot \frac{n_m - 1}{n_{řad_mři}} = 3.6 - 0,0603 \cdot \frac{40 - 1}{3} = 2.816 \text{ m} \quad (4.2-20)$$

$\check{S}_{ro}$ Šířka spalovací komory [m]
 D_m Vnější průměr trubek výparníku [m]
 n_m Počet trubek v přední a zadní stěně spalovací komory [–]
 $n_{řad_mři}$ Počet řad spalínové mříže [–]

Množství spalin proudících mříží:

$$M_{sp_mři} = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \frac{237.15 + t_{st_mři}}{273.15} \quad (4.2-21)$$

$$M_{sp_mři} = 4.502 \cdot 1.588 \cdot \frac{273.15 + 729.7}{273.15} = 26.517 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

O_{sp} Skutečné množství spalin [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
 M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 $t_{st_mři}$ Střední teplota spalin proudících mříží [$^{\circ}\text{C}$]

Výpočtová výška mříže:

$$h_{mři} = \frac{M_{sp_mři}}{\check{S}_{mři} \cdot w_{mři}} = \frac{26.517}{2.816 \cdot 7} = 1.348 \text{ m} \approx 1.3 \text{ m} \quad (4.2-22)$$

$w_{mři}$ Rychlost spalin proudících mříží [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 $\check{S}_{mři}$ Volný průřez mříže [m]

$M_{spmři}$ Množství spalin proudících mříží [$m^3 \cdot s^{-1}$]

4.3. Určení teploty spalin na výstupu z ohniště

V této kapitole zkontroluji přesnost odhadu teploty spalin na konci spalovací komory, kterou jsem v předešle kapitole zvolil $t_{ok} = 740^\circ\text{C}$. Tato volená hodnota je hodnota vzniklá při optimalizačních výpočtech, při kterých jsem se snažil maximálně přiblížit volenými hodnotami k vypočítaným. Nicméně dovolená odchylka spalin na konci kotle je 50°C dle [1].

Skutečná teplota na konci ohniště:

$$t_{ok_v} = \left(\frac{T_a}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0.6}} \right) - 273.15 \quad (4.3-1)$$

$$t_{ok_v} = \left(\frac{1794}{1 + 0.59 \cdot \left(\frac{0.64}{0.41} \right)^{0.6}} \right) - 273.15 = 740.063^\circ\text{C}$$

M	Součinitel M [–]
a_o	Stupeň černosti ohniště [–]
B_o	Bolzmannovo číslo [–]
T_a	Absolutní teplota adiabatického nechlazeného plamene [K]

Zvolená teplota na konci spalovací komory se od té vypočítané liší 0.8°C , tedy splňuje odchylku maximálně 50°C vypočítané teploty od té zvolené.

Součinitel M:

Pro roštová ohniště s tenkou vrstvou paliva má být voleno $x_o = 0$ dle [1].

$$M = 0.59 - 0.5 \cdot x_o = 0.59 \quad (4.3-2)$$

Bolzmannovo číslo:

$$B_o = \frac{\varphi_u \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot c}{5.7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_c \cdot T_a^3} = \frac{0.998 \cdot 1.583 \cdot 7.918}{5.7 \cdot 10^{-11} \cdot 0.5 \cdot 185.888 \cdot 1794^3} = 0.41 \quad (4.3-3)$$

φ_u	Součinitel uchování tepla [%]
$\overline{O_{sp}} \cdot c$	Střední celkové měrné teplo spalin [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\bar{\psi}$	Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn [–]
S_c	Celková plocha ohniště [m^2]
T_a	Absolutní adiabatická teplota nechlazeného plamene [$^\circ\text{C}$]

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi_u = 100 - \frac{Z_{so}}{\eta_k + Z_{so}} = 100 - \frac{0.222}{90.153 + 0.222} = 99.8 \% \quad (4.3-4)$$

Z_{so} Ztráta sdílením tepla do okolí [%]
 η_k Účinnost kotle [%]

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_{ok}}{t_a - t_{ok}} = \frac{11210 - 5470}{1521 - 740} = 7.918 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.3-5)$$

I_u Užitečné teplo uvolněné v ohništi [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 I_{ok} Entalpie spalin na konci spalovací komory [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 t_a Adiabatická teplota nechlazeného plamene [$^{\circ}\text{C}$]
 t_{ok} Teplota na konci spalovací komory [$^{\circ}\text{C}$]

Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn:

Součinitel zanesení volím $\xi_{sz} = 0.5$ dle [1], stejně tak úhlový součinitel, který volím $x_{st} = 1$.

$$\bar{\psi} = x_{st} \cdot \xi_{sz} = 0.5 \cdot 1 = 0.5 \quad (4.3-6)$$

x_{st} Součinitel zanesení [–]
 ξ_{sz} Úhlový součinitel [–]

Stupeň černosti ohniště:

$$a_o = \frac{a + (1 - a) \cdot \frac{R_{hv}}{S_c}}{1 - (1 - a) \cdot (a - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R_{hv}}{S_c}\right)} \quad (4.3-7)$$

$$a_o = \frac{0.433 + (1 - 0.433) \cdot \frac{12.285}{185.888}}{1 - (1 - 0.433) \cdot (0.433 - 0.5) \cdot \left(1 - \frac{12.285}{185.888}\right)} = 0.64$$

a Stupeň černosti prostředí v ohništi [–]
 $\bar{\psi}$ Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn [–]
 S_c Celková plocha ohniště [m^2]
 R_{hv} Plocha hořící vrstvy paliva na roštu [m^2]

Stupeň černosti prostředí v ohništi:

Tlak v ohništi volím $p = 0.1 \text{ MPa}$ dle [1] pro kotle bez přetlaku v ohništi.

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s_{sv}} = 1 - e^{-2.402 \cdot 0.1 \cdot 2.112} = 0.433 \quad (4.3-8)$$

s_{sv}	Účinná tloušťka sálové vrstvy [m]
p	Tlak v ohništi [MPa]
k	Součinitel zeslabení sáláním [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$s_{sv} = 3.6 \cdot \frac{V_o}{S_c} = 3.6 \cdot \frac{109.034}{185.888} = 2.112 \text{ m} \quad (4.3-9)$$

V_o	Objem ohniště [m^3]
S_c	Celková plocha ohniště [m^2]

Součinitel zeslabení sáláním:

Součinitele $\chi_1 = 0.5$ volím dle [1]. Součinitel $\chi_2 = 0.03$ volím dle [1] pro roštová ohniště. Hodnotu součinitele zeslabení sálání koksovými částicemi volím $k_k = 1$ dle [1].

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (4.3-10)$$

$$k = 2.402 + 0.135 + 10 \cdot 1 \cdot 0.5 \cdot 0.03 = 2.402 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

k_{sp}	Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
r_{sp}	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách [-]
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
k_k	Součinitele zeslabení sálání koksovými částicemi [-]
χ_1, χ_2	Součinitele [-]

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{sv}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (4.3-11)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 2.112}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{1013}{1000} \right) \cdot 0.309 = 2.402 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{H_2O}	Objemový podíl vody ve spalínách [-]
p_{sp}	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
s_{sv}	Účinná tloušťka sálové vrstvy [m]
r_{sp}	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách [-]

Objemový podíl vody ve spalínách:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O \min} + (\chi - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{V_z \min}}{O_{S_p \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{V_z \min}} \quad (4.3-12)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0.837 + (1.017 - 1) \cdot (1.4 - 1) \cdot 2.65}{3.442 + (1.4 - 1) \cdot 2.65} = 0.19$$

$O_{H_2O \min}$	Minimální množství vody [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]
$O_{V_z \min}$	Minimální množství vzduchu [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]
$O_{S_p \min}$	Minimální množství spalín [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]

Objemový podíl ostatních tříatomových plynů ve spalínách:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{S_p \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{V_z \min}} = \frac{0.538 + 8.876 \cdot 10^{-4}}{3.442 + (1.4 - 1) \cdot 2.65} = 0.12 \quad (4.3-13)$$

O_{CO_2}	Objem CO ₂ ve spalínách [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]
O_{SO_2}	Objem SO ₂ ve spalínách [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]
$O_{S_p \min}$	Minimální množství spalín [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]
$O_{V_z \min}$	Minimální množství vzduchu [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]

Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách:

$$r_{sp} = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0.19 + 0.12 = 0.309 \quad (4.3-14)$$

r_{RO_2}	Objemový podíl ostatních tříatomových plynů ve spalínách [–]
r_{H_2O}	Objemový podíl vody ve spalínách [–]

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0.1 \cdot 0.309 = 0.031 \text{ MPa} \quad (4.3-15)$$

p	tlak v ohništi [MPa]
r_{sp}	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách [–]

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

Střední efektivní průměr částíček popílku je volím $d_{se} = 20 \mu m$ dle [1]

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d_{se}}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1013^3 \cdot 20^2}} = 0.135 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (4.3-16)$$

μ	Koncentrace popílku ve spalínách [$kg \cdot m^3$]
T_o	Absolutní volená teplota na konci spalovací komory [K]
d_{se}	Střední efektivní průměr částecek popílku [μm]

Koncentrace popílku ve spalínách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r \cdot X_{\dot{u}} \cdot 100}{O_{S_p}} = \frac{10 \cdot 0.07 \cdot 0.15 \cdot 100}{4.502} = 2.332 \text{ kg} \cdot m^3 \quad (4.3-17)$$

A^r	Obsah popelovin v původním palivu [%]
$X_{\dot{u}}$	Podíl popílku v úletu [%]
O_{S_p}	Skutečné množství spalín [$Nm^3 \cdot kg^{-1}$]

Plocha hořící vrstvy paliva na roštu:

$$R_{hv} = 0.75 \cdot \check{S}_{ro} \cdot L_{ro} = 0.75 \cdot 3.6 \cdot 4.45 = 12.285 \text{ m}^2 \quad (4.3-18)$$

$\check{S}_{ro}$	Šířka roštu [m]
L_{ro}	Délka roštu [m]

5. Tepelný návrh jednotlivých výhřevných ploch

Tepelný návrh stanovuje potřebné teplo předané v jednotlivých částech kotle ze spalín do vody, páry nebo vzduchu. Na obr. 2. jsou znázorněny jednotlivé části kotle a teploty páry vody, spalín a vzduchu v jednotlivých prostorách kotle.

5.1. Přehřívák tři

Výstupní tlak a teplota přehřáté páry je stanovena v zadání diplomové práce na $P_{pp} = 4.5 \text{ MPa}$ a $t_{pp} = 410 \text{ }^\circ\text{C}$. Z těchto hodnot je podle parních tabulek [5] stanovena entalpie výstupní páry $i_{pp} = 3229.56 \text{ kJ} \cdot kg^{-1}$. Po optimalizaci volím entalpický spád v přehříváku dva $\Delta i_{PIII} = 210 \text{ kJ} \cdot kg^{-1}$.

Entalpie vstupu do přehříváku tři:

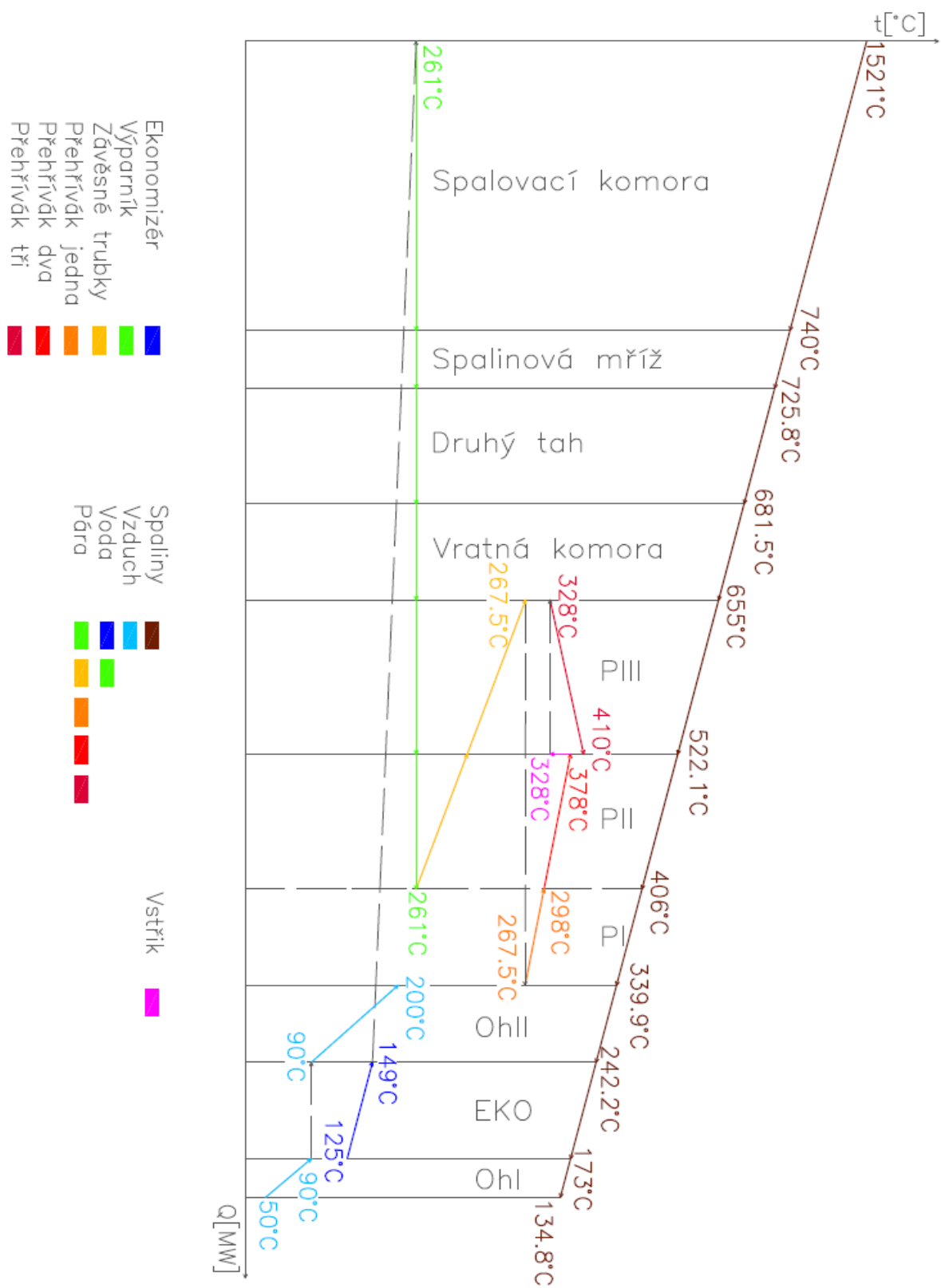
$$i_{PIII_{in}} = i_{pp} - \Delta i_{PIII} = 3229.56 - 210 = 3019.56 \text{ kJ} \cdot kg^{-1} \quad (5.1-1)$$

i_{pp}	Entalpie výstupní páry z přehříváku dva [$kJ \cdot kg^{-1}$]
Δi_{PIII}	Entalpický spád přehříváku dva [$kJ \cdot kg^{-1}$]

Tlak na vstupu z přehříváku tři:

$$P_{PIII_{in}} = P_{PP} + \Delta P_{PIII} = 4.5 + 0.10 = 4.6 \text{ MPa} \quad (5.1-2)$$

P_{PP}	Tlak páry na výstupu z přehříváku dva [MPa]
ΔP_{PIII}	Tlaková ztráta v přehříváku dva [MPa]



Obr. 2. Pilový diagram

Ze vstupní entalpie a vstupního tlaku stanovují pomocí parních tabulek [4] vstupní teplotu páry do přehříváku tři $t_{PIII_{in}} = 328\text{ °C}$.

Teplo potřebné pro ohřátí páry v prvním přehříváku:

$$Q_{PIII_t} = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{PIII_{in}}) = 5.55 \cdot (3229.56 - 3019.56) = 1165.5\text{ kW} \quad (5.1-3)$$

$i_{PIII_{in}}$ Entalpie na vstupu do třetího přehříváku [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

i_{pp} Entalpie výstupní páry z přehříváku dva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

M_{pp} Celkové množství přehřáté páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

5.2. Přehřívák dva

Mezi přehřívákem dva a tři bude proveden vstřík. Vstřík je proces, při kterém se napájecí voda vstříkne do výstupní páry z přehříváku jedna. Množství vstříku volím 5% z celkového množství přehřáté páry to je $M_{vs} = 0.278\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Entalpie páry na výstupu z třetího přehříváku se stanoví z bilanční rovnice.

Entalpie na výstupu z přehříváku jedna:

$$i_{PII_{out}} = \frac{M_{pp} \cdot i_{PIII_{in}} - M_{vs} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{vs}} \quad (5.2-1)$$

$$i_{PII_{out}} = \frac{5.55 \cdot 3019.56 - 0.278 \cdot 528.3}{5.55 - 0.278} = 3154.9\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

M_{pp} Celkové množství přehřáté páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

M_{vs} Množství vstříkované napájecí vody [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

i_{pp} Entalpie výstupní páry z přehříváku dva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

i_{nv} Entalpie napájecí vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Tlaková ztráta při vstříku je minimální, proto tlak na výstupu z přehříváku dva je stejný jako tlak na vstupu do přehříváku tři $P_{PII_{out}} = 4.6\text{ MPa}$. Teplota páry na výstupu z přehříváku dva $t_{PII_{out}} = 378\text{ °C}$ jsem stanovil za pomoci parních tabulek [5] z entalpie a tlaku na výstupu z přehříváku dva. Entalpický spád na druhém přehříváku volím $\Delta i_{PII} = 220\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Tlak na vstupu do přehříváku dva:

$$P_{PII_{in}} = P_{PII_{out}} + \Delta P_{PII} = 4.6 + 0.10 = 4.7\text{ MPa} \quad (5.2-2)$$

$P_{PII_{out}}$ Tlak na vstupu do přehříváku dva [MPa]

ΔP_{PII} Tlaková ztráta v přehříváku dva [MPa]

Entalpie na vstupu do přehříváku dva:

$$i_{PII_{in}} = i_{PII_{out}} - \Delta i_{PII} = 3154.9 - 220 = 2930.69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.2-3)$$

$i_{PII_{out}}$ Entalpie výstupní páry z přehříváku dva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Δi_{PII} Entalpický spád na druhém přehříváku [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Teplo potřebné pro ohřátí páry v druhém přehříváku:

$$Q_{PII_t} = M_{pp} \cdot (i_{PII_{out}} - i_{PII_{in}}) = 5.55 \cdot (3150.68 - 2930.68) = 1221 \text{ kW} \quad (5.2-4)$$

$i_{PII_{in}}$ Entalpie na vstupu do druhého přehříváku [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

$i_{PII_{out}}$ Entalpie výstupní páry z přehříváku dva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

M_{pp} Celkové množství přehřáté páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

5.3. Přehřívák jedna

Entalpie, tlak a teplota na výstupu z přehříváku jedna je stejná jako entalpie, tlak a teplota na vstupu do přehříváku dva. Tlakovou ztrátu v přehříváku jedna volím $\Delta P_{PI} = 0.1 \text{ MPa}$.

Tlak na vstupu do přehříváku jedna:

$$P_{PI_{in}} = P_{PI_{out}} + \Delta P_{PI} = 4.7 + 0.10 = 4.8 \text{ MPa} \quad (5.3-1)$$

$P_{PI_{out}}$ Tlak na výstupu z přehříváku jedna [MPa]

ΔP_{PI} Tlaková ztráta v prvním přehříváku [MPa]

Z entalpie na výstupu ze závěsných trubek $i_{zt_{out}} = 2821.1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a vstupního tlaku do přehříváku jedna stanovím podle parních tabulek [5] teplotu na vstupu do přehříváku jedna $t_{PI_{in}} = 267.5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Teplo potřebné pro ohřátí páry:

$$Q_{PI_t} = M_{pp} \cdot (i_{PI_{in}} - i_{zt_{out}}) = 5.55 \cdot (2931 - 2821.1) = 610 \text{ kW} \quad (5.3-2)$$

$i_{zt_{out}}$ Entalpie na vstupu do prvního přehříváku [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

$i_{PI_{in}}$ Entalpie výstupní páry ze závěsných trubek [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

M_{pp} Celkové množství přehřáté páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

5.4. Závěsné trubky

Entalpický spád závěsných trubek volím dle předešlých výpočtů na $\Delta i_{zt} = 25 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Teplota a tlak na výstupu ze závěsných trubek jsou totožné se vstupní teplotou a tlakem do přehříváku jedna.

Entalpie na výstupu ze závěsných trubek:

$$i_{zt\ out} = i_{zt\ in} + \Delta i_{zt} = 2795.8 + 25 = 2821.1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.4-1)$$

$i_{zt\ in}$ Entalpie na vstupu do závěsných trubek [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Δi_{zt} Entalpický spád v závěsných trubkách [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Entalpie a teplotu na vstupu do závěsných trubek volím dle vstupního tlaku podle tabulky syté páry $i_{zt\ in} = 2795.8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a $t_{zt\ in} = 261 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Tlak v závěsných trubkách předpokládám stejný jako ve výparníku $P_{zt} = 4.8 \text{ MPa}$.

5.5.Výparník

Entalpie, tlak a teplota na výstupu z výparníku je stejná jako entalpie, tlak a teplota na vstupu do závěsných trubek. Ve výparníku probíhá přirozená cirkulace, proto je tlaková ztráta ve výparníku nulová. Tlak na vstupu do výparníku je tedy stejný jako tlak na výstupu z výparníku. Ve výparníku dochází ke skupenské změně, proto je v něm absorbováno teplo bez změny teploty, proto teplota na vstupu je stejná jako teplota na výstupu z výparníku. Z tabulky syté kapaliny stanovím podle tlaku nebo teploty vstupní entalpii do výparníku $i_{v\ in} = 1141.8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

5.6.Ekonomizér

Tlak na výstupu z ekonomizéru je stejný jako tlak na vstupu do výparníku. Teplota na výstupu z ekonomizéru je zmenšena oproti teplotě na vstupu do výparníku o nedohřev. Ten z předešlého výpočtu volím $\Delta t_{ned} = 112 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Při malém nedohřevu hrozí odpařování vody v ekonomizéru což je považováno za negativní jev. Při nedohřevu $112 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je jisté, že k odpařování v ekonomizéru nedojde.

Teplota na výstupu z ekonomizéru:

$$t_{EKO\ out} = t_{v\ in} - \Delta t_{ned} = 261 - 112 = 149 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5.6-1)$$

$t_{v\ in}$ Teplota na vstupu do výparníku [$^{\circ}\text{C}$]

Δt_{ned} Velikost nedohřevu [$^{\circ}\text{C}$]

Napájecí voda vstupující do ekonomizéru má teplotu $t_{nv} = 125 \text{ }^{\circ}\text{C}$, dle zadání diplomové práce. Tlakovou ztrátu v ekonomizéru volím $\Delta P_{EKO} = 0.15 \text{ MPa}$.

Tlak na vstupu do ekonomizéru:

$$P_{EKO\ in} = P_{v\ in} + \Delta P_{EKO} = 4.8 + 0.15 = 4.95 \text{ MPa} \quad (5.7-1)$$

Entalpii napájecí vody $i_{nv} = 528.3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ stanovím z tabulky syté kapaliny podle tlaku a teploty na vstupu do ekonomizéru.

$P_{v\ in}$ Tlak na vstupu do výparníku [MPa]

ΔP_{EKO} Tlaková ztráta v ekonomizéru [MPa]

5.7. Ohříváky vzduchu

Teplota vzduchu vstupujících do ohříváku vzduchu je 20 °C, ale aby nedocházelo ke kondenzaci na povrchu trubek prvních řad, je zavedena recirkulace vzduchu. Ta odvádí část ohřátého vzduchu zpátky na vstup a ohřívá vstupní vzduch z 20 °C na 50 °C. Výstupní teplota vzduchu je 200 °C.

Teplo potřebné pro ohřátí vzduchu:

$$Q_{vz} = M_{pv} \cdot \alpha \cdot O_{V_{zmin}} \cdot c_{VV_{z200}} \cdot (t_{vzout} - t_{20}) \quad (8.3-3)$$

$$Q_{vz} = 1.588 \cdot 1.4 \cdot 2.65 \cdot 1.325 \cdot (200 - 20) = 1405 \text{ kW}$$

α	Součinitel přebytku vzduchu [-]
$O_{V_{zmin}}$	Minimální objem vlhkého vzduchu [Nm ³ · kg ⁻¹]
$c_{VV_{z200}}$	Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu při 200°C [kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
t_{vzout}	Teplota ohřátí vzduchu [°C]
t_{20}	Teplota nasávaného vzduchu [°C]

Množství recirkulujícího vzduchu:

$$\beta_r = 100 - \frac{t_{vzout} - t_{20}}{t_{vzout} - t_{vzin}} = 100 - \frac{200 - 20}{200 - 50} = 20 \% \quad (8.3-4)$$

t_{vzout}	Teplota ohřátí vzduchu [°C]
t_{vzin}	Teplota po smíchání venkovního a recirkulujícího vzduchu [°C]
t_{20}	Teplota nasávaného vzduchu [°C]

Tab. 6. Parametry vody a páry v jednotlivých výhřevných plochách

	t_{in} [°C]	t_{out} [°C]	P_{in} [MPa]	P_{out} [MPa]	i_{in} [kJ · kg ⁻¹]	i_{out} [kJ · kg ⁻¹]
Přehřívák tři	328	410	4.6	4.5	3019.56	3229.56
Přehřívák dva	298	378	4.7	4.6	2930.69	3150.68
Přehřívák jedna	267.5	298	4.8	4.6	2821.1	2930.69
Závěsné trubky	261	267.5	4.8	4.8	2795.83	2821.1
Výparník	149	261	4.8	4.8	630.63	2795.83
Ekonomizér	125	149	4.8	4.95	528.32	630.63

6. Výpočet druhého tahu

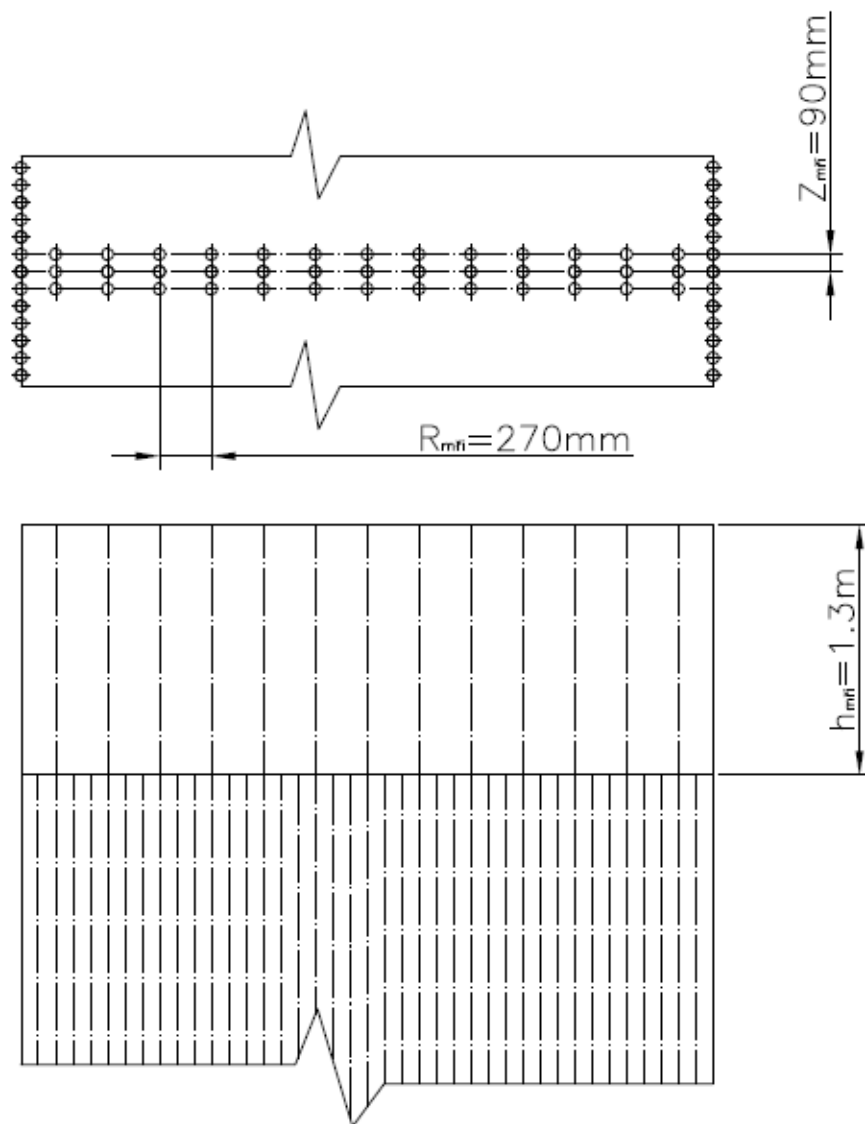
Druhý tah kotle je ponechán prázdný v souladu se zvyklostmi konstruování kotlů na spalování slámy. Je to z důvodu předejití zanášení výhřevných ploch popílkem, který má v této části kotle vysokou teplotu. Stěna druhého tahu se skládá z membránové stěny a je součástí výparníku. Spaliny do druhého tahu proudí skrz spalínovou mříž.

6.1. Výpočet spalínové mříž

Mříž je součástí výparníku a je složena z trubek stejného průměru jako výparník. Převádí spaliny ze spalovací komory do druhého tahu kotle. Spaliny se průchodem mříží ochlazují.

6.1.1. Geometrie mříže

Geometrický výpočet mříže byl proveden v kapitole 4.2. Na obr. 3. je schéma spalínové mříže a v tab. 7. jsou jednotlivé geometrické parametry mříže. Mříž je vytvořena přesazením membránových trubek ve stěně spalovací komory. Volím přesazení dvou trubek, proto rozteč mezi jednotlivými trubkami je $R_{mři} = 270 \text{ mm}$. Rozteč mezi řadami je stejná jako rozteče mezi trubkami výparníku a to $Z_{mři} = 90 \text{ mm}$.



Obr. 3. Spalínová mříž

Tab. 7. Geometrické parametry mříže

	Značka	Velikost	Jednotka
Výška mříže	$h_{mři}$	1,3	m
Vnější průměr trubek	$D_{mři}$	60.3	mm
Rozteč mezi trubkami	$R_{mři}$	270	mm
Rozteč mezi řadami	$Z_{mři}$	90	mm
Počet řad	$n_{řad}$	3	-
Počet trubek v jedné řadě	$n_{mři}$	13	-

6.1.2. Tepelný výpočet mříže

Teplený výpočet stanovuje množství tepla odebraného spalínovou mříží proudícím spalínám. Výpočet se skládá ze součinitele přestupu tepla ze strany spalín a součinitele přestupu tepla sáláním. Součinitel přestupu tepla ze strany vody je zanedbán, protože je dostatečně veliký a kritický odpor vedení tepla je na straně spalín.

Teplota na vstupu do mříže $t_{in_{mři}} = 740\text{ °C}$ je stejná jako teplota na konci spalovací komory. Z předešlých výpočtů předpokládám teplotní spád v mříži $\Delta t_{mři} = 14\text{ °C}$, proto teplota na konci mříže bude $t_{out_{mři}} = 726\text{ °C}$.

Střední teplota proudu spalín mříží:

$$t_{st_{mři}} = \frac{t_{in_{mři}} + t_{out_{mři}}}{2} = \frac{740 + 726}{2} = 733\text{ °C} \quad (6.1-1)$$

$t_{in_{mři}}$ Teplota na vstupu do mříže [°C]

$t_{out_{mři}}$ Teplota na výstupu z mříže [°C]

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín pro trubky uspořádané za sebou:

$$\alpha_{k_{mři}} = 0.2 \cdot C_{z_{mři}} \cdot C_{s_{mři}} \cdot \frac{\lambda_{sp_{mři}}}{D_{mři}} \cdot \left(\frac{w_{mři_s} \cdot D_{mři}}{v_{sp_{mři}}} \right)^{0.65} \cdot Pr_{sp_{mři}}^{0.33} \quad (6.1-2)$$

$$\alpha_{k_{mři}} = 0.2 \cdot 0.909 \cdot 0.915 \cdot \frac{92 \cdot 10^{-3}}{0.0603} \cdot \left(\frac{7.243 \cdot 0.0603}{122 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot 0.645^{0.33}$$

$$\alpha_{k_{mři}} = 44.918\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$C_{z_{mři}}$ Opravný součinitel podélných řad [–]

$C_{s_{mři}}$ Opravný součinitel uspořádání svazků [–]

$\lambda_{sp_{mři}}$ Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$v_{sp_{mři}}$ Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

$Pr_{sp_{mři}}$ Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]

$D_{mři}$ Průměr potrubí [m]

$w_{mři_s}$ Skutečná rychlost spalín [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Vlastnosti spalin:

Vlastnosti spalin stanovují interpolací pro střední teplotu spalin v mříži dle [1].

Tab. 7. Parametry spalin procházejících mříží

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp\ mří}$	$92 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{sp\ mří}$	$122 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp\ mří}$	0.645	-

Opravný součinitel podélných:

Tento součinitel se liší od jedné, pokud počet řad není větší než 10. Při 3 řadách volím opravný součinitel $C_{z\ mří} = 0.915$ dle [1].

Opravný součinitel uspořádání svazků:

$$C_{s\ mří} = \left(1 + (2 \cdot \sigma_{1\ mří} - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2\ mří}}{2} \right)^3 \right)^{-2} \quad (6.1-3)$$

$$C_{s\ mří} = \left(1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1.493}{2} \right)^3 \right) = 0.909$$

Pokud součinitel $\sigma_{1\ mří}$ je větší než 3 a součinitel $\sigma_{2\ mří}$ menší jak 2 předpokládá se, že součinitel $\sigma_{1\ mří} = 3$.

Součinitelé σ :

$$\sigma_{1\ mří} = \frac{R_{mří}}{D_{mří}} = \frac{270}{60.3} = 4.478 \approx 3 \quad (6.1-4) \quad \sigma_{2\ mří} = \frac{Z_{mří}}{D_{mří}} = \frac{90}{60.3} = 1.493 \quad (6.1-5)$$

$R_{mří}$ Rozteč mezi trubkami v mříži [mm]

$Z_{mří}$ Rozteč mezi jednotlivými řadami mříže [mm]

$D_{mří}$ Průměr trubek mříže [mm]

Skutečná rychlost proudu spalin mříží:

$$w_{mří\ s} = \frac{M_{sp\ mří}}{\check{s}_{mří} \cdot h_{mří}} = \frac{26.517}{2.816 \cdot 1.3} = 7.243\ m \cdot s^{-1} \quad (6.1-6)$$

$\check{s}_{mří}$ Volná šířka mříže [m]

$h_{mří}$ Výška mříže [m]

$M_{sp\ mří}$ Množství spalin proudících mříží [$m^3 \cdot s^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{st\ mří} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{s_{m\check{r}i}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st_{m\check{r}i}} + 1}{2} \cdot a_{m\check{r}i} \cdot T_{st_{m\check{r}i}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z_{m\check{r}i}}}{T_{st_{m\check{r}i}}}\right)^4}{1 - \frac{T_{z_{m\check{r}i}}}{T_{st_{m\check{r}i}}}} \quad (6.1-7)$$

$$\alpha_{s_{m\check{r}i}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.209 \cdot 1006^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{614.15}{1006}\right)^4}{1 - \frac{614.15}{1006}} = 24.086 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$a_{st_{m\check{r}i}}$	Stupeň černosti povrchu stěn [–]
$a_{m\check{r}i}$	Stupeň černosti [–]
$T_{z_{m\check{r}i}}$	Absolutní teplota povrchu trubek mříže [K]
$T_{st_{m\check{r}i}}$	Absolutní střední teplota proudu spalín mříže [K]

Stupeň černosti:

$$a_{m\check{r}i} = 1 - e^{-k_{lm\check{r}i} \cdot p \cdot s_{m\check{r}i}} = 1 - e^{-5.738 \cdot 0.1 \cdot 0.408} = 0.209 \quad (6.1-8)$$

$k_{lm\check{r}i}$	Součinitel zeslabení sáláním [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
p	Tlak v kotli [MPa]
$s_{m\check{r}i}$	Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s_{m\check{r}i} = 0.9 \cdot D_{m\check{r}i} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{R_{m\check{r}i} \cdot Z_{m\check{r}i}}{D_{m\check{r}i}^2} - 1 \right) \quad (6.1-9)$$

$$s_{m\check{r}i} = 0.9 \cdot 0.0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0.27 \cdot 0.09}{0.0603^2} - 1 \right) = 0.408 \text{ m}$$

$D_{m\check{r}i}$	Průměr trubek spalínové mříže [m]
$R_{m\check{r}i}$	Rozteč mezi jednotlivými trubkami v řadě mříže [m]
$Z_{m\check{r}i}$	Rozteč mezi řadami mříže [m]

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

Objem částic vodní páry, objem částic tříatomových plynů a parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách je již stanoven v předešlých kapitolách.

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{m\check{r}i}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{st_{m\check{r}i}}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6.1-10)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 0.408}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{1006}{1000} \right) \cdot 0.309 = 5.738 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{H_2O}	Objem částic vodní páry [–]
------------	-----------------------------

p_{sp}	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
$s_{mři}$	Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]
T_{st_m}	Absolutní střední teplota proudu spalín [K]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [–]

Součinitel zeslabení sáláním:

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je minimální oproti součiniteli účinné tloušťky sálové vrstvy, proto je zanedbán.

$$k_{Imři} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 5.738 + 0 = 5.738 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (6.1-11)$$

Teplotu vnějšího povrchu nánosů na trubkách, volím dle [1] o 80 °C vyšší než teplota media uvnitř a to je 261 °C. Proto teplota povrchu mříže je $t_{zmři} = 341^\circ\text{C}$.

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalín stanovuje využití proudu spalín v mříži. Za předpokladu, že mříži spaliny protékají rovnoměrně a taktéž se rovnoměrně ochlazují, volím tento součinitel $\xi_{mři} = 0.90$.

$$\alpha_{c_{mři}} = \xi_{mři} \cdot (\alpha_{s_{mři}} + \alpha_{k_{mři}}) \quad (6.1-12)$$

$$\alpha_{c_{mři}} = 0.90 \cdot (24.086 + 44.918) = 62.103 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$\xi_{mři}$	Součinitel využití proudu spalín [–]
$\alpha_{s_{mři}}$	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{k_{mři}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{mři} = 0.6$ dle [1].

$$k_{mři} = \gamma_{mři} \cdot \alpha_{c_{mři}} = 0.6 \cdot 62.103 = 37.262 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.1-13)$$

$\gamma_{mři}$	Součinitel tepelné efektivity [–]
$\alpha_{c_{mři}}$	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Plocha mříže:

$$P_{mři} = \pi \cdot D_{mři} \cdot h_{mři} (n_{mři} - 1) = \pi \cdot 0.0603 \cdot 1.3 \cdot (40 - 1) = 9.605 \text{ m}^2 \quad (6.1-14)$$

$D_{mři}$	Průměr trubek spalínové mříže [m]
$h_{mři}$	Výška spalínové mříže [m]
$n_{mři}$	Počet trubek v mříži [–]

Střední logaritmická teplota:

$$\Delta t_{lo\ g_{mři}} = \frac{(t_{sp\ in\ mři} - t_{vyp}) - (t_{sp\ out\ mři} - t_{vyp})}{\ln\left(\frac{(t_{sp\ in\ mři} - t_{vyp})}{(t_{sp\ out\ mři} - t_{vyp})}\right)} \quad (6.1-15)$$

$$\Delta t_{lo\ g_{mři}} = \frac{(740 - 261) - (726 - 261)}{\ln\left(\frac{740 - 261}{726 - 261}\right)} = 472\ ^\circ\text{C}$$

$t_{sp\ in\ mři}$	Teplota spalin na vstupu do mříže [$^\circ\text{C}$]
$t_{sp\ out\ mři}$	Teplota na výstupu z mříže [$^\circ\text{C}$]
t_{vyp}	Teplota media ve výparníku [$^\circ\text{C}$]

Tepelný výpočet mříže:

$$Q_{mři} = k_{mři} \cdot \Delta t_{lo\ g_{mři}} \cdot P_{mři} = 37.262 \cdot 472 \cdot 9.605 = 168.931\ \text{kW} \quad (6.1-16)$$

$k_{mři}$	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\Delta t_{lo\ g_{mři}}$	Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]
$P_{mři}$	Plocha mříže [m^2]

Teplo na vstupu do mříže:

Entalpie spalin na vstupu mříže $I_{sp\ in\ mři} = 5023\ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ je stanovena pomocí interpolace z tab. 3. Pro teplotu na konci spalovací komory.

$$Q_{in\ mři} = M_{pv} \cdot I_{sp\ in\ mři} = 1.588 \cdot 5023 = 7976\ \text{kW} \quad (6.1-17)$$

$I_{sp\ in\ mři}$	Entalpie na vstupu do mříže [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
M_{pv}	Skutečné množství spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Teplo na výstupu z mříže:

$$Q_{out_{mří}} = Q_{in_{mří}} - Q_{mří} = 7976 - 168.931 = 7807 \text{ kW} \quad (6.1-18)$$

$Q_{in_{mří}}$ Teplo spalin na vstupu do mříže [kW]
 $Q_{mří}$ Teplo odebrané spalínovou mříží [kW]

Entalpie na výstupu z mříže:

$$I_{sp_{out_{mří}}} = \frac{Q_{out_{mří}}}{M_{pv}} = \frac{7807}{1.588} = 4917 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.1-19)$$

$Q_{out_{mří}}$ Teplo na výstupu z mříže [kW]
 M_{pv} Skutečné množství spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tab. 3 pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci mříže výstupní teplotu spalin z mříže, která je 725. °C. Ta se liší od volené výpočtové teploty na výstupu z mříže 726 °C jen minimálně.

6.2.Geometrický výpočet druhého tahu

Šířka druhého tahu je stejná jako šířka spalovací komory. Membránová stěna má stejnou rozteč mezi trubkami a stejný průměr trubek jako spalovací komora. Jednotlivé rozměry jsou zobrazeny na obr. 4.

Teplota na vstupu do druhého tahu $t_{in_{TII}} = 725.8 \text{ °C}$ je stejná jako teplota na výstupu z mříže. Z předešlých výpočtů předpokládám teplotní spád v druhém tahu $\Delta t_{TII} = 44 \text{ °C}$, proto teplota na konci mříže bude $t_{out_{TII}} = 681.8 \text{ °C}$.

Střední teplota proudu spalin v druhém tahu:

$$t_{st_{TII}} = \frac{t_{in_{TII}} + t_{out_{TII}}}{2} = \frac{725.8 + 681.8}{2} = 703.8 \text{ °C} \quad (6.2-1)$$

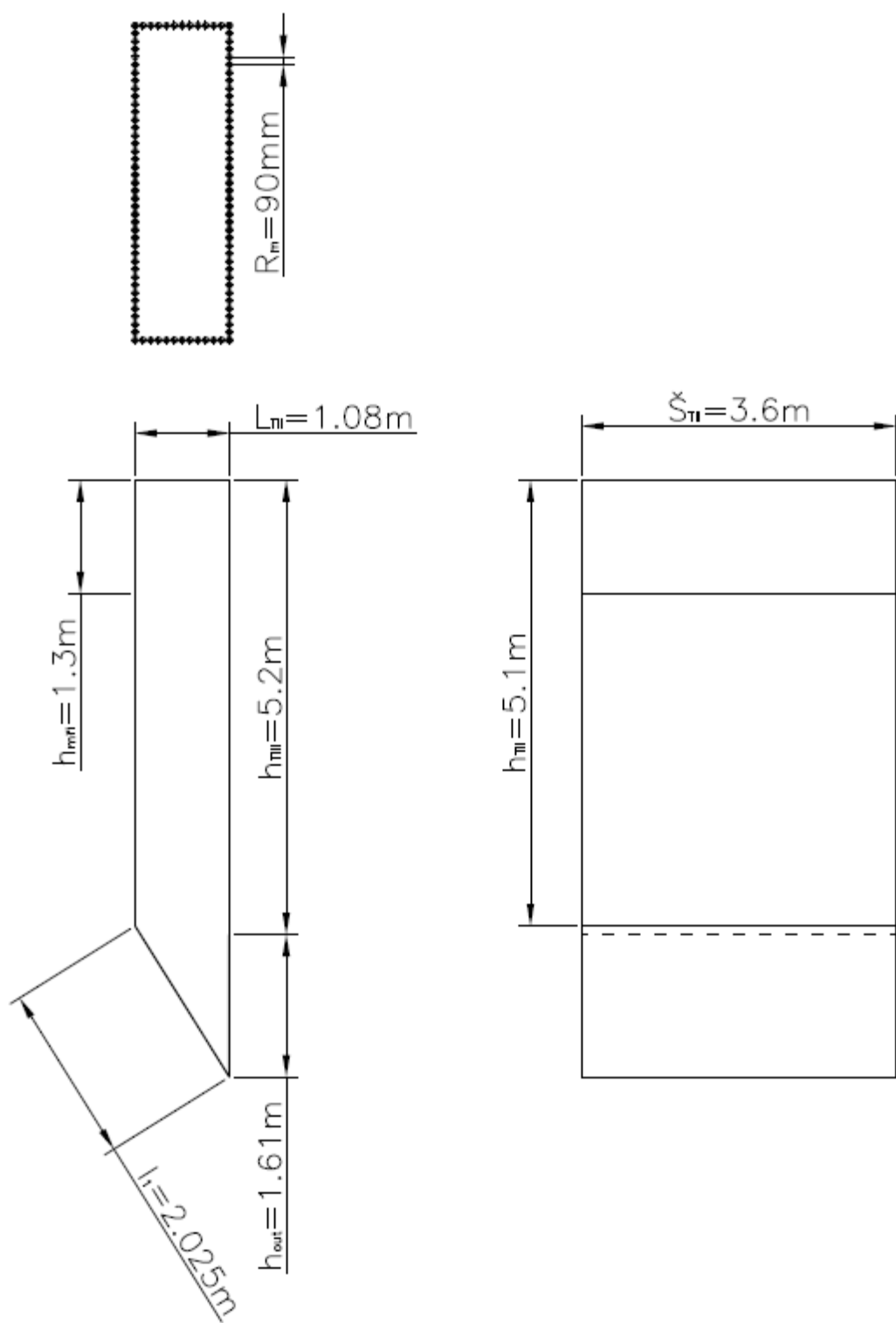
$t_{in_{TII}}$ Teplota na vstupu do druhého tahu [°C]
 $t_{out_{TII}}$ Teplota na výstupu z druhého tahu [°C]

Délka druhého tahu:

Šířka druhého tahu je stejná jako šířka spalovací komory tedy $\check{S}_{TII} = 3.6 \text{ m}$.

$$L_{TII} = \frac{S_{TII}}{\check{S}_{TII}} = \frac{3.934}{3.6} = 1.093 \text{ m} \approx 1.08 \text{ m} \quad (6.2-2)$$

S_{TII} Průřez druhého tahu [m^2]
 $\check{S}_{TII}$ Šířka druhého tahu [m]



Obr. 4. Druhý tah

Průřez druhého tahu:

Rychlost spalín v druhém tahu volím $w_{TII} = 6.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle rady konzultanta diplomové práce.

$$S_{TII} = \frac{M_{spTII}}{w_{TII}} = \frac{25.569}{6.5} = 3.934 \text{ m}^2 \quad (6.2-3)$$

M_{spTII} Hmotnostní průtok spalín druhým tahem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
 w_{TII} Rychlost spalín v druhém tahu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Hmotnostní průtok spalín druhým tahem:

$$M_{spTII} = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \frac{273.15 + t_{stTII}}{273.15} \quad (6.2-4)$$

$$M_{spTII} = 4.502 \cdot 1.588 \cdot \frac{273.15 + 703.8}{273.15} = 25.569 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

O_{sp} Skutečné množství spalín [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
 M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 t_{stTII} Střední teplota v druhém tahu [$^{\circ}\text{C}$]

Průřez nejužšího místa:

Maximální rychlost v nejužším místě volím $w_{nm} = 9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle rady konzultanta diplomové práce. Při vyšších rychlostech by docházelo k neúnosné abrazi.

$$S_{nm} = \frac{M_{spTII}}{w_{nm}} = \frac{25.569}{9} = 2.841 \text{ m}^2 \quad (6.2-5)$$

M_{spTII} Hmotnostní průtok spalín druhým tahem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
 w_{nm} Maximální rychlost v nejužším místě [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Minimální vzdálenost od skluzu:

$$L_{nm} = \frac{S_{nm}}{\check{S}_{TII}} = \frac{2.841}{3.6} = 0.789 \text{ m} \quad (6.2-6)$$

S_{nm} Průřez nejužšího místa [m^2]
 $\check{S}_{TII}$ Šířka druhého tahu [m]

Výšky druhého tahu:

Výšku druhého tahu volím $h_{TII} = 5.1 \text{ m}$ podle maximálního úhlu skluzu $\alpha_{sk} = 32^\circ$. Větší úhel by nevyhovoval z hlediska vyšší možnosti zanášení a neodvádění popílku do výsypky.

Výška třetího tahu:

Výšku třetího tahu volím $h_{TIII} = 5.2 \text{ m}$ na základě minimální vzdálenosti od skluzu.

6.2.1. Plochy druhého tahu:

Jednotlivé rozměry pro výpočet jednotlivých ploch druhého přehříváku jsou znázorněny v obr. 4.

Celková plocha druhého tahu:

$$S_{sTII} = S_{zTII} + S_{přTII} + S_{vTII} + S_{sTII} + 2 \cdot S_{bTII} \quad (6.2-7)$$

$$S_{sTII} = 24.527 + 18.36 + 3.888 + 7.29 + 2 \cdot 6.43 = 66.925 \text{ m}^2$$

Aktivní plocha druhého tahu:

$$S_{aTII} = S_{sTII} - S_{TII/vr} - S_{mři} = 66.925 - 5.807 - 4.68 = 56.438 \text{ m}^2 \quad (6.2-8)$$

Zadní stěna:

$$S_{zTII} = h_{TIII} \cdot \check{S}_{TII} + h_{out} \cdot \check{S}_{TII} = 5.2 \cdot 3.6 + 1.61 \cdot 3.6 = 24.527 \text{ m}^2 \quad (6.2-9)$$

Přední stěna:

$$S_{přTII} = h_{TII} \cdot \check{S}_{TII} = 5.1 \cdot 3.6 = 18.36 \text{ m}^2 \quad (6.2-10)$$

Vrchní stěna:

$$S_{vTII} = L_{TII} \cdot \check{S}_{TII} = 1.08 \cdot 3.6 = 3.888 \text{ m}^2 \quad (6.2-11)$$

Spodní stěna:

$$S_{sTII} = l_1 \cdot \check{S}_{TII} = 2.025 \cdot 3.6 = 7.29 \text{ m}^2 \quad (6.2-12)$$

Boční stěna:

$$S_{bTII} = h_{TIII} \cdot L_{TII} + \frac{h_{out} \cdot L_{TII}}{2} = 5.2 \cdot 1.08 + \frac{1.61 \cdot 1.08}{2} = 6.43 \text{ m}^2 \quad (6.2-13)$$

Plocha výstupu do obratové komory:

$$S_{TII/vr} = h_{out} \cdot \check{S}_{TII} = 1.61 \cdot 3.6 = 5.807 \text{ m}^2 \quad (6.2-14)$$

6.3. Tepelný výpočet druhého tahu

Tepelný výpočet stanovuje množství odebraného tepla ze spalin v prostoru druhého tahu.

Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin:

Opravné součinitele volím rovny jedné dle [1].

$$\alpha_{k_{TII}} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{sp_{TII}}}{d_{e_{TII}}} \cdot \left(\frac{w_{TII_s} \cdot d_{e_{TII}}}{v_{sp_{TII}}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{sp_{TII}}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (6.3-1)$$

$$\alpha_{k_{TII}} = 0.023 \cdot \frac{89 \cdot 10^{-3}}{1.953} \cdot \left(\frac{6.576 \cdot 1.953}{115 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 0.65^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 9.941 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$\lambda_{sp_{TII}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$v_{sp_{TII}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
$d_{e_{TII}}$	Ekvivalentní průměr [m]
$Pr_{sp_{TII}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [—]
D_{TII}	Průměr potrubí [m]
w_{TII_s}	Skutečná rychlost spalin [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [—]

Vlastnosti spalin:

Vlastnosti spalin jsou stanoveny interpolací pro střední teplotu spalin v druhém tahu dle [1].

Tab. 9. Parametry spalin procházejících druhým tahem

	Značka	Rozměr	
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp_{TII}}$	$89 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$v_{sp_{TII}}$	$115 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp_{TII}}$	0.65	-

Skutečná rychlost v druhém tahu:

$$w_{TII_s} = \frac{M_{sp_{TII}}}{\check{S}_{TII} \cdot L_{TII}} = \frac{25.569}{3.6 \cdot 1.08} = 6.576 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.3-2)$$

$M_{sp_{TII}}$	Hmotnostní průtok spalin druhým tahem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
$\check{S}_{TII}$	Šířka druhého tahu [m]

L_{TII} Délka druhého tahu [m]

Ekvivalentní průměr:

$$d_{eTII} = \frac{4 \cdot S_{TII}}{2 \cdot L_{TII} + 2 \cdot \check{S}_{TII}} = \frac{4 \cdot 3.888}{2 \cdot 1.08 + 2 \cdot 3.6} = 1.662 \text{ m} \quad (6.3-3)$$

S_{TII} Průřez druhého tahu [m^2]

$\check{S}_{TII}$ Šířka druhého tahu [m]

L_{TII} Délka druhého tahu [m]

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{stTII} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{stTII} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stTII} + 1}{2} \cdot a_{TII} \cdot T_{stTII}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{zTII}}{T_{stTII}}\right)^4}{1 - \frac{T_{zTII}}{T_{stTII}}} \quad (6.3-4)$$

$$\alpha_{stTII} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.333 \cdot 977^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{561.6}{977}\right)^4}{1 - \frac{561.6}{977}} = 33.395 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

a_{stTII} Stupeň černosti povrchu stěn [–]

a_{TII} Stupeň černosti [–]

T_{zTII} Absolutní teplota povrchu trubek druhého tahu [$^{\circ}\text{C}$]

T_{stTII} Absolutní střední teplota proudu spalin druhého tahu [$^{\circ}\text{C}$]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{TII} = 0.003 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ dle rady konzultanta.

$$t_{zTII} = t_{vyp} + \varepsilon_{TII} \cdot \left(\frac{(Q_{TII_t} + Q_s)}{S_{aTII}} \right) \quad (6.3-5)$$

$$t_{zTII} = 261 + 0.003 \cdot \left(\frac{(516.3 + 0)}{73.2} \right) = 288.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

t_{vyp} Teplota media v trubkách [$^{\circ}\text{C}$]

ε_{TII} Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]

Q_{TII_t} Předpokládané odvedené teplo v druhém tahu [kW]

Q_s Množství tepla odevzdané sáláním [kW]

$S_{a\,TII}$ Plocha druhého tahu [m^2]

Předpokládané odvedené teplo v druhém tahu:

Předpokládané teplo odevzdané v druhém tahu stanovují na základě předpokládané teploty na konci druhého tahu. Na základě této teploty stanovím entalpii na konci druhého tahu podle tab. 3.

$$Q_{TII_t} = M_{pv} \cdot (I_{sp_{in\,TII}} - I_{sp_{out\,TII}}) = 1.588 \cdot (4917 - 4591) = 516.3 \, KW \quad (6.3-6)$$

M_{pv} Skutečné množství spáleného paliva [$kg \cdot s^{-1}$]

$I_{sp_{in\,TII}}$ Entalpie na začátku druhého tahu [$kJ \cdot kg^{-1}$]

$I_{sp_{out\,TII}}$ Entalpie na konci druhého tahu [$kJ \cdot kg^{-1}$]

Stupeň černosti:

$$a_{TII} = 1 - e^{-k_{TII} \cdot p \cdot s_{TII}} = 1 - e^{-3255 \cdot 0.1 \cdot 1.245} = 0.333 \quad (6.3-7)$$

k_{TII} Součinitel zeslabení sáláním [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]

p Tlak v kotli [MPa]

s_{TII} Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s_{TII} = 3.6 \cdot \frac{V_{o\,TII}}{S_{c\,TII}} = 3.6 \cdot \frac{23.148}{66.925} = 1.245 \, m \quad (6.3-8)$$

$V_{o\,TII}$ Objem druhého tahu [m^3]

$S_{c\,TII}$ Celková plocha druhého tahu [m^2]

Objem druhého tahu:

$$V_{o\,TII} = S_{b\,TII} \cdot \check{s}_{TII} = 6.43 \cdot 3.6 = 43.241 \, m^3 \quad (6.3-9)$$

$S_{b\,TII}$ Plocha boční stěny druhého tahu [m^2]

$\check{s}_{TII}$ Šířka druhého tahu [m]

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je oproti součiniteli účinné tloušťky sálové vrstvy velice malý, proto je zanedbán.

$$k_{TII} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 3.255 + 0 = 3.255 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (6.3-10)$$

k_{sp}	Účinná tloušťka sálavé vrstvy [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [–]
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]

Účinná tloušťka sálavé vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{TII}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{stTII}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6.3-11)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 0.1245}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{977}{1000} \right) \cdot 0.309 = 2.62 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{H_2O}	Objem částic vodní páry [–]
p_{sp}	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
s_{TII}	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]
T_{stTII}	Absolutní střední teplota proudu spalin [K]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [–]

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{TII} = 0.80$.

$$\alpha_{cTII} = \xi_{TII} \cdot (\alpha_{sTII} + \alpha_{kTII}) \quad (6.3-12)$$

$$\alpha_{cTII} = 0.8 \cdot (33.395 + 9.941) = 34.668 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

ξ_{TII}	Součinitel využití proudu spalin [–]
α_{sTII}	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
α_{kTII}	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivnosti volím $\gamma_{TII} = 0.6$ dle[1].

$$k_{TII} = \gamma_{TII} \cdot \alpha_{cTII} = 0.6 \cdot 34.668 = 20.801 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.3-13)$$

γ_{TII}	Součinitel tepelné efektivnosti [–]
α_{cTII}	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log T_{II}} = \frac{(t_{sp\,in\,T_{II}} - t_{vyp}) - (t_{sp\,out\,T_{II}} - t_{vyp})}{\ln \left(\frac{(t_{sp\,in\,T_{II}} - t_{vyp})}{(t_{sp\,out\,T_{II}} - t_{vyp})} \right)} \quad (6.3-14)$$

$$\Delta t_{\log T_{II}} = \frac{(725.8 - 261) - (681.8 - 261)}{\ln \left(\frac{725.8 - 261}{681.8 - 261} \right)} = 442.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{sp\,in\,T_{II}}$ Teplota spalin na vstupu do druhého tahu [$^\circ\text{C}$]

$t_{sp\,out\,T_{II}}$ Teplota na výstupu z druhého tahu [$^\circ\text{C}$]

t_{vyp} Teplota media ve výparníku [$^\circ\text{C}$]

Tepelný výpočet mříže:

$$Q_{TII} = k_{TII} \cdot \Delta t_{\log T_{II}} \cdot S_{aTII} = 20.801 \cdot 442.4 \cdot 56.438 = 519.4 \text{ kW} \quad (6.3-15)$$

k_{TII} Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log T_{II}}$ Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]

S_{aTII} Celková aktivní plocha druhého tahu [m^2]

Teplo na výstupu z druhého tahu:

Teplo na vstupu do druhého tahu je stejné jako teplo na výstupu ze spalinové mříže
 $Q_{in\,TII} = 7807 \text{ kW}$.

$$Q_{out\,TII} = Q_{in\,TII} - Q_{TII} = 7807 - 519.4 = 7288 \text{ kW} \quad (6.3-16)$$

$Q_{in\,TII}$ Teplo na vstupu do druhého tahu [kW]

Q_{TII} Teplo odebrané v druhém tahu [kW]

Entalpie na výstupu z druhého tahu:

$$I_{sp\,out\,TII} = \frac{Q_{out\,TII}}{M_{pv}} = \frac{7288}{1.588} = 4589 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.3-17)$$

$Q_{out\,TII}$ Teplo vystupující z druhého tahu [kW]

M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tabulky pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci druhého tahu teplotu na konci druhého tahu, která je $681.5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Liší od volené výpočtové teploty na výstupu z mříže $681.8 \text{ } ^\circ\text{C}$ jen minimálně.

7. Výpočet třetího tahu

Ve třetím tahu jsou umístěny výhřevné plochy a to třetí a druhý přehřívák, které jsou zavěšeny na závěsných trubkách. Stěna třetího tahu je tvořena membránovou stěnou a je součástí výparníku. Spaliny z druhého tahu převáděny přes vratnou komoru do třetího tahu.

7.1. Výpočet vratné komory

Spaliny z druhého tahu proudí do vratné komory, kde je koncipována výsypka popílku z prvních tří tahů, který unikne ze spalovací komory v úletu. Prostor vratné komory je velmi nekonstantní, a proto i přestup tepla a rychlost jsou velmi proměnlivé. Stěny vratné komory jsou tvořeny membránovou stěnou a jsou součástí výparníku. Spaliny z vratné komory proudí do třetího tahu kotle.

7.1.1. Geometrie vratné komory

Jednotlivé rozměry vratné komory jsou zobrazeny na obr. 5. Membránová stěna vratné komory je z většiny stejná jako u spalovací komory a druhého tahu, ale zadní stěna vratné komory má rozteč membránové stěny zvětšenou na $R_{vr} = 100 \text{ mm}$. Zvětšení je z důvodu přehříváku tří a dva, které budou přes membránovou stěnu prostupovat v prostoru třetího tahu.

Teplota na vstupu do vratné komory $t_{in_{vr}} = 681.5 \text{ °C}$ je stejná jako teplota na výstupu z druhého tahu. Z předešlých výpočtů předpokládám teplotní spád ve vratné komoře $\Delta t_{TII} = 26 \text{ °C}$, proto teplota na konci vratné komory bude $t_{out_{vr}} = 655.8 \text{ °C}$.

Střední teplota proudu spalin ve vratné komoře:

$$t_{st_{vr}} = \frac{t_{in_{vr}} + t_{out_{vr}}}{2} = \frac{681.5 + 655.8}{2} = 668.8 \text{ °C} \quad (7.1-1)$$

$t_{in_{vr}}$ Teplota na vstupu do vratné komory [°C]

$t_{out_{vr}}$ Teplota na výstupu z vratné komory [°C]

Délka třetího tahu:

Volba trubek přehříváku, závěsných trubek a počtu trubek bude odůvodněna v příští kapitole.

$$L_{TIII} = \frac{S_{TIII_{vo}} - S_{zt} \cdot n_{zt}}{\check{S}_{TIII} - n_{PII} \cdot D_{PII}} = \frac{3.799 + 0.038 \cdot 36}{3.6 - 27 \cdot 0.038} = 2.358 \text{ m} \approx 2.35 \text{ m} \quad (7.1-2)$$

$S_{TIII_{vo}}$ Volná plocha ve třetím tahu [m²]

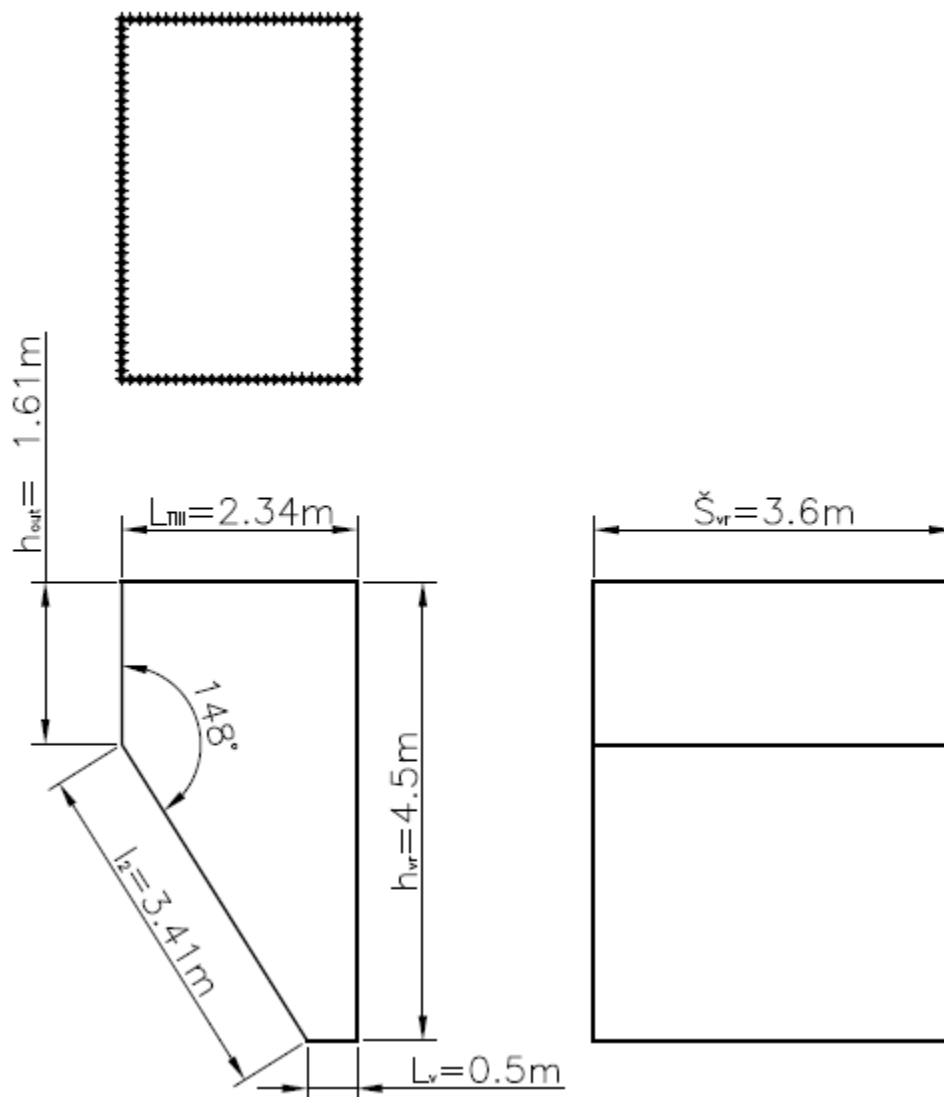
S_{zt} Průřezu závěsné trubky [m²]

n_{zt} Počet závěsných trubek [–]

n_{PII} Počet jedné řady výparníku [–]

D_{PII} Průměr trubek přehříváku [m]

$\check{S}_{TIII}$ Šířka třetího tahu [m²]



Obr. 5. Vratná komora

Volný průřez:

Rychlost na výstupu z vratné komory volím $w_{vr} = 6.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$S_{TIII_{vo}} = \frac{M_{sp_{vr}}}{w_{vr}} = \frac{24.463}{6.5} = 3.755 \text{ m}^2 \quad (7.1-3)$$

$M_{sp_{vr}}$ Hmotnostní průtok spalin ve vratné komoře [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
 w_{vr} Rychlost spalin ve vratné komoře [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Hmotnostní průtok spalín vratným tahem:

$$M_{sp_{vr}} = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \frac{273.15 + t_{st_{vr}}}{273.15} \quad (7.1-4)$$

$$M_{sp_{vr}} = 4.502 \cdot 1.588 \cdot \frac{273.15 + 668.8}{273.15} = 24.653 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

O_{sp}	Skutečné množství spalín [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
$t_{st_{vr}}$	Střední teplota ve vratné komoře [$^{\circ}\text{C}$]

Průřez vyplněný závěsnými trubkami:

$$S_{zt} = n_{zt} \cdot \frac{D_{zt}^2 \cdot \pi}{4} = 36 \cdot \frac{0.038^2 \cdot \pi}{4} = 0.041 \text{ m}^2 \quad (7.1-5)$$

D_{zt}	Průměr závěsných trubek [m]
n_{zt}	Počet závěsných trubek [–]

Plochy vratné komory:

Jednotlivé rozměry pro výpočet jednotlivých ploch druhého přehříváku jsou znázorněny v obr. 5.

Celková plocha vratného tahu:

$$S_{c_{vr}} = S_{z_{vr}} + S_{p_{vr}} + S_{h_{vr}} + S_{s_{vr}} + 2 \cdot S_{b_{vr}} \quad (7.1-6)$$

$$S_{c_{vr}} = 16.2 + 5.807 + 8.46 + 5.807 + 2 \cdot 7.96 = 60.578 \text{ m}^2$$

Aktivní plocha vratné komory:

$$S_{a_{vr}} = S_{c_{vr}} = 60.578 - S_{p_{vr}} - S_{vys} = 52.971 \text{ m}^2 \quad (7.1-7)$$

Zadní plocha:

$$S_{z_{vr}} = h_{vr} \cdot \check{S}_{vr} = 4.5 \cdot 3.6 = 16.2 \text{ m}^2 \quad (7.1-8)$$

Přední stěna:

$$S_{p_{vr}} = h_{out} \cdot \check{S}_{vr} = 1.61 \cdot 3.6 = 5.807 \text{ m}^2 \quad (7.1-9)$$

Horní stěna:

$$S_{h_{vr}} = L_{III} \cdot \check{S}_{vr} = 2.35 \cdot 3.6 = 8.46 \text{ m}^2 \quad (7.1-10)$$

Spodní stěna:

$$S_{s_{vr}} = l_2 \cdot \check{S}_{vr} + L_v \cdot \check{S}_{vr} = 3.14 \cdot 3.6 = 5.807 \text{ m}^2 \quad (7.1-11)$$

Boční stěna:

Boční stěna byla stanovena pomocí goniometrických funkcí $S_{b_{vr}} = 7.96 \text{ m}^2$.

Plocha výsyvky:

Délku výsyvky ve vratné komoře volím $L_v = 500 \text{ mm}$ dle rady konzultanta diplomové práce.

$$S_{vys} = L_v \cdot \check{S}_{vr} = 0.500 \cdot 3.6 = 1.8 \text{ m}^2 \quad (7.1-12)$$

7.1.2. Tepelný výpočet vratné komory

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla odebraného ve vratné komoře a skládá se ze součinitele přestupu tepla ze strany spalin a součinitele přestupu tepla sáláním. Přestup tepla ze strany vody je výrazně lepší, proto může být zanedbán.

Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin:

Opravné součinitele volím rovny jedné dle [1]. Rychlost ve vratné komoře předpokládám stejnou jako rychlost v druhém tahu, případná odchylka rychlosti a tím i přestup tepla bude zohledněna dále při volbě efektivnosti využití proudu spalin.

$$\alpha_{k_{vr}} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{sp_{vr}}}{d_{e_{vr}}} \cdot \left(\frac{w_{TII_s} \cdot d_{e_{vr}}}{v_{sp_{vr}}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{sp_{vr}}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.1-13)$$

$$\alpha_{k_{vr}} = 0.023 \cdot \frac{85 \cdot 10^{-3}}{5.566} \cdot \left(\frac{6.576 \cdot 4.039}{107 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 0.655^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8.461 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$\lambda_{sp_{vr}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$v_{sp_{vr}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
$Pr_{sp_{vr}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [—]
$d_{e_{vr I}}$	Ekvivalentní průměr potrubí [m]
w_{TII_s}	Skutečná rychlost spalin [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [—]

Vlastnosti spalin:

Vlastnosti spalin jsou stanoveny interpolací pro střední teplotu spalin ve vratné komoře dle [1].

Tab. 10. Parametry spalín procházejících vratnou komorou

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp_{vr}}$	$85 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{sp_{vr}}$	$107 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp_{vr}}$	0.655	-

Ekvivalentní průměr potrubí:

$$d_{e_{vr}} = \frac{4 \cdot h_{vr} \cdot \check{S}_{vr}}{2 \cdot h_{vr} + 2 \cdot \check{S}_{vr}} = \frac{4 \cdot 4.5 \cdot 3.6}{2 \cdot 4.5 + 2 \cdot 3.6} = 4.039 \text{ m} \quad (7.1-14)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{st_{vr}} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{s_{vr}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st_{vr}} + 1}{2} \cdot a_{vr} \cdot T_{st_{vr}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z_{vr}}}{T_{st_{vr}}}\right)^4}{1 - \frac{T_{z_{vr}}}{T_{st_{vr}}}} \quad (7.1-15)$$

$$\alpha_{s_{vr}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.38 \cdot 942^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{551.2}{942}\right)^4}{1 - \frac{551.2}{942}} = 34.701 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$a_{st_{vr}}$ Stupeň černosti povrchu stěn [–]

a_{vr} Stupeň černosti [–]

$T_{z_{vr}}$ Absolutní teplota povrchu trubek ve vratné komoře [°C]

$T_{st_{vr}}$ Absolutní střední teplota proudu spalín ve vratné komoře [°C]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{vr} = 0.003 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ dle rady konzultanta.

$$t_{z_{vr}} = t_{vyp} + \varepsilon_{vr} \cdot \left(\frac{(Q_{vr_t} + Q_s)}{P_{vr}}\right) = 261 + 0.003 \cdot \left(\frac{(301.1 + 0)}{36.641}\right) = 278^\circ\text{C} \quad (7.1-16)$$

t_{vyp} Teplota média v trubkách [°C]

ε_{vr} Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]

Q_{vr_t} Předpokládané odvedené teplo v druhém tahu [kW]

Q_s Množství tepla odevzdané sáláním [kW]

$S_{a_{vr}}$ Plocha druhého tahu [m^2]

Předpokládané odvedené teplo ve vratné komoře:

$$Q_{vr_t} = M_{pv} \cdot (I_{sp_{in_{vr}}} - I_{sp_{out_{vr}}}) = 1.588 \cdot (4591 - 4402) = 301.1 \text{ KW} \quad (7.1-17)$$

M_{pv} Skutečné množství spáleného paliva [$kg \cdot s^{-1}$]

$I_{sp_{in_{vr}}}$ Entalpie na začátku vratné komory [$kJ \cdot kg^{-1}$]

$I_{sp_{out_{vr}}}$ Entalpie na konci vratné komory [$kJ \cdot kg^{-1}$]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s_{vr} = 3.6 \cdot \frac{V_{o_{vr}}}{S_{c_{vr}}} = 3.6 \cdot \frac{19.502}{42.946} = 1.635 \text{ m} \quad (7.1-18)$$

$V_{o_{vr}}$ Objem spalovacího prostoru [m^3]

$S_{c_{vr}}$ Celková plocha vratné komory [m^2]

Objem spalovacího prostoru:

$$V_{o_{vr}} = S_{b_{vr}} \cdot \check{s}_{vr} = 7.223 \cdot 2.7 = 19.502 \text{ m}^3 \quad (7.1-19)$$

$S_{b_{vr}}$ Boční plocha vratné komory [m^2]

$\check{s}_{vr}$ Šířka vratné komory [m]

Stupeň černosti:

$$a_{vr} = 1 - e^{-k_{vr} \cdot p \cdot s_{T_{vr}}} = 1 - e^{-2.81 \cdot 0.1 \cdot 1.703} = 0.38 \quad (7.1-20)$$

k_{vr} Součinitel zeslabení sáláním [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]

p Tlak v kotli [MPa]

s_{vr} Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Součinitel zeslabení sáláním:

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je minimální oproti součiniteli účinné tloušťky sálové vrstvy, proto je zanedbán.

$$k_{vr} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 2.81 + 0 = 2.81 \text{ m}^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (7.1-21)$$

k_{sp} Účinná tloušťka sálové vrstvy [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]

r_{sp} Objem částic tříatomových plynů [$-$]

$k_p \cdot \mu$ Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]

Účinná tloušťka sálavé vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{vr}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{st_{vr}}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.1-22)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 1.703}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{942}{1000} \right) \cdot 0.309 = 2.81 \, m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

r_{H_2O} Objem část vodní páry [–]
 p_{sp} Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
 s_{vr} Efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]
 $T_{st_{vr}}$ Absolutní střední teplota proudu spalin [K]
 r_{sp} Objem částic tříatomových plynů [–]

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{TH} = 0.55$, protože rychlost a omývaná plocha není rovnoměrná a přestup ve vratné komoře není rovnoměrný.

$$\alpha_{c_{vr}} = \xi_{vr} \cdot (\alpha_{s_{vr}} + \alpha_{k_{vr}}) \quad (7.1-23)$$

$$\alpha_{c_{vr}} = 0.6 \cdot (34.701 + 8.461) = 23.739 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

ξ_{vr} Součinitel využití proudu spalin [–]
 $\alpha_{s_{vr}}$ Součinitel přestupu tepla sáláním [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
 $\alpha_{k_{vr}}$ Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{vr} = 0.6$ dle [1].

$$k_{vr} = \gamma_{vr} \cdot \alpha_{c_{vr}} = 0.6 \cdot 23.739 = 14.243 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (7.1-24)$$

γ_{vr} Součinitel tepelné efektivity [–]
 $\alpha_{c_{vr}}$ Celkový součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{log\,vr} = \frac{(t_{sp\,in\,vr} - t_{vyp}) - (t_{sp\,out\,vr} - t_{vyp})}{\ln\left(\frac{(t_{sp\,in\,vr} - t_{vyp})}{(t_{sp\,out\,vr} - t_{vyp})}\right)} \quad (7.1-25)$$

$$\Delta t_{log\,vr} = \frac{(681.8 - 261) - (655.8 - 261)}{\ln\left(\frac{681.8 - 261}{655.8 - 261}\right)} = 407.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$t_{sp\,in\,vr}$ Teplota spalin na vstupu do vratné komory [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{sp\,out\,vr}$ Teplota na výstupu z vratné komory [$^{\circ}\text{C}$]

t_{vyp} Teplota media ve výparníku [$^{\circ}\text{C}$]

Tepelný výpočet vratné komory:

$$Q_{vr} = k_{vr} \cdot \Delta t_{log\,vr} \cdot S_{a\,vr} = 14.243 \cdot 407.7 \cdot 52.971 = 307.6 \text{ kW} \quad (7.1-26)$$

k_{vr} Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{log\,vr}$ Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]

$S_{a\,vr}$ Celková aktivní plocha vratné komory [m^2]

Teplo na výstupu z mříže:

Teplo na vstupu do vratné komory je stejné jako teplo na výstupu z druhého tahu
 $Q_{in\,vr} = 7288 \text{ kW}$.

$$Q_{out\,vr} = Q_{in\,vr} - Q_{vr} = 7288 - 307.6 = 6980 \text{ kW} \quad (7.1-27)$$

$Q_{in\,vr}$ Teplo na vstupu do vratné komory [kW]

Q_{vr} Teplo odebrané ve vratné komoře [kW]

Entalpie na výstupu z vratné komory:

$$I_{sp\,out\,vr} = \frac{Q_{out\,vr}}{M_{pv}} = \frac{6980}{1.588} = 4396 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.1-28)$$

$Q_{out\,vr}$ Teplo vystupující z vratného tahu [kW]

M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tab. 3. pomoci interpolace jsme přiřadili entalpii na konci vratné komory výstupní teplotu spalin na konci vratné komory, která je 655.8 °C. Liší se od výpočtové teploty na výstupu z mříže 655 °C jen minimálně.

7.2. Výpočet prostoru třetího přehříváku

V prostoru třetího přehříváku jsou tři teplosměnné plochy. Stěna třetího tahu je tvořena membránovou stěnou a je součástí výparníku. Závěsné trubky jsou první částí přehříváku. Na nich je zavěšena poslední část přehříváku a to třetí přehřívák. Prostor třetího přehříváku je zvětšen o prostor před přehřívákem a prostor pro údržbu.

Teplota na vstupu do prostoru třetího přehříváku $t_{in_{PIII}} = 655$ °C je stejná jako teplota na výstupu z vratné komory. Z předešlých výpočtů předpokládám teplotní spád v prostoru třetího přehříváku $\Delta t_{PIII} = 131.5$ °C, proto teplota na konci prostoru třetího přehříváku bude $t_{out_{PIII}} = 523.5$ °C.

Střední teplota v prostoru třetího přehříváku:

$$t_{st_{PIII\ m}} = \frac{t_{in_{PIII}} + t_{out_{PIII}}}{2} = \frac{655 + 523.5}{2} = 589.25$$
 °C (7.2-1)

$t_{in_{PIII}}$ Teplota na vstupu do prostoru třetího přehříváku [°C]

$t_{out_{PIII}}$ Teplota na výstupu z prostoru třetího přehříváku [°C]

7.2.1. Geometrický výpočet prostoru třetího přehříváku

Jednotlivé plochy a jejich rozměry jsou zobrazeny na obr. 6. a v tab. 11. a 12. Membránová stěna je stejná jako u vratné komory, u které má zadní stěna zvětšenou rozteč na $R_{PIII\ m} = 100$ mm, z důvodu vedení trubek třetího přehříváku přes tuto stěnu. Třetí přehřívák je koncipován z větší roztečí mezi jednotlivými trubkami $R_{PIII} = 200$ mm, protože při menších roztečích by mohlo dojít k nežádoucímu zanášení. Přehřívák je rovněž konstruován jako dvojhad, aby byl zvětšen průřez pro proudění páry a tím nebyla překročena maximální rychlost páry přehříváku. Součástí prostoru třetího přehříváku jsou i závěsné trubky, které rovněž vystupují zadní stěnou.

Výška prostoru třetího přehříváku:

Výšku prostoru před přehřívákem tři volím $h_{vo} = 490$ mm a za přehřívákem tři musí být obslužný prostor o výšce $h_{ob} = 700$ mm.

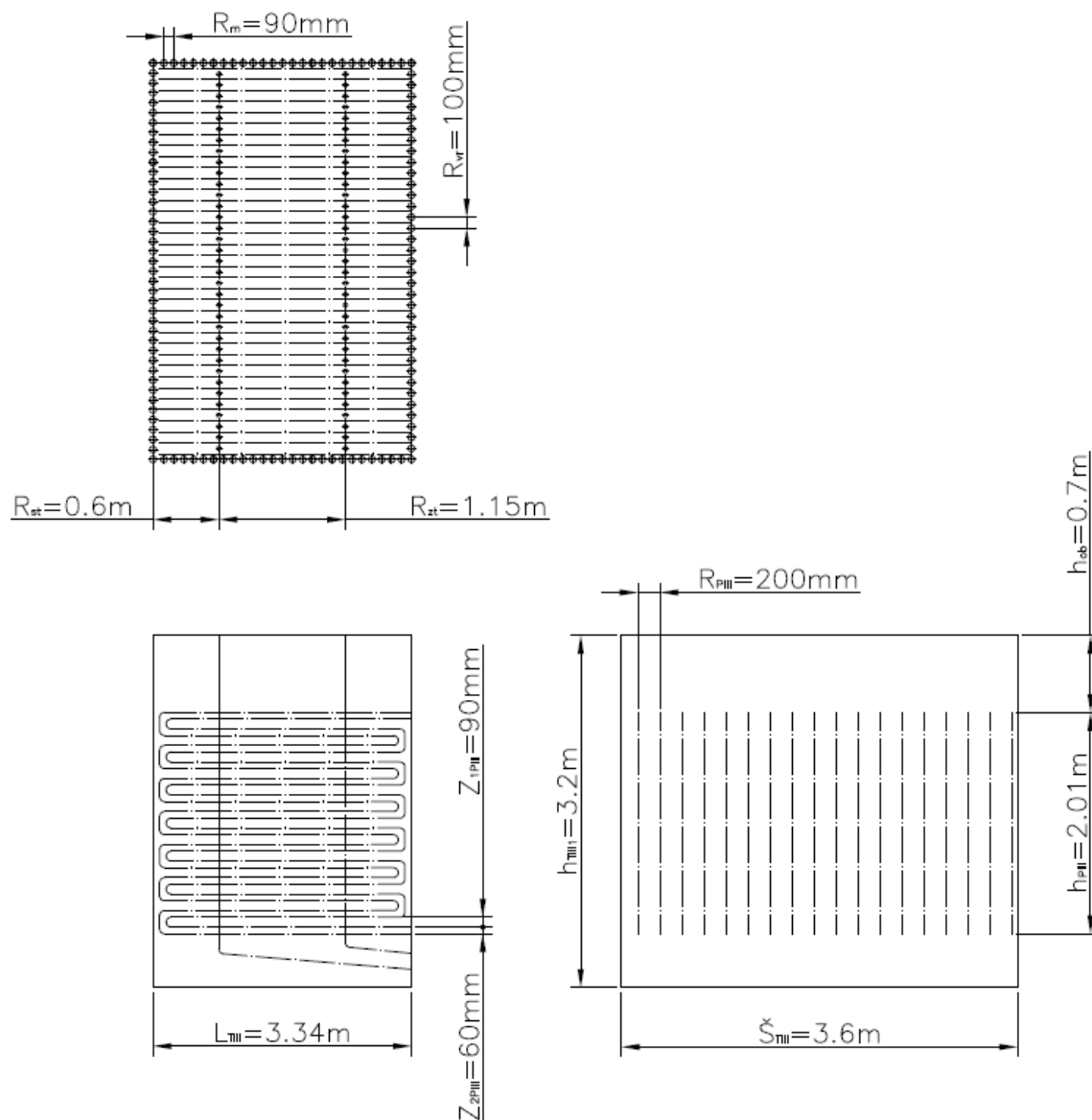
$$h_{TIII1} = Z_{1_{PIII}} \cdot (z_{PIII} - 1) + Z_{2_{PIII}} \cdot z_{PIII} + h_{vo} + h_{ob}$$
 (7.2-2)

$$h_{PIII} = 0.09 \cdot (14 - 1) + 0.06 \cdot 14 + 0.49 + 0.7 = 3.2$$
 m

Celková plocha membránových stěn prostoru přehříváku tři:

$$S_{c_{PIII}} = S_{z_{PIII}} + S_{p_{PIII}} + S_{s_{PIII}} + S_{v_{PIII}} + 2 \cdot S_{b_{PIII}} \quad (7.2-3)$$

$$S_{c_{PII}} = 11.52 + 11.52 + 8.424 + 8.424 + 2 \cdot 7.5 = 54.864 \, m^2$$



Obr. 6. Prostor třetího přehříváku

Aktivní plocha prostoru třetího přehříváku:

$$S_{a_{PIII}} = S_{c_{PIII}} - S_{s_{PIII}} - S_{v_{PIII}} = 54.864 - 8.424 - 8.424 = 38.016 \, m^2 \quad (7.2-4)$$

Zadní a přední stěna:

$$S_{z_{PIII}} = S_{p_{PIII}} = h_{TIII1} \cdot \check{s}_{TIII} = 3.2 \cdot 3.6 = 11.52 \, m^2 \quad (7.2-5)$$

Vrchní a spodní stěna:

$$S_{s_{PIII}} = S_{v_{PIII}} = L_{TIII} \cdot \check{S}_{TIII} = 2.34 \cdot 3.6 = 8.424 \text{ m}^2 \quad (7.2-6)$$

Boční stěna:

$$S_{b_{PIII}} = h_{TIII1} \cdot L_{TIII} = 32 \cdot 2.34 = 7.5 \text{ m}^2 \quad (7.2-7)$$

Plocha závěsných trubek

Tab. 11. Rozměrové parametry závěsných trubek

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{zt}	38	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{zt}	25.4	mm
Počet trubek v řadě	n_{zt}	18	-
Počet řad	z_{zt}	2	-
Rozteč mezi řadami	R_{zt}	1.15	m
Vzdálenost od stěny	R_{st}	0.6	m

$$P_{zt} = (n_{zt} \cdot D_{zt} \cdot \pi \cdot h_{TIII1}) + \left(\frac{n_{zt}}{2}\right) \cdot 1.2 \cdot D_{zt} \cdot \pi (L_{TIII} - R_{zt}) + \left(\frac{n_{zt}}{2}\right) \cdot 1.2 \cdot \pi \cdot R_{zt} \quad (7.2-8)$$

$$P_{zt} = (36 \cdot 0.038 \cdot \pi \cdot 3.2) + \left(\frac{36}{2}\right) \cdot 1.2 \cdot 0.038 \cdot \pi (2.34 - 0.6) + \left(\frac{36}{2}\right) \cdot 1.2 \cdot \pi \cdot 0.6$$

$$P_{zt} = 19.787 \text{ m}^2$$

Plocha třetího přehříváku:

Tab. 12. Rozměrové parametry přehříváku tři

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{PIII}	38	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{PIII}	30	mm
Počet trubek v řadě	n_{PIII}	18	-
Počet řad	z_{PIII}	14	-
Rozteč mezi řadami	Z_{1PIII}	90	mm
Rozteč mezi řadami	Z_{2PIII}	60	mm
Rozteč mezi trubkami	R_{PIII}	200	mm

$$P_{PIII} = [(Z_{1PIII} + 2 \cdot Z_{2PIII}) \cdot (z_{PIII} - 1) + 2 \cdot (L_{TIII} - Z_{2PIII}) + (L_{TIII} - 3 \cdot Z_{2PIII}) \cdot (z_{PIII} - 2) + Z_{1PIII} \cdot (z_{PIII} - 1) + 2 \cdot (L_{TIII} - 2 \cdot Z_{2PIII} + L_{TIII} - 3 \cdot Z_{2PIII} \cdot z_{PIII} - 2) \cdot \pi \cdot D_{PIII} \cdot n_{PIII}] \quad (7.2-9)$$

$$P_{PIII} = [(0.09 + 2 \cdot 0.06) \cdot (14 - 1) + 2 \cdot (2.34 - 0.06) + (2.34 - 3 \cdot 0.06) \cdot (14 - 2) + 0.09 \cdot (14 - 1) + 2 \cdot (2.34 - 2 \cdot 0.06) + (2.34 - 3 \cdot 0.06) \cdot (14 - 2)] \cdot \pi \cdot 0.038 \cdot 18 = 139.718 \text{ m}^2$$

7.2.2. Tepelný výpočet membránové stěny

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla odebraného membránovou stěnou a skládá se z výpočtu součinitele podélného přestupu tepla ze strany spalín a součinitele přestupu tepla sáláním. Součinitel přestupu tepla ze strany vody je výrazně větší, proto může být zanedbán.

Součinitel podélného přestupu tepla ze spalín:

$$\alpha_{k_{PII\,m}} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{sp\,PII\,m}}{d_{e\,PII\,m}} \cdot \left(\frac{w_{TIII\,s} \cdot d_{e\,PII\,m}}{v_{sp\,PII\,m}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{sp\,PII\,m}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.2-10)$$

$$\alpha_{k_{PII\,m}} = 0.023 \cdot \frac{77 \cdot 10^{-3}}{2.836} \cdot \left(\frac{6.569 \cdot 2.844}{91 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 0.68^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 9.502 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\lambda_{sp\,PII\,m}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
$v_{sp\,PII\,m}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$m^2 \cdot s^{-1}$]
$Pr_{sp\,PII\,m}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]
$d_{e\,PII\,m}$	Průměr potrubí [m]
$w_{TIII\,s}$	Skutečná rychlost spalín [$m \cdot s^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [–]

Vlastnosti spalín:

Vlastnosti spalín stanovují interpolací pro střední teplotu spalín v prostoru třetího přehříváku dle [1].

Tab. 13. Parametry spalín v prostoru třetího přehříváku

	Značka	Rozměr
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp\,PII}$	$77 \cdot 10^{-3} \, W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$v_{sp\,PII}$	$91 \cdot 10^{-6} \, m^2 \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp\,PII}$	0.68

Ekvivalentní průměr:

$$d_{e\,PII\,m} = \frac{4 \cdot L_{TIII} \cdot \check{S}_{TIII}}{2 \cdot L_{TIII} + 2 \cdot \check{S}_{TIII}} = \frac{4 \cdot 3.6 \cdot 2.34}{2 \cdot 2.34 + 2 \cdot 3.6} = 2.836 \, m \quad (7.2-11)$$

$\check{S}_{TIII}$	Šířka třetího tahu [m]
L_{TIII}	Délka třetího tahu [m]

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{st\,PII\,m} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{s_{PIII_m}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st_{PIII}} + 1}{2} \cdot a_{PIII_m} \cdot T_{st_{PIII}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z_{PIII}}}{T_{st_{PIII}}}\right)^4}{1 - \frac{T_{z_{PIII}}}{T_{st_{PIII}}}} \quad (7.2-12)$$

$$\alpha_{s_{PIII_m}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.399 \cdot 862^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{554.6}{862}\right)^4}{1 - \frac{554.6}{862}} = 30.458 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$a_{st_{PIII_m}}$ Stupeň černosti povrchu stěn [–]

a_{PIII_m} Stupeň černosti [–]

$T_{z_{PIII}}$ Absolutní teplota povrchu trubek v prostoru třetího přehříváku [°C]

$T_{st_{PIII}}$ Absolutní střední teplota proudu spalin v prostoru třetího přehříváku [°C]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{PIII_m} = 0.0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ dle rady konzultanta. Předpokládané teplo odevzdané do membránové stěny volím $Q_{PIII_{m_t}} = 222 \text{ kW}$, dle předešlých výpočtů.

$$t_{z_{PIII_m}} = t_{vyp} + \varepsilon_{PIII} \cdot \left(\frac{(Q_{PIII_{m_t}} + Q_s)}{S_{a_{PIII}}} \right) \quad (7.2-13)$$

$$t_{z_{PIII_m}} = 261 + 0.0035 \cdot \left(\frac{(222 + 0)}{38.016} \right) = 281.4 \text{ °C}$$

t_{vyp} Teplota media v trubkách [°C]

ε_{PIII} Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]

$Q_{PIII_{m_t}}$ Předpokládané odvedené teplo v prostoru třetího tahu [kW]

Q_s Množství tepla odevzdané sáláním [kW]

$S_{a_{PIII}}$ Aktivní plocha prostoru třetího tahu [m^2]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s_{PIII_m} = 3.6 \cdot \frac{V_{o_{PIII_m}}}{S_{c_{PIII}}} = 3.6 \cdot \frac{26.957}{54.864} = 1.769 \text{ m} \quad (7.2-14)$$

$V_{o_{PIII_m}}$ Objem prostoru třetího přehříváku [m^3]

$S_{c_{PIII}}$ Celková plocha třetího přehříváku [m^2]

Objem spalovacího prostoru:

$$V_{o_{PIII_m}} = S_{b_{PIII}} \cdot \check{S}_{PIII} = 7.05 \cdot 3.6 = 25.38 \text{ m}^3 \quad (7.2-15)$$

$S_{b_{PIII}}$ Boční plocha prostoru třetího přehříváku [m^2]
 $\check{S}_{PIII}$ Šířka třetího tahu [m]

Stupeň černosti:

$$a_{PIII_m} = 1 - e^{-k_{PIII_m} \cdot p \cdot s_{PIII_m}} = 1 - e^{-2.897 \cdot 0.1 \cdot 1.736} = 0.399 \quad (7.2-16)$$

k_{PIII_m} Součinitel zeslabení sáláním [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
 p Tlak v kotli [MPa]
 s_{PIII_m} Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Součinitel zeslabení sáláním:

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je minimální oproti součiniteli účinné tloušťky sálové vrstvy, proto je zanedbán.

$$k_{PIII_m r} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 2.879 + 0 = 2.897 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (7.2-17)$$

k_{sp} Účinná tloušťka sálové vrstvy [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
 r_{sp} Objem částic tříatomových plynů [–]
 $k_p \cdot \mu$ Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{PIII_m}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{st_{PIII_m}}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.2-18)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 0.1769}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{862}{1000} \right) \cdot 0.309 = 2.879 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{H_2O} Objem část vodní páry [–]
 p_{sp} Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
 s_{PIII_m} Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]
 $T_{st_{PIII_m}}$ Absolutní střední teplota proudu spalin [K]
 r_{sp} Objem částic tříatomových plynů [–]

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{PIII_m} = 0.8$

$$\alpha_{cPIII_m} = \xi_{PIII_m} \cdot (\alpha_{sPIII_m} + \alpha_{kPIII_m}) \quad (7.2-19)$$

$$\alpha_{cPIII_m} = 0.8 \cdot (30.458 + 9.502) = 31.969 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

ξ_{PIII_m}	Součinitel využití proudu spalin [–]
α_{sPIII_m}	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
α_{kPIII_m}	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivnosti volím $\gamma_{PIII_m} = 0.6$ dle [1].

$$k_{PIII_m} = \gamma_{PIII_m} \cdot \alpha_{cPIII_m} = 0.6 \cdot 31.969 = 19.181 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.2-20)$$

γ_{PIII_m}	Součinitel tepelné efektivnosti [–]
α_{cPIII_m}	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log PIII_m} = \frac{(t_{sp\ in\ PIII} - t_{vyp}) - (t_{sp\ out\ PIII} - t_{vyp})}{\ln\left(\frac{(t_{sp\ in\ PIII} - t_{vyp})}{(t_{sp\ out\ PIII} - t_{vyp})}\right)} \quad (7.2-21)$$

$$\Delta t_{\log PIII_m} = \frac{(655 - 261) - (522.5 - 261)}{\ln\left(\frac{655 - 261}{522.5 - 261}\right)} = 323.2$$

°C

$t_{sp\ in\ PIII}$	Teplota spalin na vstupu do prostoru třetího přehříváku [°C]
$t_{sp\ out\ PIII}$	Teplota na výstupu z prostoru třetího přehříváku [°C]
t_{vyp}	Teplota media ve výparníku [°C]

Teplo odebrané membránovou stěnou:

$$Q_{PIII_m} = k_{PIII_m} \cdot \Delta t_{\log PIII_m} \cdot S_{aPIII} = 19.181 \cdot 323.2 \cdot 38.016 = 235.7 \text{ kW} \quad (7.2-22)$$

k_{PIII_m}	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\Delta t_{\log PIII_m}$	Střední logaritmická teplota [°C]

 $S_{a_{pIII\ m}}$ Celková aktivní plocha prostoru třetího přehříváku [m^2]

7.2.3. Tepelný výpočet závěsných trubek

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla odebraného závěsnými trubkami a skládá se z výpočtu součinitele podélného přestupu tepla ze strany spalin, součinitele přestupu tepla sáláním a součinitele přestupu tepla ze strany páry. Výstupní část trubek není již obtékána spaliny podélně, ale příčně. Vzhledem k složitosti výpočtu a malému ovlivnění výsledku je příčné obtékání zanedbáno a ve výpočtu je nahrazeno podélným obtékáním.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin je stejný jako součinitel přestupu tepla na membránové stěně. $\alpha_{k_{zt}} = 9.502\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

$$\alpha_{p_{zt}} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{p_{zt}}}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{p_{zt}} \cdot d_{zt}}{v_{p_{zt}}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{p_{zt}}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.2-23)$$

$$\alpha_{p_{zt}} = 0.023 \cdot \frac{0.0539}{0.0254} \cdot \left(\frac{12.725 \cdot 0.0254}{7.721 \cdot 10^{-7}} \right)^{0.8} \cdot 1.345^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1737\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\lambda_{p_{zt}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
$v_{p_{zt}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$m^2 \cdot s^{-1}$]
$Pr_{p_{zt}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [—]
d_{zt}	Průměr potrubí [m]
$w_{TIII\ s}$	Skutečná rychlost spalin [$m \cdot s^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [—]

Střední teplota páry:

Teplota páry na vstupu je stejná jako teplota páry ve výparníku $t_{vyp} = 261\ ^\circ C$. Volím nárůst teploty $\Delta t_{zt} = 7.5\ ^\circ C$ dle předešlých výpočtů, proto výstupní teplota z výparníku je $t_{out\ zt} = 268.5\ ^\circ C$.

$$t_{st_{zt}} = \frac{t_{in_{zt}} + t_{out_{zt}}}{2} = \frac{261 + 268.5}{2} = 264.75\ ^\circ C \quad (7.2-24)$$

$t_{in_{zt}}$	Teplota páry na vstupu do závěsných trubek [$^\circ C$]
$t_{out_{zt}}$	Teplota páry na výstupu ze závěsných trubek [$^\circ C$]

Rychlost proudění páry v závěsných trubkách:

$$w_{p_{zt}} = \frac{(M_{pp} - 0.05 \cdot M_{pp}) \cdot v_{zt}}{S_{zt}} \quad (7.2-25)$$

$$w_{pzt} = \frac{(5.55 - 0.05 \cdot 5.55) \cdot 0.0423}{0.018} = 12.236 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

M_{pp} Množství vyráběné páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 v_{zt} Měrný objem páry [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 S_{zt} Vnitřní průřez potrubí [m^2]

Vnitřní průřez potrubí:

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt} = \frac{\pi \cdot 0.0254^2}{4} \cdot 36 = 0.018 \text{ m}^2 \quad (7.2-26)$$

d_{zt} Vnitřní průměr potrubí [m]
 n_{zt} Počet trubek [–]

Vlastnosti páry:

Vlastnosti páry jsou stanoveny pro střední teplotu páry.

Tab. 14. Parametry páry v závěsných trubkách

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{pzt}	0,0539	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Součinitel dynamické viskozity	η_{pzt}	$1,824 \cdot 10^{-5}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
Prantlovo číslo	Pr_{pzt}	1,345	–
Měrný objem páry	v_{zt}	0,0423	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν_{pzt}	$7.721 \cdot 10^{-7}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu a stupeň černosti předpokládám stejný jako u přehříváku tři, který bude vypočítán dále.

$$\alpha_{szt} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stzt} + 1}{2} \cdot a_{zt} \cdot T_{stpIII}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{zzt}}{T_{stpIII}}\right)^4}{1 - \frac{T_{zzt}}{T_{stpIII}}} \quad (7.2-27)$$

$$\alpha_{szt} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.219 \cdot 861.8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{561.8}{861.8}\right)^4}{1 - \frac{561.8}{861.8}} = 30.846 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

a_{stzt} Stupeň černosti povrchu stěn [–]
 a_{zt} Stupeň černosti [–]
 T_{zzt} Absolutní teplota povrchu závěsných trubek [$^{\circ}\text{C}$]
 T_{stpII} Absolutní střední teplota proudu spalin v prostoru třetího přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{zt} = 0.0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ dle rady konzultanta. Předpokládané teplo odevzdané do závěsných trubek volím $Q_{zt_t} = 116 \text{ kW}$, dle předešlých výpočtů.

$$t_{z_{zt}} = t_{st_{zt}} + \left(\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_{p_{zt}}} \right) \cdot \left(\frac{(Q_{zt_t} + Q_s)}{P_{zt}} \right) \quad (7.2-30)$$

$$t_{z_{zt}} = 261 + \left(0.0035 + \frac{1}{1737} \right) \cdot \left(\frac{(116 + 0)}{19.8} \right) = 288.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_{st_{zt}}$	Teplota media v trubkách [$^\circ\text{C}$]
ε_{zt_m}	Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_{zt_t}	Předpokládané odvedené teplo do závěsných trubek [kW]
Q_s	Množství tepla odevzdané sáláním [kW]
P_{zt}	Plocha závěsných trubek [m^2]
$\alpha_{p_{zt}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalín proudu volím $\xi_{zt} = 0.8$.

$$\alpha_{c_{zt}} = \xi_{zt} \cdot (\alpha_{s_{zt}} + \alpha_{k_{zt}}) = 0.8 \cdot (30.846 + 9.502) = 32.846 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.2-31)$$

ξ_{zt}	Součinitel využití proudu spalín [–]
$\alpha_{s_{zt}}$	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{k_{zt}}$	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{zt} = 0.6$ dle [1].

$$k_{zt} = \frac{\gamma_{zt} \cdot \alpha_{c_{zt}}}{1 + \frac{\alpha_{c_{zt}}}{\alpha_{p_{zt}}}} = \frac{0.6 \cdot 32.846}{1 + \frac{32.846}{1737}} = 19.014 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.2-31)$$

γ_{zt}	Součinitel tepelné efektivity [–]
$\alpha_{c_{zt}}$	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{p_{zt}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log_{zt}} = \frac{(t_{sp_{in_{PII}}} - t_{out_{zt}}) - (t_{sp_{out_{PII}}} - t_{vyp})}{\ln \left(\frac{(t_{sp_{in_{PII}}} - t_{out_{zt}})}{(t_{sp_{out_{PII}}} - t_{vyp})} \right)} \quad (7.2-32)$$

$$\Delta t_{\log_{PIIm}} = \frac{(655 - 268.5) - (523.5 - 261)}{\ln \left(\frac{655 - 267.5}{(523.5 - 261)} \right)} = 320 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{sp_{in_{PII}}}$ Teplota spalin na vstupu do prostoru třetího přehříváku [$^\circ\text{C}$]

$t_{sp_{out_{PII}}}$ Teplota na výstupu z prostoru třetího přehříváku [$^\circ\text{C}$]

t_{vyp} Teplota media ve výparníku [$^\circ\text{C}$]

$t_{out_{zt}}$ Teplota páry na výstupu ze závěsných trubek [$^\circ\text{C}$]

Teplo odevzdané do první části závěsných trubek:

$$Q_{zt} = k_{zt} \cdot \Delta t_{\log_{zt}} \cdot P_{zt} = 19.787 \cdot 320 \cdot 19.014 = 120.3 \text{ kW} \quad (7.2-33)$$

k_{zt} Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log_{zt}}$ Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]

P_{zt} Celková plocha závěsných trubek [m^2]

7.2.4. Tepelný výpočet třetího přehříváku

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla odevzdaného do třetího přehříváku a skládá se z výpočtu součinitele podélného přestupu tepla ze strany spalin, součinitele přestupu tepla sáláním a součinitele přestupu tepla ze strany páry. Třetí přehřívák je koncipován jako souproudý z důvodu lepšího chlazení prvních řad přehříváku.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro trubky uspořádané za sebou:

Součinitel tepelné vodivosti, součinitel kinetické viskozity a Prantlovo číslo jsou stejné jako u výpočtu membránové stěny.

$$\alpha_{k_{PIII}} = 0.2 \cdot C_{z_{PIII}} \cdot C_{s_{PIII}} \cdot \frac{\lambda_{sp_{PIII}}}{D_{PIII}} \cdot \left(\frac{w_{PIII_m} \cdot D_{PIII}}{v_{sp_{PIII}}} \right)^{0.65} \cdot Pr_{sp_{PIII}}^{0.33} \quad (7.2-34)$$

$$\alpha_{k_{PII}} = 0.2 \cdot 1.002 \cdot 1 \cdot \frac{0.077 \cdot 10^{-3}}{0.038} \cdot \left(\frac{6.569 \cdot 0.038}{91 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot 0.68^{0.33} = 61.43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$C_{z_{PIII}}$ Opravný součinitel podélných řad [—]

$C_{s_{PIII}}$ Opravný součinitel uspořádání svazků [—]

$\lambda_{sp\,pIII}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
$\nu_{sp\,pIII}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$m^2 \cdot s^{-1}$]
$Pr_{sp\,pIII}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]
D_{pIII}	Průměr potrubí [m]
$w_{pIII\,m}$	Skutečná rychlost spalín [$m \cdot s^{-1}$]

Opravný součinitel podélných:

Volím $C_{z\,pII} = 1$ dle [1], protože počet řad druhého přehříváku je větší než 10.

Opravný součinitel uspořádání svazků:

$$C_{s\,pIII} = \left(1 + (2 \cdot \sigma_{1\,pIII} - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2\,pIII}}{2} \right)^3 \right)^{-2} \quad (7.2-35)$$

$$C_{s\,pIII} = \left(1 + (2 \cdot 5.263 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2.105}{2} \right)^3 \right) = 1.002$$

Součinitelé σ :

$$\sigma_{1\,pIII} = \frac{R_{pIII}}{D_{pIII}} = \frac{200}{38} = 5.263 \quad (7.2-36) \quad \sigma_{2\,pIII} = \frac{Z_{pIII}}{D_{pIII}} = \frac{80}{38} = 2.105 \quad (7.2-37)$$

R_{pIII}	Rozteč mezi trubkami třetího přehříváku [mm]
Z_{pIII}	Rozteč mezi jednotlivými řadami třetího přehříváku [mm]
D_{pIII}	Průměr trubek třetího přehříváku [mm]

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{st\,pIII} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{s\,pIII} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st\,pIII} + 1}{2} \cdot a_{pIII} \cdot T_{st\,pIII}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z\,pIII}}{T_{st\,pIII}} \right)^4}{1 - \frac{T_{z\,pIII}}{T_{st\,pIII}}} \quad (7.2-38)$$

$$\alpha_{s\,pIII} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.219 \cdot 861.8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{676.8}{861.8} \right)^4}{1 - \frac{676.8}{861.8}} = 20.804 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$a_{st\,pIII}$	Stupeň černosti povrchu stěn [–]
a_{pIII}	Stupeň černosti [–]
$T_{z\,pIII}$	Absolutní teplota povrchu trubek třetího přehříváku [°C]
$T_{st\,pIII}$	Absolutní střední teplota proudu spalín v prostoru třetího přehříváku [°C]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{PII} = 0.0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ dle rady konzultanta.

$$t_{z_{PIII}} = t_{p_{st_{PIII}}} + \left(\varepsilon_{PIII} + \frac{1}{\alpha_{p_{PII}}} \right) \cdot \left(\frac{(Q_{PIII_t} + Q_s)}{P_{PIII}} \right) \quad (7.2-39)$$

$$t_{z_{PIII}} = 369.5 + \left(0.0035 + \frac{1}{1007} \right) \cdot \left(\frac{(1165 + 0)}{139.117} \right) = 403.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{p_{st_{PIII}}}$	Teplota media v trubkách [$^\circ\text{C}$]
ε_{PIII}	Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_{PIII_t}	Předpokládané odvedené teplo v třetím přehříváku [kW]
Q_s	Množství tepla odevzdané sáláním [kW]
P_{PIII}	Plocha druhého přehříváku [m^2]
$\alpha_{p_{PIII}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s_{PIII} = 0.9 \cdot D_{PIII} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{R_{PIII} \cdot 0.07}{D_{PIII}^2} - 1 \right) \quad (7.2-40)$$

$$s_{PIII} = 0.9 \cdot 0.038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0.2 \cdot 0.07}{0.0603^2} - 1 \right) = 0.388 \text{ m}$$

D_{PIII}	Průměr trubek přehříváku dva [m]
R_{PIII}	Rozteč mezi jednotlivými trubkami v řadě přehříváku dva [m]

Stupeň černosti:

$$\alpha_{PIII} = 1 - e^{-k_{PIII} \cdot p \cdot s_{PIII}} = 1 - e^{-6.386 \cdot 0.1 \cdot 0.388} = 0.219 \quad (7.2-41)$$

k_{PIII}	Součinitel zeslabení sáláním [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
p	Tlak v kotli [MPa]
s_{PIII}	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Součinitel zeslabení sáláním:

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je minimální oproti součiniteli účinné tloušťky sálavé vrstvy, proto je zanedbán.

$$k_{PIII} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 6.385 + 0 = 6.386 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (7.2-42)$$

k_{sp}	Účinná tloušťka sálové vrstvy [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [-]
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{PIII}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{stPIII\ m}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.2-43)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 0.388}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{862.4}{1000} \right) \cdot 0.309 = 6.385\ m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

r_{H_2O}	Objem část vodní páry [-]
p_{sp}	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
s_{PIII}	Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]
$T_{stPIII\ m}$	Absolutní střední teplota proudu spalin [K]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [-]

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

$$\alpha_{pPIII} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{pPIII}}{d_{PIII}} \cdot \left(\frac{w_{pPIII} \cdot d_{PIII}}{v_{pPIII}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{pPIII}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.2-44)$$

$$\alpha_{pPIII} = 0.023 \cdot \frac{0.05609}{0.0254} \cdot \left(\frac{12.992 \cdot 0.0254}{1.352 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 1.029^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1007\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

λ_{pPIII}	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
v_{pPIII}	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$m^2 \cdot s^{-1}$]
Pr_{pPIII}	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [-]
d_{PIII}	Průměr potrubí [m]
$w_{TIII\ s}$	Skutečná rychlost spalin [$m \cdot s^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [-]

Střední teplota páry:

Teplota páry byla stanovena v kapitole 5.1. Teplota páry na vstupu je $t_{pinPIII} = 328\ ^\circ C$ a teplota na výstupu z třetího přehříváku je $t_{poutPIII} = 410\ ^\circ C$.

$$t_{pstPIII} = \frac{t_{pinPIII} + t_{poutPIII}}{2} = \frac{410 + 328}{2} = 369\ ^\circ C \quad (7.2-45)$$

Rychlost proudění páry trubkami druhého přehříváku:

$$w_{p_{III}} = \frac{M_{pp} \cdot v_{p_{III}}}{S_{p_{III}}} = \frac{5.55 \cdot 0.0595}{0.025} = 12.992 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.2-46)$$

Vnitřní průřez potrubí:

$$S_{p_{III}} = \frac{\pi \cdot d_{p_{III}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.03^2}{4} = 0.025 \text{ m}^2 \quad (7.2-47)$$

Vlastnosti páry:

Vlastnosti páry jsou stanoveny pro středně teplotu páry.

Tab. 15. Parametry páry v třetím přehříváku

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{p_{III}}$	0.05609	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Součinitel dynamické viskozity	$\eta_{p_{III}}$	$2.301 \cdot 10^{-5}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
Prantlovo číslo	$\text{Pr}_{p_{III}}$	1.029	-
Měrný objem páry	$v_{p_{III}}$	0.0595	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{p_{III}}$	$1.352 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{p_{II}} = 0.9$.

$$\alpha_{c_{p_{III}}} = \xi_{p_{III}} \cdot (\alpha_{s_{p_{III}}} + \alpha_{k_{p_{III}}}) \quad (7.2-48)$$

$$\alpha_{c_{p_{III}}} = 0.9 \cdot (20.804 + 61.43) = 74.011 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$\xi_{p_{III}}$	Součinitel využití proudu spalin [-]
$\alpha_{s_{p_{III}}}$	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{k_{p_{III}}}$	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{p_{II}} = 0.6$ dle [1].

$$k_{p_{III}} = \frac{\gamma_{p_{III}} \cdot \alpha_{c_{p_{III}}}}{1 + \frac{\alpha_{c_{p_{III}}}}{\alpha_{p_{p_{III}}}}} = \frac{0.6 \cdot 74.011}{1 + \frac{74.011}{1007}} = 41.365 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.2-49)$$

$\gamma_{p_{III}}$	Součinitel tepelné efektivity [-]
$\alpha_{c_{p_{III}}}$	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{p_{p_{III}}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log P_{III}} = \frac{(t_{sp_{in\ P_{III}}} - t_{p_{in\ P_{III}}}) - (t_{sp_{out\ P_{III}}} - t_{p_{out\ P_{III}}})}{\ln \left(\frac{(t_{sp_{in\ P_{III}}} - t_{p_{in\ P_{III}}})}{(t_{sp_{out\ P_{III}}} - t_{p_{out\ P_{III}}})} \right)} \quad (7.2-50)$$

$$\Delta t_{\log P_{III}} = \frac{(655 - 329) - (522.5 - 410)}{\ln \left(\frac{655 - 329}{(522.5 - 410)} \right)} = 200.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$t_{sp_{in\ P_{III}}}$ Teplota spalin na vstupu do prostoru třetího přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{sp_{out\ P_{III}}}$ Teplota na výstupu z prostoru třetího přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{p_{in\ P_{III}}}$ Teplota páry na vstupu do třetího přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{p_{out\ P_{III}}}$ Teplota páry na výstupu z třetího přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

Tepelný výpočet mříže

$$Q_{P_{III}} = k_{P_{III}} \cdot \Delta t_{\log P_{III}} \cdot P_{P_{III}} = 41.365 \cdot 200.6 \cdot 139.117 = 1155 \text{ kW} \quad (7.2-51)$$

$k_{P_{III}}$ Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log P_{III}}$ Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]

$P_{P_{III}}$ Celková plocha třetího přehříváku [m^2]

Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla:

$$P_{P_{III_i}} = \frac{Q_{p_{P_{III}}}}{k_{P_{III}} \cdot \Delta t_{\log P_{III}}} = \frac{1165}{41.365 \cdot 200.6} = 140.419 \text{ m}^2 \quad (7.2-52)$$

$k_{P_{III}}$ Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log P_{III}}$ Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]

$Q_{p_{P_{III}}}$ Teplo potřebné pro ohřátí vody [kW]

Procentuální odchylka skutečné plochy od ideální:

$$x_{P_{III}} = \left| 100 - \frac{P_{P_{III_i}}}{P_{P_{III}}} \right| = \left| 100 - \frac{140.419}{139.117} \right| = 0.936 \% \quad (7.2-53)$$

$P_{P_{III_i}}$ Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla [m^2]

$P_{P_{III}}$ Navrhovaná plocha třetího přehříváku [m^2]

Celkové teplo odevzdané v prostoru třetího přehříváku:

$$Q_{c_{P_{III}}} = Q_{P_{III}} + Q_{zt} + Q_{P_{III_m}} = 1155 + 120.4 + 235.7 = 1511 \text{ kW} \quad (7.2-54)$$

Q_{PIII}	Teplo odevzdané do třetího přehříváku [kW]
Q_{zt}	Teplo odevzdané do závěsných trubek v prostoru třetího přehříváku [kW]
Q_{PIII_m}	Teplo odevzdané do membránové stěny v prostoru třetího přehříváku [kW]

Teplo na konci prostoru třetího přehříváku:

Teplo na vstupu do prostoru třetího přehříváku je teplo vystupující z vratné komory
 $Q_{in_{PII}} = 6980 \text{ kW}$

$$Q_{out_{PIII}} = Q_{in_{PIII}} - Q_{c_{PIII}} = 6980 - 1511 = 5469 \text{ kW} \quad (7.2-55)$$

$Q_{in_{PIII}}$	Teplo na vstupu do prostoru třetího přehříváku [kW]
$Q_{c_{PIII}}$	Teplo odebrané v prostoru třetího přehříváku [kW]

Entalpie spalin na výstupu z prostoru druhého přehříváku:

$$I_{sp_{out_{PIII}}} = \frac{Q_{out_{PIII}}}{M_{pv}} = \frac{5469}{1.588} = 3444 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.2-56)$$

$Q_{out_{PIII}}$	Teplo vystupující z prostoru třetího přehříváku [kW]
M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tab. 3 pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci prostoru třetího přehříváku výstupní teplotu spalin, která je 522.5°C . Ta se liší od volené výpočtové teploty na výstupu z prostoru třetího přehříváku 522.1°C jen minimálně.

7.3. Výpočet prostoru druhého přehříváku

V prostoru druhého přehříváku jsou tři teplosměnné plochy. Stěna třetího tahu je tvořena membránovou stěnou a je součástí výparníku. Závěsné trubky jsou první částí přehříváku, na nich je zavěšen druhý přehřívák.

7.3.1. Geometrický výpočet prostoru druhého přehříváku

Jednotlivé rozměry výhřevných ploch jsou zobrazeny na obr. 7 a v tab. 16. a 17. Membránová stěna je stejná jako v prostoru třetího přehříváku. Druhý přehřívák má rozteč mezi jednotlivými trubkami $R_{PII} = 100 \text{ mm}$ a je koncipován jako jednohad.

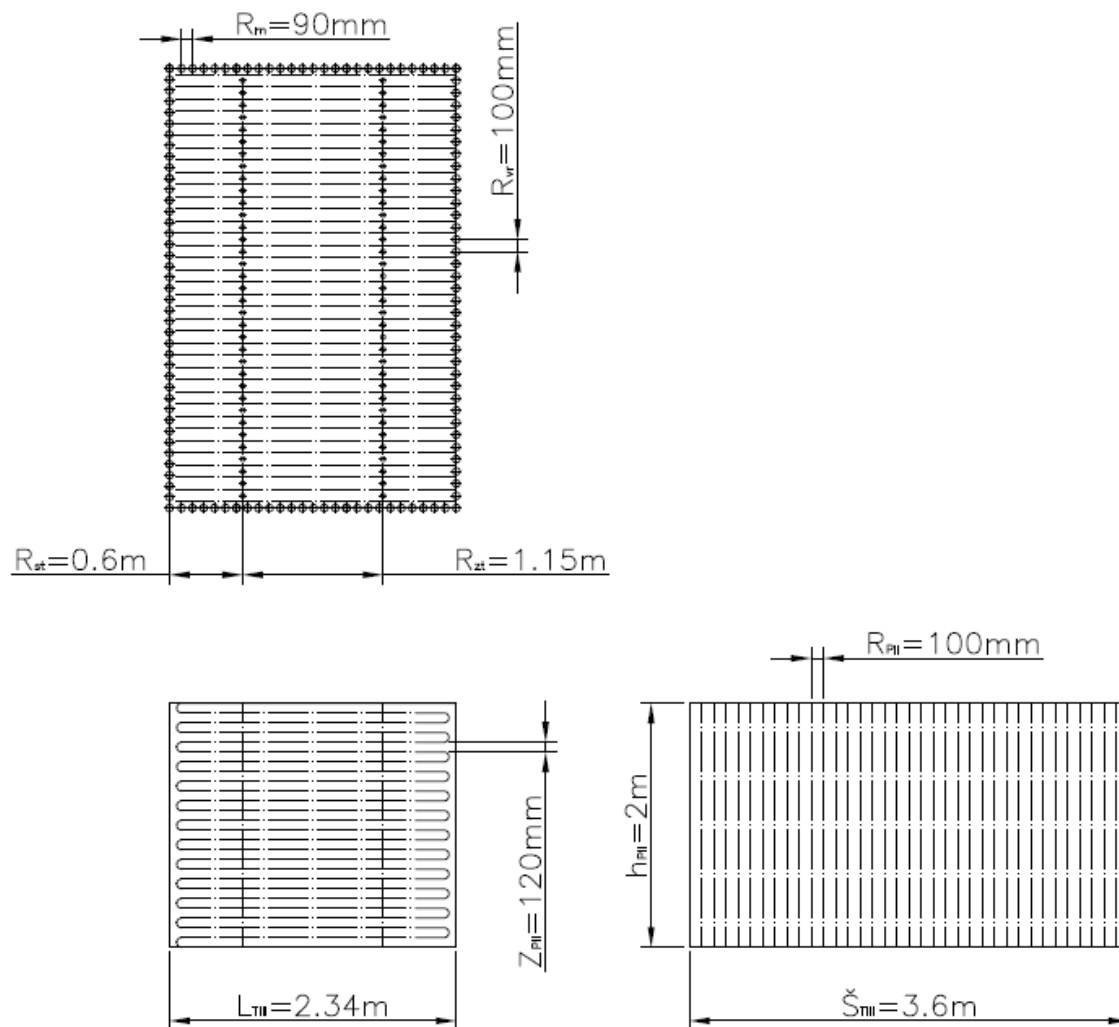
Teplota na vstupu do prostoru druhého přehříváku $t_{in_{PII}} = 522.1^\circ\text{C}$ je stejná jako teplota na výstupu z prostoru třetího přehříváku. Z předešlých výpočtů předpokládám teplotní spád $\Delta t_{PII} = 115.5^\circ\text{C}$, proto teplota na konci druhého přehříváku bude $t_{out_{PII}} = 406.6^\circ\text{C}$.

Střední teplota v prostoru druhého přehříváku:

$$t_{stPII} = \frac{t_{inPII} + t_{outPII}}{2} = \frac{523.4 + 401.8}{2} = 462.6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.3-1)$$

t_{inPII} Teplota na vstupu do prostoru druhého přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

t_{outPII} Teplota na výstupu z prostoru druhého přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]



Obr. 7. Prostor druhého přehříváku

Výška prostoru druhého přehříváku:

$$h_{TIII2} = Z_{PII} \cdot (z_{PII} - 1) \quad (7.3-2)$$

$$h_{TIII2} = 0.08 \cdot (26 - 1) = 2 \text{ m}$$

Celková plocha membránových stěn prorostou přehříváku tři:

$$S_{cPII} = S_{zPII} + S_{pPII} + S_{sPII} + S_{vPII} + 2 \cdot S_{bPII} \quad (7.3-3)$$

$$S_{c_{PII}} = 7.2 + 7.2 + 8.43 + 8.43 + 2 \cdot 4.68 = 40.6 \text{ m}^2$$

Aktivní plocha prostoru třetího přehříváku:

$$S_{a_{PII}} = S_{c_{PII}} - S_{s_{PIII}} - S_{v_{PIII}} = 52.62 - 8.43 - 8.43 = 21.2 \text{ m}^2 \quad (7.3-4)$$

Zadní a přední stěna:

$$S_{z_{PII}} = S_{p_{PII}} = h_{TIII2} \cdot \check{S}_{TIII} = 2 \cdot 3.6 = 7.2 \text{ m}^2 \quad (7.3-5)$$

Vrchní a spodní stěna:

$$S_{s_{PII}} = S_{v_{PII}} = L_{TIII} \cdot \check{S}_{TIII} = 2.34 \cdot 3.6 = 8.43 \text{ m}^2 \quad (7.3-6)$$

Boční stěna:

$$S_{b_{PII}} = h_{TIII2} \cdot L_{TIII} = 2 \cdot 2.34 = 4.68 \text{ m}^2 \quad (7.3-7)$$

Plocha závěsných trubek:

Tab. 16. Parametry závěsných trubek

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{zt}	38	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{zt}	25.4	mm
Počet trubek v řadě	n_{zt}	18	-
Počet řad	z_{zt}	2	-

$$P_{zt} = (n_{zt} \cdot D_{zt} \cdot \pi \cdot h_{TIII2}) = 36 \cdot 0.038 \cdot \pi \cdot 2 = 8.595 \text{ m}^2 \quad (7.3-8)$$

Plocha třetího přehříváku:

Tab. 17. Rozměrové parametry přehříváku dva

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{PII}	33.7	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{PII}	25.7	mm
Počet trubek v řadě	n_{PII}	36	-
Počet řad	z_{PII}	26	-
Rozteč mezi řadami	Z_{PII}	80	mm
Rozteč mezi trubkami	R_{PII}	100	mm

$$P_{PII} = [2 \cdot (L_{TIII} - Z_{2_{PIII}}) + Z_{PII} \cdot (z_{PII} - 1) + (L_{TIII} - 2 \cdot Z_{2_{PIII}}) \cdot z_{PII} - 1] \cdot \pi \cdot D_{PII} \cdot n_{PII} \quad (7.3-9)$$

$$P_{PII} = [2 \cdot (2.34 - 0.06) + 0.08 \cdot (26 - 1) + (2.34 - 2 \cdot 0.06) \cdot (26 - 1)] \cdot \pi \cdot 0.0337 \cdot 36 = 228.073 \text{ m}^2$$

7.3.2. Tepelný výpočet membránové stěny

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla předané do membránové stěny a skládá se ze součinitele podélného přestupu tepla ze strany spalín a součinitele přestupu tepla sáláním. Součinitel přestupu tepla ze strany vody je výrazně větší, proto může být zanedbán.

Součinitel podélného přestupu tepla ze spalín:

$$\alpha_{k_{PII_m}} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{sp_{PII}}}{d_{e_{PII_m}}} \cdot \left(\frac{w_{TIII_s} \cdot d_{e_{PII_m}}}{v_{sp_{PII}}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{sp_{PII}}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.3-10)$$

$$\alpha_{k_{PII_m}} = 0.023 \cdot \frac{63.5 \cdot 10^{-3}}{2.836} \cdot \left(\frac{6.569 \cdot 2.836}{90.6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 0.675^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k_{PII_m}} = 10.06 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$\lambda_{sp_{PII}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$v_{sp_{PII}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
$Pr_{sp_{PII}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]
$d_{e_{PII_m}}$	Průměr potrubí [m]
w_{TIII_s}	Skutečná rychlost spalín [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [–]

Ekvivalentní průměr:

$$d_{e_{PII_m}} = \frac{4 \cdot L_{TIII} \cdot \check{S}_{TIII}}{2 \cdot L_{TIII} + 2 \cdot \check{S}_{TIII}} = \frac{4 \cdot 2.34 \cdot 3.6}{2 \cdot 2.34 + 2 \cdot 3.6} = 2.836 \text{ m} \quad (7.3-11)$$

$\check{S}_{TIII}$	Šířka třetím tahu [m]
L_{TIII}	Délka třetím tahu [m]

Vlastnosti spalín:

Vlastnosti spalín jsou určeny pro střední teplotu spalín v prostoru druhého přehříváku dle[1].

Tab. 18. Parametry spalín v prostoru druhého přehříváku

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp_{PII}}$	$63.5 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$v_{sp_{PII}}$	$66 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp_{PII}}$	0.675	-

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{st_{PII_m}} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{s_{PII_m}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st_{PII}} + 1}{2} \cdot a_{PII_m} \cdot T_{st_{PII}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z_{PII}}}{T_{st_{PII}}}\right)^4}{1 - \frac{T_{z_{PII}}}{T_{st_{PII}}}} \quad (7.3-12)$$

$$\alpha_{s_{PII_m}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.395 \cdot 737.5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{547}{737.5}\right)^4}{1 - \frac{547}{737.5}} = 21.944 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$a_{st_{PII_m}}$ Stupeň černosti povrchu stěn [–]

a_{PII_m} Stupeň černosti [–]

$T_{z_{PII}}$ Absolutní teplota povrchu trubek v prostoru druhého přehříváku [°C]

$T_{st_{PII}}$ Absolutní střední teplota proudu spalín v prostoru druhého přehříváku [°C]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{PII_m} = 0.0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ dle rady konzultanta. Teplo odevzdané do membránové stěny volím $Q_{PII_{m_t}} = 118 \text{ kW}$, dle předešlých výpočtů.

$$t_{z_{PII_m}} = t_{vyp} + \varepsilon_{PII_m} \cdot \left(\frac{(Q_{PII_{m_t}} + Q_s)}{S_{a_{PII}}} \right) \quad (7.3-13)$$

$$t_{z_{PII_m}} = 261 + 0.0035 \cdot \left(\frac{(118 + 0)}{32.184} \right) = 273.8 \text{ °C}$$

t_{vyp} Teplota media v trubkách [°C]

ε_{PII_m} Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]

$Q_{PII_{m_t}}$ Předpokládané odvedené teplo v druhém tahu [kW]

Q_s Množství tepla odevzdané sáláním [kW]

$S_{a_{PII}}$ Plocha membránové stěny prostoru druhého přehříváku [m^2]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s_{PII_m} = 3.6 \cdot \frac{V_{o_{PII_m}}}{S_{c_{PII}}} = 3.6 \cdot \frac{18.612}{40.6} = 1.494 \text{ m} \quad (7.3-14)$$

$V_{o_{PII_m}}$ Objem prostoru druhého přehříváku [m^3]

$S_{c_{PII}}$ Celková plocha prostoru druhého přehříváku [m^2]

Objem spalovacího prostoru:

$$V_{o_{PII_m}} = S_{b_{PII_m}} \cdot \check{S}_{TIII} = 4.68 \cdot 3.6 = 16.848 \text{ m}^3 \quad (7.3-15)$$

$S_{b_{PII_m}}$ Boční plocha membránové stěny [m^2]
 $\check{S}_{TIII}$ Šířka prostoru druhého přehříváku[m]

Stupeň černosti:

$$a_{PII_m} = 1 - e^{-k_{PII_m} \cdot p \cdot s_{PII_m}} = 1 - e^{-3.364 \cdot 0.1 \cdot 1.494} = 0.395 \quad (7.3-16)$$

k_{PII_m} Součinitel zeslabení sáláním [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
 p Tlak v kotli [MPa]
 s_{PII_m} Efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Součinitel zeslabení sáláním:

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je minimální oproti součiniteli účinné tloušťky sálavé vrstvy, proto je zanedbán.

$$k_{PII_m} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 3.364 + 0 = 3.364 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (7.3-17)$$

k_{sp} Účinná tloušťka sálavé vrstvy [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
 r_{sp} Objem částic tříatomových plynů [–]
 $k_p \cdot \mu$ Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]

Účinná tloušťka sálavé vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{PII_m}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{st_{PII_m}}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.3-18)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 0.1555}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{735.8}{1000} \right) \cdot 0.309 = 3.296 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{H_2O} Objem část vodní páry [–]
 p_{sp} Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
 s_{PII_m} Efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]
 $T_{st_{PII_m}}$ Absolutní střední teplota proudu spalin [K]
 r_{sp} Objem částic tříatomových plynů [–]

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{PII_m} = 0.8$.

$$\alpha_{c_{PII_m}} = \xi_{PII_m} \cdot (\alpha_{s_{PII_m}} + \alpha_{k_{PII_m}}) \quad (7.3-19)$$

$$\alpha_{c_{PII_m}} = 0.6 \cdot (21.944 + 10.06) = 25.603 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

ξ_{PII_m}	Součinitel využití proudu spalin [–]
$\alpha_{s_{PII_m}}$	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{k_{PII_m}}$	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{PII_m} = 0.6$ dle [1].

$$k_{PII_m} = \gamma_{PII_m} \cdot \alpha_{c_{PII_m}} = 0.6 \cdot 25.603 = 15.362 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.3-20)$$

γ_{PII_m}	Součinitel tepelné efektivity [–]
$\alpha_{c_{PII_m}}$	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log_{PII_m}} = \frac{(t_{sp_{in_{PII}}} - t_{vyp}) - (t_{sp_{out_{PII}}} - t_{vyp})}{\ln \left(\frac{(t_{sp_{in_{PII}}} - t_{vyp})}{(t_{sp_{out_{PII}}} - t_{vyp})} \right)} \quad (7.3-21)$$

$$\Delta t_{\log_{PII_m}} = \frac{(522.1 - 261) - (406.6 - 261)}{\ln \left(\frac{522.1 - 261}{406.6 - 261} \right)} = 197.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{sp_{in_{PII}}}$	Teplota spalin na vstupu do prostoru druhého přehříváku [$^\circ\text{C}$]
$t_{sp_{out_{PII}}}$	Teplota na výstupu z prostoru druhého přehříváku [$^\circ\text{C}$]
t_{vyp}	Teplota media ve výparníku [$^\circ\text{C}$]

Teplo odevzdané do membránové stěny:

$$Q_{PII_m} = k_{PII_m} \cdot \Delta t_{\log_{PII_m}} \cdot S_{a_{PII}} = 15.427 \cdot 195.3 \cdot 34.64 = 104.378 \text{ kW} \quad (7.3-22)$$

k_{PII_m}	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\Delta t_{\log_{PII_m}}$	Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]
$S_{a_{PII_m}}$	Celková aktivní plocha prostoru druhého přehříváku [m^2]

7.3.3. Tepelný výpočet druhé části závěsných trubek

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla odevzdaného do závěsných trubek a skládá se z výpočtu součinitele podélného přestupu tepla ze strany spalin, součinitele přestupu tepla sáláním a součinitele přestupu tepla ze strany páry.

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Je stejný jako u první části závěsných trubek $\alpha_{p_{zt}} = 1737 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

Je stejný jako u membránové stěny $\alpha_{k_{zt}} = 10.06 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu a stupeň černosti předpokládám stejný jako u přehříváku dva, který bude vypočítán dále.

$$\alpha_{s_{zt}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st_{pl}} + 1}{2} \cdot a_{zt} \cdot T_{st_{pl}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z_{zt}}}{T_{st_{pl}}}\right)^4}{1 - \frac{T_{z_{zt}}}{T_{st_{pl}}}} \quad (7.3-23)$$

$$\alpha_{s_{z2}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.19 \cdot 737.5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{550.2}{737.5}\right)^4}{1 - \frac{550.2}{737.5}} = 10.627 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$a_{st_{zt}}$	Stupeň černosti povrchu stěn [—]
a_{zt}	Stupeň černosti [—]
$T_{z_{zt}}$	Absolutní teplota povrchu závěsných trubek [°C]
$T_{st_{pl}}$	Absolutní střední teplota proudu spalin v prostoru druhého přehříváku [°C]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{zt} = 0.0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ dle rady konzultanta. Teplo odevzdané do závěsných trubek volím $Q_{zt_t} = 26 \text{ kW}$, dle předešlých výpočtů.

$$t_{z_{zt2}} = t_{st_{zt}} + \left(\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_{p_{zt}}}\right) \cdot \left(\frac{Q_{zt_{2t}} + Q_s}{P_{zt}}\right) \quad (7.3-24)$$

$$t_{z_{zt2}} = 264 + \left(0.003 + \frac{1}{1809}\right) \cdot \left(\frac{(26 + 0)}{8.595}\right) = 277 \text{ °C}$$

$t_{st_{zt}}$	Teplota media v trubkách [°C]
ε_{zt}	Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_{zt_t}	Předpokládané odvedené teplo do závěsných trubek [kW]

Q_s	Množství tepla odevzdané sáláním [kW]
P_{zt}	Plocha závěsných trubek [m^2]
α_{pzt}	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{zt} = 0.8$.

$$\alpha_{czt} = \xi_{zt} \cdot (\alpha_{szt} + \alpha_{kzt}) \quad (7.3-25)$$

$$\alpha_{czt} = 0.8 \cdot (10.627 + 10.06) = 16.549 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

ξ_{zt}	Součinitel využití proudu spalin [–]
α_{szt}	Součinitel přestupu tepla sáláním [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
α_{kzt}	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{zt} = 0.6$ dle[1].

$$k_{zt} = \frac{\gamma_{zt} \cdot \alpha_{czt}}{1 + \frac{\alpha_{czt}}{\alpha_{pzt}}} = \frac{0.6 \cdot 16.549}{1 + \frac{16.549}{1737}} = 9.835 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (7.3-26)$$

γ_{zt}	Součinitel tepelné efektivity [–]
α_{czt}	Celkový součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
α_{pzt}	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{log_{zt}} = \frac{(t_{sp_{in_{PII}}} - t_{out_{zt}}) - (t_{sp_{out_{PII}}} - t_{vyp})}{\ln \left(\frac{(t_{sp_{in_{PII}}} - t_{out_{zt}})}{(t_{sp_{out_{PII}}} - t_{vyp})} \right)} \quad (7.3-27)$$

$$\Delta t_{log_{PII}} = \frac{(522.1 - 267) - (406.6 - 261)}{\ln \left(\frac{522.1 - 267}{(406.6 - 261)} \right)} = 194.6 \, ^\circ C$$

$t_{sp_{in_{PII}}}$	Teplota spalin na vstupu do prostoru druhého přehříváku [$^\circ C$]
$t_{sp_{out_{PII}}}$	Teplota na výstupu z prostoru druhého přehříváku [$^\circ C$]
t_{vyp}	Teplota media ve výparníku [$^\circ C$]
$t_{out_{zt2}}$	Teplota páry na výstupu ze závěsných trubek [$^\circ C$]

Teplo odevzdané do první části závěsných trubek:

$$Q_{zt2} = k_{zt} \cdot \Delta t_{logzt} \cdot P_{zt} = 9.835 \cdot 194.6 \cdot 8.595 = 16.5 \text{ kW} \quad (7.3-28)$$

k_{zt}	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
Δt_{logzt}	Střední logaritmická teplota [$^{\circ}C$]
P_{zt}	Celková plocha závěsných trubek [m^2]

Celkové teplo odevzdané v závěsných trubkách:

$$Q_{czt} = Q_{zt} + Q_{zt2} = 115.2 + 17.8 = 133 \text{ kW} \quad (7.3-29)$$

Procentuální odchylka přeneseného tepla:

$$x_{zt} = \left| 100 - \frac{Q_{czt}}{Q_{ztid}} \right| = \left| 100 - \frac{133}{140.4} \right| = 2.741\% \quad (7.3-30)$$

Q_{czt}	Teplo odevzdané do závěsných trubek [kW]
Q_{ztid}	Teplo potřebné pro ohřátí páry v závěsných trubkách [kW]

Vzhledem k malému množství tepla předaného v závěsných trubkách je tato odchylka minimální.

7.3.4. Tepelný výpočet druhého přehříváku

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla odevzdaného v druhém přehříváku a skládá se z výpočtu součinitele podélného přestupu tepla ze strany spalin, součinitele přestupu tepla sáláním a součinitele přestupu tepla ze strany páry.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro trubky uspořádané za sebou:

Vlastnosti spalin jsou stejné jako pro membránovou stěnu.

$$\alpha_{k_{PII}} = 0.2 \cdot C_{z_{PII}} \cdot C_{s_{PII}} \cdot \frac{\lambda_{sp_{PII}}}{D_{PII}} \cdot \left(\frac{w_{TIII} \cdot D_{PII}}{v_{sp_{PII}}} \right)^{0.65} \cdot Pr_{sp_{PII}}^{0.33} \quad (7.3-31)$$

$$\alpha_{k_{PII}} = 0.2 \cdot 1 \cdot 1.039 \cdot \frac{63.5 \cdot 10^{-3}}{0.0337} \cdot \left(\frac{6.569 \cdot 0.0337}{66 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot 0.675^{0.33}$$

$$\alpha_{k_{PII}} = 67.136 \text{ W} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$C_{z_{PII}}$	Opravný součinitel podélných řad [—]
$C_{s_{PII}}$	Opravný součinitel uspořádání svazků [—]
$\lambda_{sp_{PII}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
$v_{sp_{PII}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$m^2 \cdot s^{-1}$]
$Pr_{sp_{PII}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [—]

D_{PII}	Průměr potrubí [m]
w_{TIII}	Skutečná rychlost spalin [$m \cdot s^{-1}$]

Opravný součinitel podélných:

Volím $C_{z_{PI}} = 1$ dle [1], protože počet řad druhého přehříváku je větší než 10.

Opravný součinitel uspořádání svazků:

$$C_{s_{PI}} = \left(1 + (2 \cdot \sigma_{1_{PI}} - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2_{PI}}}{2} \right)^3 \right)^{-2} \quad (7.3-32)$$

$$C_{s_{PI}} = \left(1 + (2 \cdot 2.967 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2.374}{2} \right)^3 \right) = 1.039$$

Součinitelé σ :

$$\sigma_{1_{PI}} = \frac{R_{PII}}{D_{PII}} = \frac{100}{33.7} = 2.967 \quad (7.3-33) \quad \sigma_{2_{PI}} = \frac{Z_{PII}}{D_{PII}} = \frac{80}{33.7} = 2.374 \quad (7.3-34)$$

R_{PII}	Rozteč mezi trubkami druhého přehříváku [mm]
Z_{PII}	Rozteč mezi jednotlivými řadami druhého přehříváku [m]
D_{PII}	Průměr trubek druhého přehříváku [mm]

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{st_{PII}} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{s_{PII}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st_{PII}} + 1}{2} \cdot a_{PII} \cdot T_{st_{PII}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z_{PII}}}{T_{st_{PII}}} \right)^4}{1 - \frac{T_{z_{PII}}}{T_{st_{PII}}}} \quad (7.3-35)$$

$$\alpha_{s_{PII}} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.19 \cdot 737.5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{633.4}{737.5} \right)^4}{1 - \frac{633.4}{737.5}} = 12.602 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$a_{st_{PII}}$	Stupeň černosti povrchu stěn [–]
a_{PII}	Stupeň černosti [–]
$T_{z_{PII}}$	Absolutní teplota povrchu trubek druhého přehříváku [°C]
$T_{st_{PII}}$	Absolutní střední teplota proudu spalin v prostoru druhého přehříváku [°C]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{PII} = 0.0035 \, m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ dle rady konzultanta.

$$t_{z_{PII}} = t_{p_{st_{PII}}} + \left(\varepsilon_{PII} + \frac{1}{\alpha_{p_{zt}}} \right) \cdot \left(\frac{(Q_{PII_t} + Q_s)}{P_{PII}} \right) \quad (7.3-36)$$

$$t_{z_{PII}} = 261 + \left(0.003 + \frac{1}{1442} \right) \cdot \left(\frac{(1244 + 0)}{228.073} \right) = 360.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{p_{st_{PII}}}$	Teplota media v trubkách [$^\circ\text{C}$]
ε_{PII}	Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_{PII_t}	Předpokládané odvedené teplo v druhého přehříváku [kW]
Q_s	Množství tepla odevzdané sáláním [kW]
P_{PII}	Plocha druhého přehříváku [m^2]
$\alpha_{p_{zt}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s_{PII} = 0.9 \cdot D_{PII} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{R_{PII} \cdot Z_{PII}}{D_{PI}^2} - 1 \right) \quad (7.3-37)$$

$$s_{PII} = 0.9 \cdot 0.0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0.1 \cdot 0.08}{0.0337^2} - 1 \right) = 0.242 \text{ m}$$

D_{PII}	Průměr trubek přehříváku dva [m]
R_{PII}	Rozteč mezi jednotlivými trubkami v řadě přehříváku dva [m]
Z_{PII}	Rozteč mezi řadami přehříváku dva [m]

Stupeň černosti:

$$a_{PII} = 1 - e^{-k_{PII} \cdot p \cdot s_{PII}} = 1 - e^{-8.698 \cdot 0.1 \cdot 0.242} = 0.19 \quad (7.3-38)$$

k_{PII}	Součinitel zeslabení sáláním [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
p	Tlak v kotli [MPa]
s_{PII}	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Součinitel zeslabení sáláním:

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je minimální oproti součiniteli účinné tloušťky sálavé vrstvy, proto je zanedbán.

$$k_{PII} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 8.698 + 0 = 8.698 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (7.3-39)$$

k_{sp}	Účinná tloušťka sálavé vrstvy [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [–]

$k_p \cdot \mu$ Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{PII}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{stPII}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.3-40)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 0.242}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{737.5}{1000} \right) \cdot 0.309 = 8.698 \, m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

r_{H_2O} Objem částic vodní páry [–]
 p_{sp} Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
 s_{PII} Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]
 T_{stPII} Absolutní střední teplota proudu spalin [K]
 r_{sp} Objem částic tříatomových plynů [–]

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

$$\alpha_{pPI} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{pPII}}{d_{PI}} \cdot \left(\frac{w_{pPI} \cdot d_{PI}}{v_{pPI}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{pPI}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.3-41)$$

$$\alpha_{pPI} = 0.023 \cdot \frac{0.0545}{0.0254} \cdot \left(\frac{14.356 \cdot 0.0254}{7.535 \cdot 10^{-7}} \right)^{0.8} \cdot 1.3989^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1442 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

λ_{pPII} Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
 v_{pPII} Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$m^2 \cdot s^{-1}$]
 Pr_{pPII} Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [–]
 d_{PII} Průměr potrubí [m]
 w_{pPII} Rychlost páry v potrubí [$m \cdot s^{-1}$]
 C_t, C_l, C_m Opravné součinitele [–]

Střední teplota páry:

Teplota páry byla stanovena v kapitole 5.3. Teplota páry na vstupu je $t_{inPII} = 298 \, ^\circ C$ a teplota na výstupu z přehříváku dva je $t_{outPII} = 378 \, ^\circ C$.

$$t_{stPII} = \frac{t_{inPII} + t_{outPII}}{2} = \frac{378 + 298}{2} = 338 \, ^\circ C \quad (7.3-42)$$

Rychlost proudění páry trubkami druhého přehříváku:

$$w_{pPII} = \frac{(M_{pp} - 0.05M_{pp}) \cdot v_{PII}}{s_{PII}} = \frac{5.55 \cdot 0.0559}{0.019} = 14.356 \, m \cdot s^{-1} \quad (7.3-43)$$

Vnitřní průřez potrubí:

$$S_{pII} = \frac{\pi \cdot d_{pII}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.0257^2}{4} = 0.019 \text{ m}^2 \quad (7.3-44)$$

Vlastnosti páry:

Vlastnosti páry jsou stanoveny pro střední teplotu páry dle [1].

Tab. 19. Parametry páry v druhém přehříváku

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{pII}	0.0538	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel dynamické viskozity	η_{pII}	$2.173 \cdot 10^{-5}$	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	Pr_{pII}	1.066	-
Měrný objem páry	v_{pII}	0.0559	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν_{pII}	$1.213 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{pI} = 0.9$.

$$\alpha_{c_{pII}} = \xi_{pII} \cdot (\alpha_{s_{pII}} + \alpha_{k_{pII}}) \quad (7.3-45)$$

$$\alpha_{c_{pII}} = 0.9 \cdot (12.602 + 67.136) = 71.764 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

ξ_{pII}	Součinitel využití proudu spalin [-]
$\alpha_{s_{pII}}$	Součinitel přestupu tepla sáláním [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
$\alpha_{k_{pII}}$	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{pII} = 0.6$ dle [1].

$$k_{pII} = \frac{\gamma_{pII} \cdot \alpha_{c_{pII}}}{1 + \frac{\alpha_{c_{pII}}}{\alpha_{p_{pII}}}} = \frac{0.6 \cdot 71.764}{1 + \frac{71.764}{1142}} = 41.018 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.3-46)$$

γ_{pII}	Součinitel tepelné efektivity [-]
$\alpha_{c_{pII}}$	Celkový součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
$\alpha_{p_{pII}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log P_{II}} = \frac{(t_{sp\,in\,P_{II}} - t_{p\,out\,P_{II}}) - (t_{sp\,out\,P_{II}} - t_{p\,in\,P_{II}})}{\ln \left(\frac{(t_{sp\,in\,P_{II}} - t_{p\,out\,P_{II}})}{(t_{sp\,out\,P_{II}} - t_{p\,in\,P_{II}})} \right)} \quad (7.3-47)$$

$$\Delta t_{\log P_{II}} = \frac{(522.1 - 378) - (406.6 - 298)}{\ln \left(\frac{522.1 - 378}{406.6 - 298} \right)} = 125.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{sp\,in\,P_{II}}$ Teplota spalin na vstupu do prostoru druhého přehříváku [$^\circ\text{C}$]

$t_{sp\,out\,P_{II}}$ Teplota na výstupu z prostoru druhého přehříváku [$^\circ\text{C}$]

$t_{p\,in\,P_{II}}$ Teplota páry na vstupu do druhého přehříváku [$^\circ\text{C}$]

$t_{p\,out\,P_{II}}$ Teplota páry na výstupu z druhého přehříváku [$^\circ\text{C}$]

Teplo odevzdané do přehříváku dva:

$$Q_{P_{II}} = k_{P_{II}} \cdot \Delta t_{\log P_{II}} \cdot P_{P_{II}} = 41.018 \cdot 125.5 \cdot 228.07 = 1174 \text{ kW} \quad (7.3-48)$$

$k_{P_{II}}$ Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log P_{II}}$ Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]

$P_{P_{II}}$ Celková plocha druhého přehříváku [m^2]

Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla:

$$P_{P_{II}i} = \frac{Q_{p\,P_{II}}}{k_{P_{II}} \cdot \Delta t_{\log P_{II}}} = \frac{1174}{41.018 \cdot 125.5} = 229.6 \text{ m}^2 \quad (7.3-49)$$

$k_{P_{II}}$ Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log P_{II}}$ Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]

$Q_{p\,P_{II}}$ Teplo potřebné pro ohřátí vody [kW]

Procentuální odchylka skutečné plochy od ideální:

$$x_{P_{II}} = \left| 100 - \frac{P_{P_{II}i}}{P_{P_{II}}} \right| = \left| 1 - \frac{229.6}{228.07} \right| = 0.669\% \quad (7.3-50)$$

$P_{P_{II}i}$ Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla [m^2]

$P_{P_{II}}$ Navrhovaná plocha druhého přehříváku [m^2]

Celkové teplo odevzdané v prostoru druhého přehříváku:

$$Q_{c_{PII}} = Q_{PII} + Q_{zt2} + Q_{PII_m} = 1174 + 16.5 + 97.8 = 1288 \text{ kW} \quad (7.3-51)$$

Q_{PII} Teplo odevzdané do přehříváku dva [kW]

Q_{zt2} Teplo odevzdané do závěsných trubek v prostoru druhého přehříváku [kW]

Q_{PII_m} Teplo odevzdané do membránové stěny v prostoru druhého přehříváku [kW]

Teplo na konci prostoru druhého přehříváku:

Teplo na vstupu do prostoru druhého přehříváku je teplo vystupující z přehříváku tři
 $Q_{in_{PII}} = 5483 \text{ kW}$.

$$Q_{out_{PII}} = Q_{in_{PII}} - Q_{c_{PII}} = 5483 - 1288 = 4181 \text{ kW} \quad (7.3-52)$$

$Q_{in_{PII}}$ Teplo na vstupu do prostoru druhého přehříváku [kW]

$Q_{c_{PII}}$ Teplo odebrané v prostoru druhého přehříváku [kW]

Entalpie spalin na výstupu z prostoru druhého přehříváku:

$$I_{sp_{out_{PII}}} = \frac{Q_{out_{PII}}}{M_{pv}} = \frac{4181}{1.588} = 2633 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.3-53)$$

$Q_{out_{PII}}$ Teplo vystupující z prostoru druhého přehříváku [kW]

M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tab. 3 pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci prostoru druhého přehříváku teplotu spalin na konci druhého přehříváku, která je 406 °C. Liší od volené výpočtové teploty na výstupu 406.6 °C jen minimálně.

8. Výpočet čtvrtého tahu

Teplota spalin vstupujících do čtvrtého tahu je již nižší, proto stěny nejsou tvořeny membránovou stěnou. Ve čtvrtém tahu jsou umístěny dvě výhřevné plochy. Přehřívák jedna a dva svazky druhého ohříváku vzduchu.

8.1. Geometrický výpočet čtvrtého tahu

Jednotlivé rozměry jsou zobrazeny na obr. 8. Šířka čtvrtého tahu je zmenšena oproti šířce spalovací komory na $\check{S}_{TV} = 2.4 \text{ m}$. Zmenšení je z důvodu zmenšení průřezu pro proudící vzduch v ohříváku vzduchu a tím zvýšení rychlosti vzduchu na požadovanou hodnotu.

Teplota na vstupu do prostoru čtvrtého tahu $t_{in_{IV}} = 406 \text{ °C}$ je stejná jako teplota na výstupu z prostoru druhého přehříváku. Z předešlých výpočtů předpokládám teplotní spád ve třetím přehříváku $\Delta t_{PIII} = 66 \text{ °C}$, proto teplota na konci třetího přehříváku bude $t_{out_{PIII}} = 340 \text{ °C}$.

Střední teplota:

$$t_{stIV} = \frac{t_{inIV} + t_{outPI}}{2} = \frac{406 + 340}{2} = 373 \text{ °C} \quad (8.1-1)$$

t_{inPI} Teplota na vstupu do čtvrtého tahu [°C]

t_{outPI} Teplota na výstupu z prostoru prvního přehříváku [°C]

Délka čtvrtého tahu:

$$L_{IV} = \frac{S_{IVv}}{\check{s}_{IV} - D_{PI} \cdot n_{PI}} = \frac{3.38}{2.4 - 0.034 \cdot 30} = 2.435 \text{ m} \approx 2.45 \text{ m} \quad (8.1-2)$$

S_{IVv} Volný průřez ve čtvrtém tahu [m^2]

$\check{s}_{IV}$ Šířka čtvrtého tahu [m]

D_{PI} Průměr trubek přehříváku jedna [m]

n_{PI} Počet trubek v řadě přehříváku jedna [–]

Průřez druhého tahu:

Rychlost spalin ve čtvrtém tahu volím $w_{IV} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle rady konzultanta diplomové práce.

$$S_{IVv} = \frac{M_{spIV}}{w_{IV}} = \frac{16.911}{5} = 3.38 \text{ m}^2 \quad (8.1-3)$$

M_{spIV} Hmotnostní průtok spalin čtvrtým tahem [$m^3 \cdot s^{-1}$]

w_{IV} Rychlost spalin ve čtvrtém tahu [$m \cdot s^{-1}$]

Hmotnostní průtok spalin čtvrtým tahem:

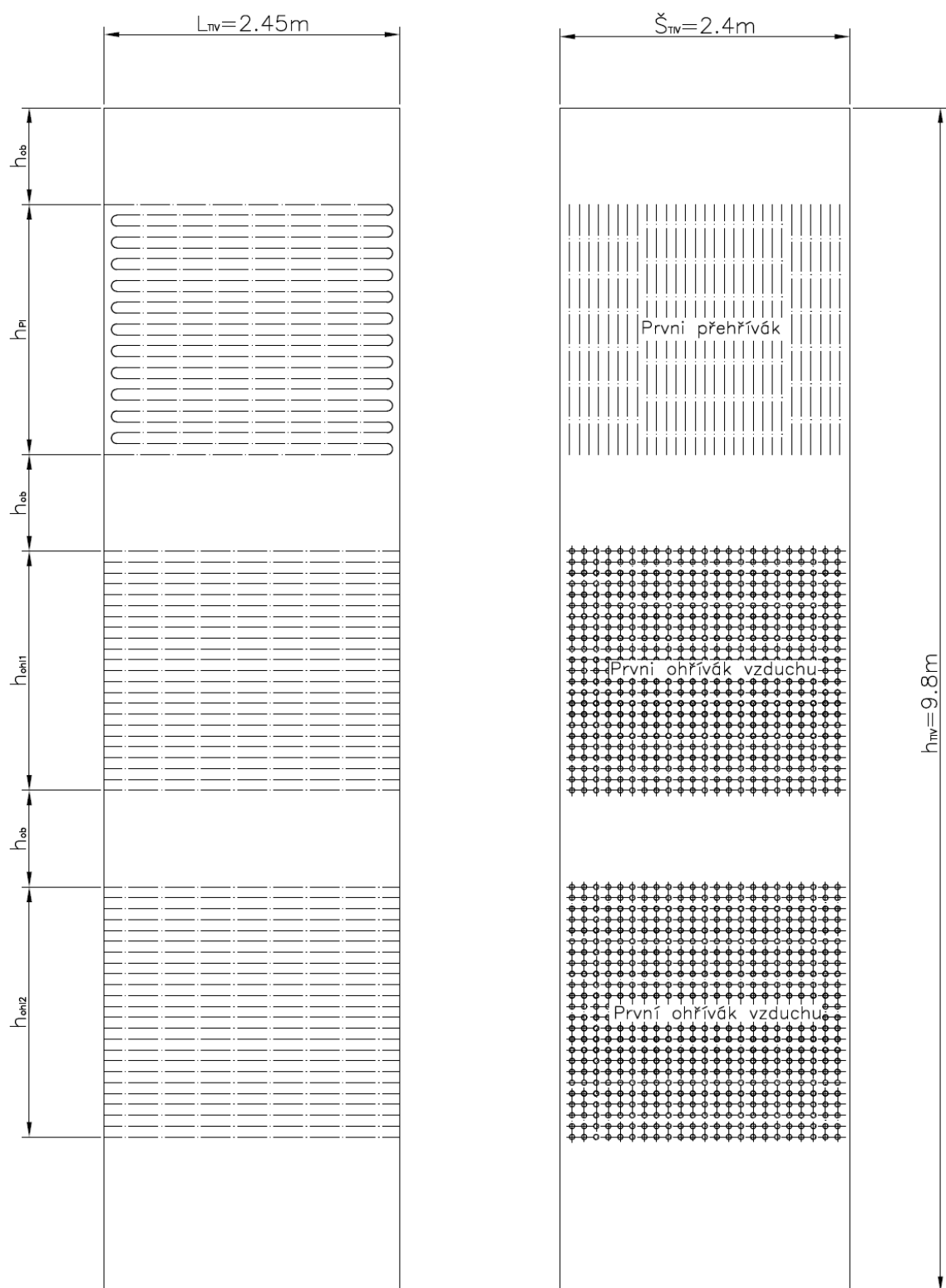
$$M_{spIV} = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \frac{273.15 + t_{stIV}}{273.15} \quad (8.1-4)$$

$$M_{spIV} = 4.502 \cdot 1.588 \cdot \frac{273.15 + 645.8}{273.15} = 16.911 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

O_{sp} Skutečné množství spalin [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

t_{stIV} Střední teplota ve čtvrtém tahu [°C]



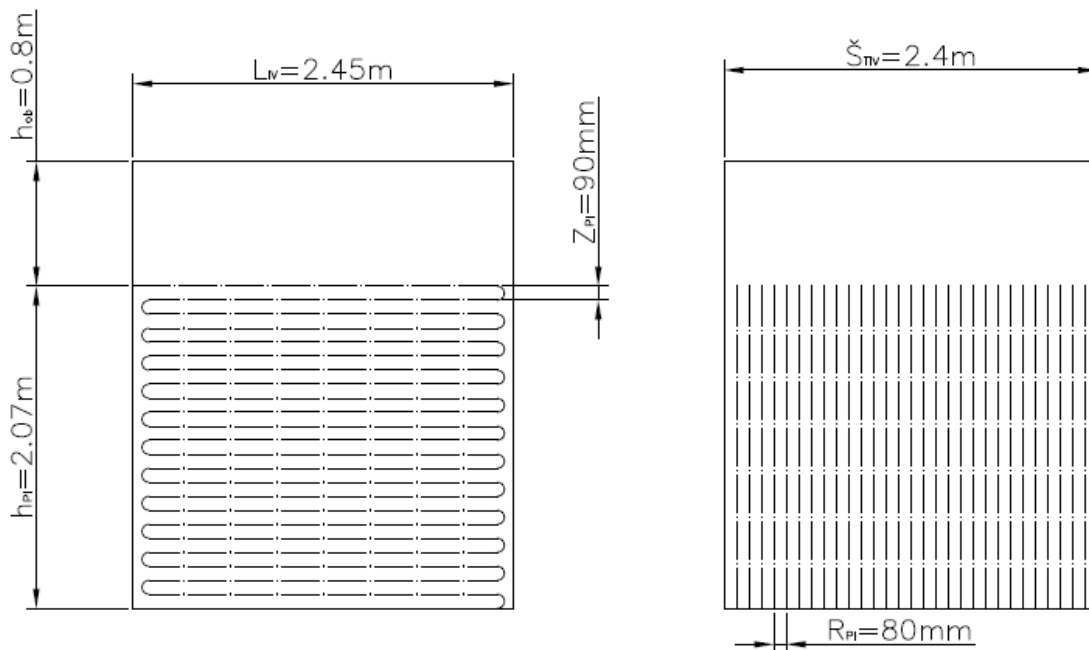
Obr. 8. Prostor čtvrtého tahu

8.2. Výpočet prvního přehříváku

Do prvního přehříváku vstupuje mírně přehřátá pára ze závěsných trubek.

8.2.1. Geometrický výpočet prvního přehříváku

Jednotlivé rozměry pro výpočet geometrie třetího přehříváku jsou znázorněny na obr. 9. a v tab. 20. Přehřívák jedna je koncipován jako jednohad.



Obr. 9. První přehřívák

Plocha prvního přehříváku:

Tab. 20. Rozměrové parametry přehříváku jedna

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{PI}	38	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{PI}	30	mm
Počet trubek v řadě	n_{PI}	30	-
Počet řad	z_{PI}	24	-
Rozteč mezi řadami	Z_{PI}	90	mm
Rozteč mezi trubkami	R_{PI}	80	mm

$$P_{PI} = [2 \cdot (L_{IV} - Z_{2PIII}) + Z_{PI} \cdot (z_{PI} - 1) + (L_{IV} - 2 \cdot Z_{2PIII}) \cdot (z_{PI} - 1)] \cdot \pi \cdot D_{PI} \cdot n_{PI} \quad (8.2-1)$$

$$P_{PI} = [2 \cdot (2.45 - 0.06) + 0.09 \cdot (24 - 1) + (2.45 - 2 \cdot 0.06) \cdot (24 - 1)] \cdot \pi \cdot 0.038 \cdot 30 = 207.292 \text{ m}^2$$

8.2.2. Tepelný výpočet prvního přehříváku

Tepelný výpočet prvního přehříváku se skládá z výpočtu součinitele přestupu tepla ze strany spalín, součinitele přestupu tepla sáláním a součinitel přestupu tepla ze strany páry.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín pro trubky uspořádané za sebou:

$$\alpha_{k_{PI}} = 0.2 \cdot C_{z_{PI}} \cdot C_{s_{PI}} \cdot \frac{\lambda_{sp_{PI}}}{D_{PI}} \cdot \left(\frac{w_{IV_s} \cdot D_{PI}}{v_{sp_{PI}}} \right)^{0.65} \cdot Pr_{sp_{PI}}^{0.33} \quad (8.2-2)$$

$$\alpha_{k_{PI}} = 0.2 \cdot 1 \cdot 1.203 \cdot \frac{55 \cdot 10^{-3}}{0.0337} \cdot \left(\frac{5.132 \cdot 0.0337}{53 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot 0.69^{0.33} = 65.993 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$C_{z_{PI}}$	Opravný součinitel podélných řad [–]
$C_{s_{PI}}$	Opravný součinitel uspořádání svazků [–]
$\lambda_{sp_{PI}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$v_{sp_{PI}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
$Pr_{sp_{PI}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]
D_{PI}	Průměr potrubí [m]
w_{IV_s}	Skutečná rychlost spalín [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Opravný součinitel podélných:

Volím $C_{z_{PI}} = 1$ dle [1], protože počet řad druhého přehříváku je větší než 10.

Opravný součinitel uspořádání svazků:

$$C_{s_{PI}} = \left(1 + (2 \cdot \sigma_{1_{PI}} - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2_{PI}}}{2} \right)^3 \right)^{-2} \quad (8.2-3)$$

$$C_{s_{PI}} = \left(1 + (2 \cdot 2.671 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2.671}{2} \right)^3 \right) = 1.203$$

Součinitelé σ :

$$\sigma_{1_{PI}} = \frac{R_{PI}}{D_{PI}} = \frac{90}{33.7} = 2.671 \quad (8.1-8) \quad \sigma_{2_{PI}} = \frac{Z_{PI}}{D_{PI}} = \frac{90}{33.7} = 2.671 \quad (8.2-4)$$

R_{PI}	Rozteč mezi trubkami prvního přehříváku [mm]
Z_{PI}	Rozteč mezi jednotlivými řadami prvního přehříváku [m]
D_{PI}	Průměr trubek prvního přehříváku [mm]

Vlastnosti spalin:

Vlastnosti spalin jsou stanoveny pro střední teplotu proudu spalin dle [1].

Tab. 21. Parametry spalin v prostoru prvního přehřívačku

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp\,PI}$	$55 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{sp\,PI}$	$53 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp\,PI}$	0.69	

Skutečná rychlost proudu spalin:

$$w_{IV_s} = \frac{M_{sp\,IV}}{S_{IV}} = \frac{16.911}{3.294} = 5.132 \, m \cdot s^{-1} \quad (8.2-5)$$

$M_{sp\,IV}$ Hmotnostní průtok spalin čtvrtým tahem [$m^3 \cdot s^{-1}$]

S_{IV} Volný průřez ve čtvrtém tahu [m^2]

$$S_{IV} = L_{IV} \cdot (\check{S}_{IV} - D_{PI} \cdot n_{PI}) = 1.95 \cdot (2.7 - 0.0337 \cdot 30) = 3.294 \, m^2 \quad (8.2-6)$$

$\check{S}_{IV}$ Šířka čtvrtého tahu [m]

D_{PI} Průměr trubek přehřívačku jedna [m]

n_{PI} Počet trubek v řadě přehřívačku jedna [—]

L_{IV} Délka čtvrtého tahu [m]

Součinitel přestupu tepla sáláním:

Stupeň černosti povrchu stěn volím $a_{st\,PII} = 0.8$ dle [1].

$$\alpha_{s\,PII} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st\,PII} + 1}{2} \cdot a_{PII} \cdot T_{st\,PII}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{z\,PII}}{T_{st\,PII}}\right)^4}{1 - \frac{T_{z\,PII}}{T_{st\,PII}}} \quad (8.2-7)$$

$$\alpha_{s\,PII} = 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.187 \cdot 646.1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{570.4}{646.1}\right)^4}{1 - \frac{570.4}{646.1}} = 8.69 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$a_{st\,PII}$ Stupeň černosti povrchu stěn [—]

a_{PII} Stupeň černosti [—]

$T_{z\,PII}$ Absolutní teplota povrchu trubek prvního přehřívačku [$^{\circ}C$]

$T_{st\,PII}$ Absolutní střední teplota proudu spalin v prostoru prvního přehřívačku [$^{\circ}C$]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

Teplota vnějšího povrchu má na výpočet malý vliv a i při velké odchylce ovlivní výpočet minimálně. Množství tepla odevzdaného sáláním z ohniště volím $Q_s = 0$. Součinitel zanesení volím $\varepsilon_{PII} = 0.0035 \, m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ dle rady konzultanta.

$$t_{z_{PI}} = t_{p_{st_{PI}}} + \left(\varepsilon_{PI} + \frac{1}{\alpha_{p_{zt}}} \right) \cdot \left(\frac{(Q_{PI_t} + Q_s)}{P_{PI}} \right) \quad (8.2-8)$$

$$t_{z_{PI}} = 283.25 + \left(0.0035 + \frac{1}{1509} \right) \cdot \left(\frac{(711 + 0)}{207.292} \right) = 297.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{p_{st_{PI}}}$	Teplota media v trubkách [$^\circ\text{C}$]
ε_{PI}	Součinitel zanesení výhřevné plochy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_{PI_t}	Předpokládané odvedené teplo v prvního přehříváku [kW]
Q_s	Množství tepla odevzdané sáláním [kW]
P_{PI}	Plocha druhého přehříváku [m^2]
$\alpha_{p_{zt}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s_{PI} = 0.9 \cdot D_{PI} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{R_{PI} \cdot Z_{PI}}{D_{PI}^2} - 1 \right) \quad (8.2-9)$$

$$s_{PI} = 0.9 \cdot 0.0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0.09 \cdot 0.09}{0.0337^2} - 1 \right) = 0.214 \text{ m}$$

D_{PII}	Průměr trubek přehříváku dva [m]
R_{PII}	Rozteč mezi jednotlivými trubkami v řadě přehříváku dva [m]
Z_{PII}	Rozteč mezi řadami přehříváku dva [m]

Stupeň černosti:

$$a_{PI} = 1 - e^{-k_{PI} \cdot p \cdot s_{PI}} = 1 - e^{-9.039 \cdot 0.1 \cdot 0.245} = 0.187 \quad (8.2-10)$$

k_{PI}	Součinitel zeslabení sáláním [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
p	Tlak v kotli [MPa]
s_{PI}	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi je minimální oproti součiniteli účinné tloušťky sálavé vrstvy, proto je zanedbán.

$$k_{PI} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 9.677 + 0 = 9.677 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (8.2-11)$$

k_{sp}	Účinná tloušťka sálavé vrstvy [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [–]
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sáláním popílkovými částicemi [$\text{m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$]

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_{PI}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{stPI}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.2-12)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.19}{3.16 \cdot \sqrt{0.031 \cdot 0.214}} \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{645.8}{1000} \right) \cdot 0.309 = 9.677 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

r_{H_2O}	Objem částic vodní páry [–]
p_{sp}	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
s_{PI}	Efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]
T_{stPI}	Absolutní střední teplota proudu spalin [K]
r_{sp}	Objem částic tříatomových plynů [–]

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

$$\alpha_{pPI} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{pPII}}{d_{PI}} \cdot \left(\frac{w_{pPI} \cdot d_{PI}}{v_{pPI}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{pPI}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.2-13)$$

$$\alpha_{pPI} = 0.023 \cdot \frac{0.05185}{0.0257} \cdot \left(\frac{16.032 \cdot 0.0257}{1.041 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 1.218^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1509 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

λ_{pPII}	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
v_{pPII}	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
Pr_{pPII}	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [–]
d_{PII}	Průměr potrubí [m]
w_{pPII}	Rychlost páry v potrubí [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [–]

Střední teplota páry:

Teplota páry byla stanovena v kapitole 5. Teplota páry na vstupu je $t_{inPI} = 267.5 \text{ °C}$ a teplota na výstupu z přehříváku dva je $t_{outPI} = 298 \text{ °C}$.

$$t_{stPI} = \frac{t_{inPI} + t_{outPI}}{2} = \frac{298 + 267.5}{2} = 282.75 \text{ °C} \quad (8.2-14)$$

Rychlost proudění páry trubkami druhého přehříváku:

$$w_{pPI} = \frac{M_{pp} \cdot v_{PI}}{S_{PI}} = \frac{5.55 \cdot 0.04732}{0.016} = 16.032 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.2-15)$$

Vnitřní průřez potrubí:

$$S_{PI} = \frac{\pi \cdot d_{PI}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.0257^2}{4} = 0.016 \text{ m}^2 \quad (8.2-16)$$

Vlastnosti páry:

Vlastnosti páry jsou stanoveny pro střední teplotu páry dle [1]

Tab. 22. Parametry páry v prvním přehříváku

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{pPI}	0.05185	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel dynamické viskozity	η_{pPI}	$1.899 \cdot 10^{-5}$	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	Pr_{pPI}	1.218	-
Měrný objem páry	v_{PI}	0.04732	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν_{pPI}	$1.041 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{PI} = 0.9$.

$$\alpha_{cPI} = \xi_{PI} \cdot (\alpha_{sPI} + \alpha_{kPI}) \quad (8.2-17)$$

$$\alpha_{cPI} = 0.9 \cdot (8.69 + 65.993) = 67.214 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

ξ_{PI} Součinitel využití proudu spalin [-]

α_{sPI} Součinitel přestupu tepla sáláním [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

α_{kPI} Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{PI} = 0.6$ dle [1].

$$k_{PI} = \frac{\gamma_{PI} \cdot \alpha_{cPI}}{1 + \frac{\alpha_{cPI}}{\alpha_{pPI}}} = \frac{0.6 \cdot 67.663}{1 + \frac{67.663}{1509}} = 38.855 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.2-18)$$

γ_{PI} Součinitel tepelné efektivity [-]

α_{cPI} Celkový součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

α_{pPI} Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log pI} = \frac{(t_{sp\,in\,pI} - t_{p\,out\,pI}) - (t_{sp\,out\,pI} - t_{p\,in\,pI})}{\ln\left(\frac{(t_{sp\,in\,pI} - t_{p\,out\,pI})}{(t_{sp\,out\,pI} - t_{p\,in\,pI})}\right)} \quad (8.2-19)$$

$$\Delta t_{\log pII} = \frac{(406 - 298) - (340 - 268.5)}{\ln\left(\frac{406 - 298}{(340 - 268.5)}\right)} = 88.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$t_{sp\,in\,pI}$ Teplota spalin na vstupu do prostoru prvního přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{sp\,out\,pI}$ Teplota na výstupu z prostoru prvního přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{p\,in\,pI}$ Teplota páry na vstupu do prvního přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{p\,out\,pI}$ Teplota páry na výstupu z prvního přehříváku [$^{\circ}\text{C}$]

Teplo odevzdané do přehříváku jedna:

$$Q_{pI} = k_{pI} \cdot \Delta t_{\log pI} \cdot P_{pI} = 38.855 \cdot 88.5 \cdot 207.3 = 712.9 \text{ kW} \quad (8.2-20)$$

k_{pI} Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log pI}$ Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]

P_{pI} Celková plocha prvního přehříváku [m^2]

Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla:

$$P_{pIi} = \frac{Q_{pI}}{k_{pI} \cdot \Delta t_{\log pI}} = \frac{711}{38.855 \cdot 88.5} = 208.1 \text{ m}^2 \quad (8.2-21)$$

k_{pI} Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$\Delta t_{\log pI}$ Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]

Q_{pI} Teplo potřebné pro ohřátí vody [kW]

Procentuální odchylka skutečné plochy od ideální:

$$x_{pII} = \left| 100 - \frac{P_{pIIi}}{P_{pII}} \right| = \left| 100 - \frac{208.1}{207.3} \right| = 0.391 \% \quad (8.2-22)$$

P_{pIIi} Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla [m^2]

P_{pII} Navrhovaná plocha druhého přehříváku [m^2]

Teplo na konci prostoru prvního přehříváku:

Teplo na vstupu do prostoru prvního přehříváku je teplo vystupující z přehříváku dva $Q_{in_{PI}} = 4182 \text{ kW}$.

$$Q_{out_{PI}} = Q_{in_{PI}} - Q_{c_{PI}} = 4182 - 711 = 3473 \text{ kW} \quad (8.2-23)$$

$Q_{in_{PI}}$ Teplo na vstupu do prostoru prvního přehříváku [kW]

$Q_{c_{PI}}$ Teplo odebrané v prostoru prvního přehříváku [kW]

Entalpie spalin na výstupu z prostoru druhého přehříváku:

$$I_{sp_{out_{PI}}} = \frac{Q_{out_{PI}}}{M_{pv}} = \frac{3473}{1.588} = 2187 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.2-24)$$

$Q_{out_{PI}}$ Teplo vystupující z prostoru prvního přehříváku [kW]

M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tab. 3 pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci prostoru prvního přehříváku, teplotu spalin na konci prvního přehříváku, která je 340°C . Liší se od volené výpočtové teploty na výstupu 339.9°C jen minimálně.

8.3. Výpočet prvního ohříváku vzduchu

První ohřívák vzduchu ohřívá vzduch z 90°C na 200°C . Skládá se ze dvou částí.

8.3.1. Geometrický výpočet prvního ohříváku vzduchu

Jednotlivé rozměry použité pro výpočet geometrie jsou zobrazeny na obr. 10. a v tab. 23.

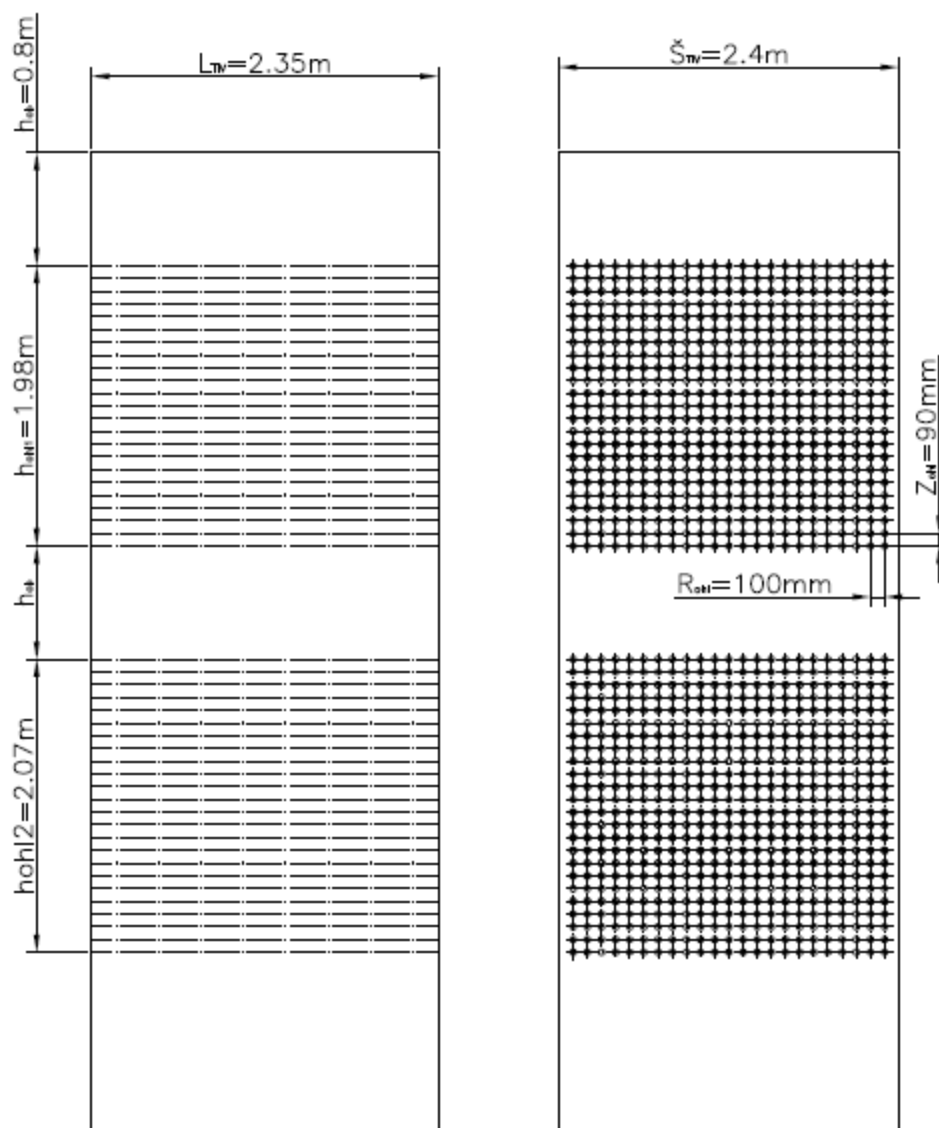
Tab. 23. Parametry prvního ohříváku vzduchu

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{ohl}	42.4	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{ohl}	34.4	mm
Počet trubek v řadě	n_{ohl}	45	-
Počet řad	z_{ohl}	24	-
Rozteč mezi řadami	Z_{ohl}	90	mm
Rozteč mezi trubkami	R_{ohl}	100	mm

Plocha prvního přehříváku:

$$P_{ohl} = \pi \cdot D_{ohl} \cdot n_{ohl} \cdot z_{ohl} \cdot L_{IV} \quad (8.3-1)$$

$$P_{PI} = \pi \cdot 0.0424 \cdot 45 \cdot 24 \cdot 2.45 = 352.457 \text{ m}^2$$



Obr. 10. První ohřívák vzduchu

8.3.2. Tepelný výpočet prvního ohříváku vzduchu

Tepelný výpočet stanovuje teplo odevzdané ze spalín do vzduchu v prvním ohříváku vzduchu. Výpočet se skládá ze součinitele přestupu tepla ze strany spalín a součinitele přestupu tepla ze strany vzduchu. Součinitel přestupu tepla sáláním je zanedbán, protože teplota spalín je již nízká a teplo předané sáláním je minimální.

Teplota na vstupu do prostoru prvního ohříváku vzduchu $t_{in_{ohl}} = 340\text{ °C}$ je stejná jako teplota na výstupu z prostoru prvního přehříváku. Z předešlých výpočtů předpokládám teplotní spád ve třetím přehříváku $\Delta t_{ohl} = 99\text{ °C}$, proto teplota na konci třetího přehříváku bude $t_{out_{ohl}} = 241\text{ °C}$.

Střední teplota:

$$t_{st_{ohl}} = \frac{t_{in_{ohl}} + t_{out_{ohl}}}{2} = \frac{340 + 241}{2} = 290.5 \text{ °C} \quad (8.3-2)$$

$t_{in_{ohl}}$ Teplota na vstupu do prvního ohříváku vzduchu [°C]

$t_{out_{ohl}}$ Teplota na výstupu z prvního ohříváku vzduchu [°C]

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín pro trubky uspořádané za sebou:

Vlastnosti spalín jsou stejné jako pro membránovou stěnu.

$$\alpha_{k_{ohl}} = 0.2 \cdot C_{z_{ohl}} \cdot C_{s_{ohl}} \cdot \frac{\lambda_{sp_{ohl}}}{D_{oh}} \cdot \left(\frac{w_{IV_s} \cdot D_{oh}}{v_{sp_{ohl}}} \right)^{0.65} \cdot Pr_{sp_{ohl}}^{0.33} \quad (8.3-3)$$

$$\alpha_{k_{ohl}} = 0.2 \cdot 1 \cdot 1.001 \cdot \frac{40.3 \cdot 10^{-3}}{0.0424} \cdot \left(\frac{5.132 \cdot 0.0424}{44 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot 0.71^{0.33}$$

$$\alpha_{k_{ohl}} = 42.107 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$C_{z_{ohl}}$ Opravný součinitel podélných řad [–]

$C_{s_{ohl}}$ Opravný součinitel uspořádání svazků [–]

$\lambda_{sp_{ohl}}$ Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$v_{sp_{ohl}}$ Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

$Pr_{sp_{ohl}}$ Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]

D_{oh} Průměr potrubí [m]

w_{IV_s} Skutečná rychlost spalín [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Opravný součinitel podélných:

Volím $C_{z_{ohl}} = 1$ dle [1], protože počet řad druhého přehříváku je větší než 10.

Opravný součinitel uspořádání svazků:

$$C_{s_{ohl}} = \left(1 + (2 \cdot \sigma_{1_{ohl}} - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2_{ohl}}}{2} \right)^3 \right)^{-2} \quad (8.3-4)$$

$$C_{s_{ohl}} = \left(1 + (2 \cdot 2.358 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2.123}{2} \right)^3 \right) = 1.001$$

Součinitelé σ :

$$\sigma_{1_{ohl}} = \frac{R_{ohl}}{D_{ohl}} = \frac{100}{42.4} = 2.358 \quad (8.4-5) \quad \sigma_{2_{ohl}} = \frac{Z_{ohl}}{D_{ohl}} = \frac{90}{42.4} = 2.123 \quad (8.3-6)$$

R_{ohl} Rozteč mezi trubkami prvního ohříváku [mm]

Z_{ohl}	Rozteč mezi jednotlivými řadami prvního ohříváku [m]
D_{ohl}	Průměr trubek prvního ohříváku [mm]

Vlastnosti spalín:

Vlastnosti spalín jsou stanoveny pro střední teplotu proudu spalín dle [1]
Tab. 24. Parametry spalín v prostoru prvního ohříváku vzduchu

	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp_{ohl}}$	$40.3 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{sp_{ohl}}$	$44 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp_{ohl}}$	0.71	

Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu:

$$\alpha_{vz_{ohl}} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{vz_{ohl}}}{d_{ohl}} \cdot \left(\frac{w_{vz_{ohl}} \cdot d_{ohl}}{\nu_{vz_{ohl}}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{vz_{ohl}}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.3-7)$$

$$\alpha_{vz_{ohl}} = 0.023 \cdot \frac{0.042}{0.0344} \cdot \left(\frac{17.976 \cdot 0.0344}{48.2 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 0.7^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 54.247 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\lambda_{vz_{ohl}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
$\nu_{vz_{ohl}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$m^2 \cdot s^{-1}$]
$Pr_{vz_{ohl}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]
d_{ohl}	Průměr potrubí [m]
$w_{vz_{ohl}}$	Rychlost páry v potrubí [$m \cdot s^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [–]

Střední teplota vzduchu:

Teplota vzduchu na vstupu je $t_{vz_{in_{ohl}}} = 90^\circ C$ a teplota na výstupu z ohříváku jedna je $t_{vz_{ou_{t_{ohl}}}} = 200^\circ C$.

$$t_{vz_{st_{ohl}}} = \frac{t_{vz_{in_{ohl}}} + t_{vz_{ou_{t_{ohl}}}}}{2} = \frac{200 + 90}{2} = 145^\circ C \quad (8.3-8)$$

$t_{vz_{in_{ohl}}}$	Teplota na vstupu do prvního ohříváku vzduchu [$^\circ C$]
$t_{vz_{ou_{t_{ohl}}}}$	Teplota na výstupu z prvního přehříváku vzduchu [$^\circ C$]

Rychlost proudění vzduchu v prvním ohříváku vzduchu:

$$w_{vz_{ohl}} = \frac{M_{pv} \cdot \alpha \cdot O_{V_{zmin}}}{S_{ohl} I} \cdot \left(1 + \frac{t_{vz_{st_{ohl}}}}{273.15} \right) \quad (8.3-9)$$

$$w_{vz_{ohl}} = \frac{1.588 \cdot 1.4 \cdot 2.65}{0.016} \cdot \left(1 + \frac{145}{273.15} \right) = 17.976 m \cdot s^{-1}$$

M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
α	Součinitel přebytku vzduchu [-]
$O_{V_{z\min}}$	Minimální objem vlhkého vzduchu [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
S_{ohl}	Vnitřní průřez potrubí [m^2]
$t_{vzst_{ohl}}$	Střední teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

Vnitřní průřez potrubí:

$$S_{ohl} = \frac{\pi \cdot d_{ohl}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.0257^2}{4} = 0.016 \text{ m}^2 \quad (8.3-10)$$

d_{ohl} Vnitřní průměr potrubí vzduchu [m]

Vlastnosti páry:

Vlastnosti vzduchu jsou stanoveny pro střední teplotu páry dle [1]

Tab. 25. Parametry vzduchu v prvního ohříváku vzduchu

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{vz_{ohl}}$	0.042	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prantlovo číslo	$\text{Pr}_{vz_{ohl}}$	0.7	-
Měrný objem páry	$\rho_{vz_{ohl}}$	0.688	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{vz_{ohl}}$	$4.083 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalin proudu volím $\xi_{pI} = 0.9$.

$$\alpha_{c_{ohl}} = \xi_{ohl} \cdot \alpha_{k_{ohl}} = 0.9 \cdot 42.107 = 37.897 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.3-11)$$

ξ_{ohl}	Součinitel využití proudu spalin [-]
$\alpha_{s_{ohl}}$	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{k_{ohl}}$	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$k_{ohl} = \xi_{ohl} \cdot \frac{\alpha_{c_{ohl}} \cdot \alpha_{vz_{ohl}}}{\alpha_{c_{ohl}} + \alpha_{vz_{ohl}}} = 0.9 \cdot \frac{37.897 \cdot 54.247}{37.897 + 54.247} = 20.08 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.3-12)$$

γ_{ohl}	Součinitel tepelné efektivnosti [-]
$\alpha_{c_{ohl}}$	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{vz_{ohl}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log_{ohl}} = \frac{(t_{sp_{in_{ohl}}} - t_{vz_{out_{ohl}}}) - (t_{sp_{out_{ohl}}} - t_{vz_{in_{ohl}}})}{\ln \left(\frac{(t_{sp_{in_{ohl}}} - t_{vz_{out_{ohl}}})}{(t_{sp_{out_{ohl}}} - t_{vz_{in_{ohl}}})} \right)} \quad (8.3-13)$$

$$\Delta t_{\log_{ohl}} = \frac{(340 - 200) - (241 - 90)}{\ln \left(\frac{(340 - 200)}{(241 - 90)} \right)} = 145.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{sp_{in_{ohl}}}$	Teplota spalin na vstupu do prvního ohříváku vzduchu [$^\circ\text{C}$]
$t_{sp_{out_{ohl}}}$	Teplota na výstupu z prvního ohříváku vzduchu [$^\circ\text{C}$]
$t_{vz_{in_{ohl}}}$	Teplota páry na vstupu do prvního ohříváku vzduchu [$^\circ\text{C}$]
$t_{vz_{out_{ohl}}}$	Teplota páry na výstupu z prvního ohříváku vzduchu [$^\circ\text{C}$]

Teplo odevzdané do přehříváku jedna:

$$Q_{ohl} = k_{ohl} \cdot \Delta t_{\log_{ohl}} \cdot P_{ohl} = 20.08 \cdot 145.4 \cdot 352.457 = 1031 \text{ kW} \quad (8.3-14)$$

k_{ohl}	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\Delta t_{\log_{ohl}}$	Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]
P_{ohl}	Celková plocha prvního ohříváku vzduchu [m^2]

Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla:

$$P_{ohl_i} = \frac{Q_{vz_{ohl}}}{k_{ohl} \cdot \Delta t_{\log_{ohl}}} = \frac{1031}{20.08 \cdot 145.4} = 352.636 \text{ m}^2 \quad (8.3-15)$$

k_{ohl}	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\Delta t_{\log_{ohl}}$	Střední logaritmická teplota [$^\circ\text{C}$]
$Q_{vz_{ohl}}$	Teplo potřebné pro ohřátí vzduchu [kW]

Procentuální odchylka skutečné plochy od ideální:

$$x_{ohl} = \left| 100 - \frac{P_{ohl_i}}{P_{ohl}} \right| = \left| 100 - \frac{352.898}{352.457} \right| = 0.125 \% \quad (8.3-16)$$

P_{ohl_i}	Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla [m^2]
P_{ohl}	Navrhovaná plocha prvního ohříváku vzduchu [m^2]

Teplota na konci prostoru prvního ohříváku vzduchu:

Teplota na vstupu do prvního ohříváku vzduchu je teplota vystupující z přehříváku jedna $Q_{in_{ohl}} = 3466 \text{ kW}$.

$$Q_{out_{ohl}} = Q_{in_{ohl}} - Q_{c_{ohl}} = 3473 - 1031 = 2443 \text{ kW} \quad (8.3-17)$$

$Q_{in_{pl}}$ Teplota na vstupu do prvního ohříváku vzduchu [kW]
 $Q_{c_{pl}}$ Teplota odebrané v prvního ohříváku vzduchu [kW]

Entalpie spaliny na výstupu z prvního ohříváku vzduchu:

$$I_{sp_{out_{ohl}}} = \frac{Q_{out_{ohl}}}{M_{pv}} = \frac{2443}{1.588} = 1539 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.3-18)$$

$Q_{out_{ohl}}$ Teplota vystupující z prvního ohříváku vzduchu [kW]
 M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tab. 3 pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci prvního ohříváku vzduchu teplotu spaliny na konci prvního ohříváku vzduchu, která je 241°C . Ta se liší od volené výpočtové teploty na výstupu 242°C jen minimálně.

9. Výpočet pátého tahu

Stěna pátého tahu není složena z membránové stěny. Pátý tah obsahuje dvě výhřevné plochy a to tři svazky ekonomizéru a jeden svazek druhého ohříváku vzduchu. Spaliny na konci tahu vstupují do komína.

9.1. Geometrický výpočet prostoru pátého tahu

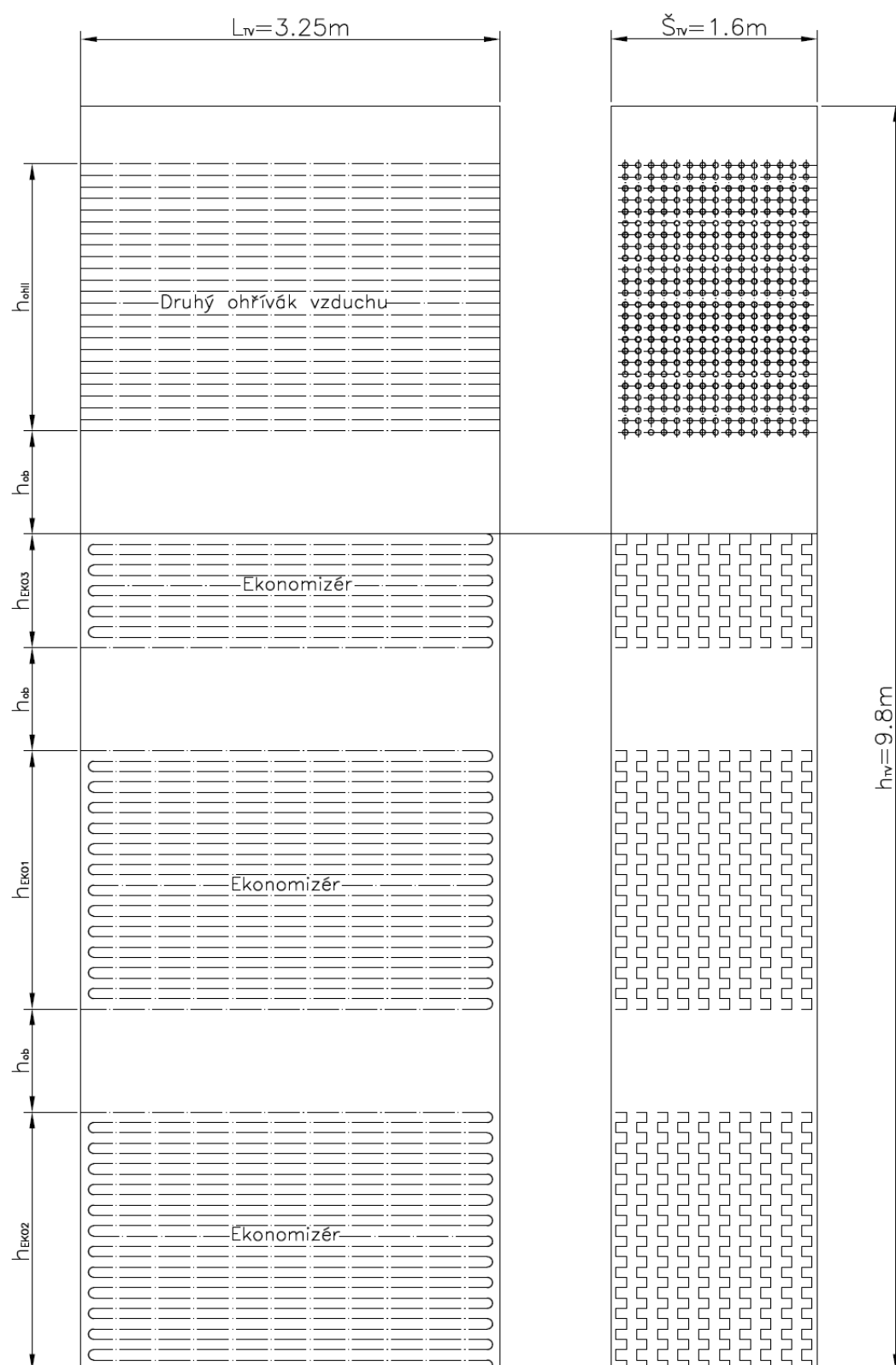
Jednotlivé rozměry pro výpočet rozměru pátého tahu jsou zobrazeny na obr. 11. Šířku pátého tahu volím $\check{S}_v = 1.6 \text{ m}$, aby bylo dosaženo optimální rychlosti vody v ekonomizéru.

Teplota na vstupu do prostoru pátého tahu $t_{inv} = 242^\circ\text{C}$ je stejná jako teplota na výstupu z prvního ohříváku. Teplotu na konci pátého tahu volím na $t_{out_v} = 135^\circ\text{C}$.

Střední teplota:

$$t_{st_v} = \frac{t_{inv} + t_{out_v}}{2} = \frac{241.5 + 135}{2} = 188^\circ\text{C} \quad (9.1-1)$$

t_{inv} Teplota na vstupu do pátého tahu [$^\circ\text{C}$]
 t_{out_v} Teplota na výstupu z pátého tahu [$^\circ\text{C}$]



Obr. 11. Prostor pátého tahu

Délka pátého tahu:

Šířka pátého tahu .

$$L_V = \frac{S_{V_v}}{\check{S}_V - D_{EKO} \cdot n_{EKO}} = \frac{3.018}{1.6 - 0.0337 \cdot 20} = 3.259m \approx 3.25m \quad (9.1-2)$$

S_{V_v}	Volný průřez v pátého tahu [m^2]
$\check{S}_V$	Šířka pátého tahu [m]
D_{EKO}	Průměr trubek ekonomizéru [m]
n_{EKO}	Počet trubek v řadě ekonomizérů [—]

Průřez pátého tahu:

Rychlost spalín v pátém tahu volím $w_V = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle rady konzultanta diplomové práce.

$$S_{V_v} = \frac{M_{spV}}{w_V} = \frac{12.071}{4} = 3.018 \text{ m}^2 \quad (9.1-3)$$

M_{spV}	Hmotnostní průtok spalín pátým tahem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
w_V	Rychlost spalín v pátém tahu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Hmotnostní průtok spalín pátým tahem:

$$M_{spIV} = O_{sp} \cdot M_{pv} \cdot \frac{273.15 + t_{stV}}{273.15} \quad (9.1-4)$$
$$M_{spIV} = 4.502 \cdot 1.588 \cdot \frac{273.15 + 188}{273.15} = 12.071 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

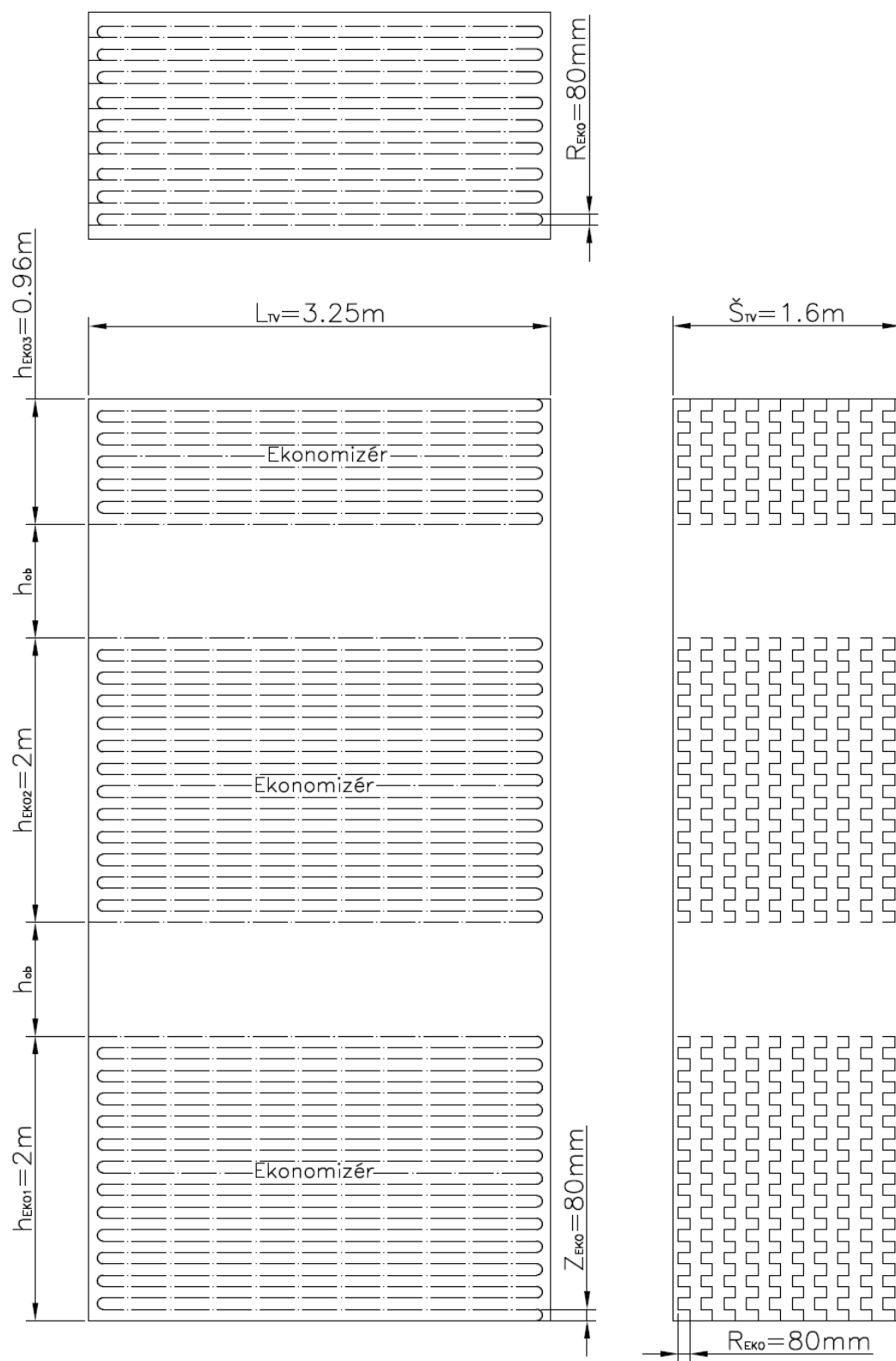
O_{sp}	Skutečné množství spalín [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
t_{stV}	Střední teplota v pátém tahu [$^{\circ}\text{C}$]

9.2. Výpočet ekonomizéru

Ekonomizér slouží k předehtání napájecí vody a dochlazení spalín. Je to první výhřevná plocha ze strany vody.

9.2.1. Geometrický výpočet ekonomizéru

Jednotlivé rozměry ekonomizéru jsou zobrazeny v tab. 26 anebo na obr. 12. Ekonomizér se skládá ze tří svazků. Maximální rozměr každého svazku musí zaručit možnost přepravy. Svazky jsou zavěšeny na nechlazených závěsech.



Obr. 12. Ekonomizér

Plocha ekonomizéru:

Tab. 26. Rozměrové parametry ekonomizéru

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{EKO}	33.7	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{EKO}	25.7	mm
Počet trubek v řadě	n_{EKO}	20	-
Počet řad	z_{EKO}	62	-
Rozteč mezi řadami	Z_{EKO}	80	mm
Rozteč mezi trubkami	R_{EKO}	80	mm

$$P_{EKO} = [2 \cdot (L_V - Z_{2PIII}) + Z_{EKO} \cdot (z_{EKO} - 1) + (L_V - 2 \cdot Z_{2PIII}) \cdot z_{EKO} - 1] \cdot \pi \cdot D_{EKO} \cdot n_{EKO} \quad (9.2-1)$$

$$P_{EKO} = [2 \cdot (3.25 - 0.06) + 0.08 \cdot (62 - 1) + (3.25 - 2 \cdot 0.06) \cdot (62 - 1)] \cdot \pi \cdot 0.0337 \cdot 20 = 422.809 \text{ m}^2$$

9.2.2. Tepelný výpočet ekonomizéru

Tepelný výpočet stanovuje množství tepla předaného ze spalín do vody v ekonomizéru. Výpočet se skládá ze součinitele přestupu tepla ze strany spalín. Součinitel přestupu tepla sáláním je zanedbatelný, protože v pátém tahu mají spaliny nízkou teplotu a přestup tepla sáláním je už minimální. Součinitel přestupu tepla ze strany vody je rovněž zanedbatelný, protože přestup tepla je dostatečně velký a kritický odpor je na straně spalín.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín pro trubky uspořádané za sebou:

$$\alpha_{k_{EKO}} = 0.2 \cdot C_{z_{EKO}} \cdot C_{s_{EKO}} \cdot \frac{\lambda_{sp_{EKO}}}{D_{EKO}} \cdot \left(\frac{w_{V_s} \cdot D_{EKO}}{\nu_{sp_{EKO}}} \right)^{0.65} \cdot Pr_{sp_{EKO}}^{0.33} \quad (9.2-2)$$

$$\alpha_{k_{PI}} = 0.2 \cdot 1 \cdot 1.023 \cdot \frac{60 \cdot 10^{-3}}{0.0337} \cdot \left(\frac{4.02 \cdot 0.0337}{60.7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot 0.67^{0.33} = 46.707 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$C_{z_{EKO}}$	Opravný součinitel podélných řad [—]
$C_{s_{EKO}}$	Opravný součinitel uspořádání svazků [—]
$\lambda_{sp_{EKO}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\nu_{sp_{EKO}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
$Pr_{sp_{EKO}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [—]
D_{EKO}	Průměr potrubí [m]
w_{V_s}	Skutečná rychlost spalín [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Opravný součinitel podélných řad:

Volím $C_{z_{PI}} = 1$ dle [1], protože počet řad ekonomizéru je větší než 10.

Opravný součinitel uspořádání svazků:

$$C_{SEKO} = \left(1 + (2 \cdot \sigma_{1EKO} - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2EKO}}{2} \right)^3 \right)^{-2} \quad (9.2-3)$$

$$C_{SEKO} = \left(1 + (2 \cdot 2.374 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2.374}{2} \right)^3 \right)^{-2} = 1.023$$

Součinitelé σ :

$$\sigma_{1EKO} = \frac{R_{EKO}}{D_{EKO}} = \frac{80}{33.7} = 2.374 \quad (9.2-4) \quad \sigma_{2EKO} = \frac{Z_{EKO}}{D_{EKO}} = \frac{80}{33.7} = 2.374 \quad (9.2-5)$$

R_{EKO} Rozteč mezi trubkami ekonomizéru [mm]

Z_{EKO} Rozteč mezi jednotlivými řadami ekonomizéru [mm]

D_{EKO} Průměr trubek ekonomizéru [mm]

Vlastnosti spalin:

Vlastnosti spalin jsou stanoveny pro střední teplotu proudu spalin dle [1]
Tab. 27. Parametry spalin v prostoru ekonomizéru

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{spEKO}	$60 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν_{spEKO}	$60.7 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	Pr_{spEKO}	0.67	

Skutečná rychlost proudu spalin:

$$w_{IV_s} = \frac{M_{spV}}{S_V} = \frac{12.071}{3} = 4.02 \, m \cdot s^{-1} \quad (9.2-6)$$

M_{spIV} Hmotnostní průtok spalin čtvrtým tahem [$m^3 \cdot s^{-1}$]

S_{IV} Volný průřez pátého tahu [m^2]

Volný průřez pátého tahu:

$$S_V = L_V \cdot (\check{S}_V - D_{EKO} \cdot n_{EKO}) = 3.25 \cdot (1.6 - 0.0337 \cdot 20) = 2.19 \, m^2 \quad (9.2-8)$$

$\check{S}_V$ Šířka čtvrtého tahu [m]

D_{EKO} Průměr trubek přehříváku jedna [m]

n_{EKO} Počet trubek v řadě přehříváku jedna [—]

L_V Skutečná délka čtvrtého tahu [m]

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalín proudu volím $\xi_{EKO} = 0.9$

$$\alpha_{cEKO} = \xi_{EKO} \cdot \alpha_{kEKO} = 0.9 \cdot 46.707 = 42.036 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.2-9)$$

ξ_{EKO} Součinitel využití proudu spalín [–]
 α_{kEKO} Součinitel podélného přestupu tepla ze spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny:

Součinitel tepelné efektivity volím $\gamma_{EKO} = 0.6$ dle [1]

$$k_{EKO} = \gamma_{EKO} \cdot \alpha_{cEKO} = 0.6 \cdot 42.036 = 25.222 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.2-10)$$

γ_{EKO} Součinitel tepelné efektivity [–]
 α_{cEKO} Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{\log EKO} = \frac{(t_{sp\,in\,EKO} - t_{p\,out\,EKO}) - (t_{sp\,out\,EKO} - t_{p\,in\,EKO})}{\ln \left(\frac{(t_{sp\,in\,EKO} - t_{p\,out\,EKO})}{(t_{sp\,out\,EKO} - t_{p\,in\,EKO})} \right)} \quad (9.2-11)$$

$$\Delta t_{\log EKO} = \frac{(241 - 149) - (173 - 125)}{\ln \left(\frac{241 - 149}{173 - 125} \right)} = 67.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$t_{sp\,in\,EKO}$ Teplota spalín na vstupu do ekonomizéru [$^{\circ}\text{C}$]
 $t_{sp\,out\,EKO}$ Teplota na výstupu z ekonomizéru [$^{\circ}\text{C}$]
 $t_{p\,in\,EKO}$ Teplota páry na vstupu do ekonomizéru [$^{\circ}\text{C}$]
 $t_{p\,out\,EKO}$ Teplota páry na výstupu z ekonomizéru [$^{\circ}\text{C}$]

Teplo odevzdané v ekonomizéru:

$$Q_{EKO} = k_{EKO} \cdot \Delta t_{\log EKO} \cdot P_{EKO} = 25.222 \cdot 67.6 \cdot 422.809 = 721.2 \text{ kW} \quad (9.2-12)$$

k_{EKO} Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 $\Delta t_{\log EKO}$ Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]
 P_{EKO} Celková plocha ekonomizéru [m^2]

Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla:

$$P_{EKO_i} = \frac{Q_{v_{EKO}}}{k_{EKO} \cdot \Delta t_{lg_{EKO}}} = \frac{721.5}{25.222 \cdot 67.6} = 422.945 \text{ m}^2 \quad (9.2-13)$$

k_{EKO} Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$\Delta t_{lg_{EKO}}$ Střední logaritmická teplota [$^{\circ}C$]

$Q_{v_{EKO}}$ Teplo potřebné pro ohřátí vody [kW]

Procentuální odchylka skutečné plochy od ideální:

$$x_{EKO} = \left| 100 - \frac{P_{EKO_i}}{P_{EKO}} \right| = \left| 100 - \frac{422.945}{422.809} \right| = 0.032 \% \quad (9.2-14)$$

P_{EKO_i} Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla [m^2]

P_{EKO} Navrhovaná plocha ekonomizéru [m^2]

Teplo na konci ekonomizéru:

Teplo na vstupu do ekonomizéru je teplo vystupující z ohříváku jedna $Q_{in_{EKO}} = 2436 \text{ kW}$.

$$Q_{out_{EKO}} = Q_{in_{EKO}} - Q_{EKO} = 2443 - 721.2 = 1722 \text{ kW} \quad (9.2-15)$$

$Q_{in_{EKO}}$ Teplo na vstupu do ekonomizéru [kW]

$Q_{c_{EKO}}$ Teplo odebrané v ekonomizéru [kW]

Entalpie spalín na výstupu z ekonomizéru:

$$I_{sp_{out_{EKO}}} = \frac{Q_{out_{EKO}}}{M_{pv}} = \frac{1722}{1.588} = 1087 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.2-16)$$

$Q_{out_{EKO}}$ Teplo vystupující z ekonomizéru [kW]

M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

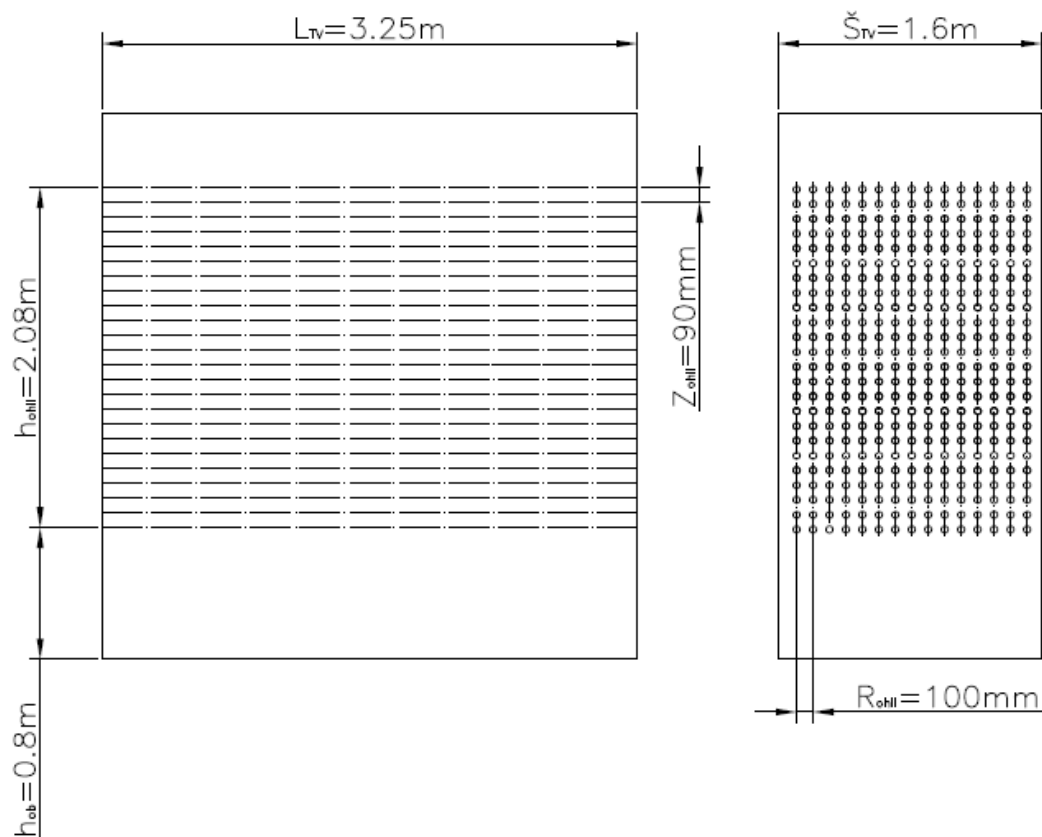
Z tab. 1 pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci ekonomizéru teplotu spalín na konci ekonomizéru, která je $173^{\circ}C$. Ta se liší od volené výpočtové teploty na výstupu $172.9^{\circ}C$ jen minimálně.

9.3. Výpočet druhého ohříváku vzduchu

Druhý ohřívák je poslední teplosměnnou plochou, která dochlazuje spaliny na požadovanou teplotu a ohřívá vzduch z $50^{\circ}C$ na $90^{\circ}C$.

9.3.1. Geometrický výpočet druhého ohříváku vzduchu

Jednotlivé rozměry pro výpočet geometrie druhého ohříváku vzduchu jsou vyobrazeny na obr. 13 a v tab. 28.



Obr. 13. Druhý ohřívák vzduchu

Plocha druhého ohříváku vzduchu:

Tab. 28. Rozměrové parametry druhého ohříváku vzduchu

	Značka	Velikost	Jednotka
Vnější průměr trubek	D_{ohII}	42.4	mm
Vnitřní průměr trubek	d_{ohII}	34.4	mm
Počet trubek v řadě	n_{ohII}	30	-
Počet řad	z_{ohII}	26	-
Rozteč mezi řadami	Z_{ohII}	90	mm
Rozteč mezi trubkami	R_{ohII}	100	mm

$$P_{ohII} = \pi \cdot D_{ohII} \cdot n_{ohII} \cdot z_{ohII} \cdot L_V \quad (9.1-1)$$

$$P_{ohII} = \pi \cdot 0.0424 \cdot 30 \cdot 26 \cdot 3.25 = 254.552 \text{ m}^2$$

9.3.2. Tepelný výpočet druhého ohříváku vzduchu

Tepelný výpočet stanovuje teplo odevzdané ze spalín do vzduchu v druhém ohříváku vzduchu. Výpočet se skládá ze součinitele přestupu tepla ze strany spalín a součinitele přestupu tepla ze strany vzduchu. Součinitel přestupu tepla sáláním je zanedbatelný, protože teplota spalín je již nízká a teplo předané sáláním je minimální.

Teplota na vstupu do druhého ohříváku vzduchu tahu $t_{in_{ohII}} = 172.9\text{ °C}$ je stejná jako teplota na výstupu z ekonomizéru. Teplota na konci kotle volím $t_{out_{ohII}} = 135\text{ °C}$.

Střední teplota:

$$t_{st_{ohII}} = \frac{t_{in_{ohII}} + t_{out_{ohII}}}{2} = \frac{172.9 + 135}{2} = 154\text{ °C} \quad (9.1-2)$$

$t_{in_{ohII}}$ Teplota na vstupu do druhého ohříváku vzduchu [°C]

$t_{out_{ohII}}$ Teplota na výstupu z druhého ohříváku vzduchu [°C]

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín pro trubky uspořádané za sebou:

$$\alpha_{k_{ohII}} = 0.2 \cdot C_{z_{ohII}} \cdot C_{s_{ohII}} \cdot \frac{\lambda_{sp_{ohII}}}{D_{oh}} \cdot \left(\frac{w_{Vs} \cdot D_{oh}}{v_{sp_{ohII}}} \right)^{0.65} \cdot Pr_{sp_{ohII}}^{0.33} \quad (9.1-3)$$

$$\alpha_{k_{ohII}} = 0.2 \cdot 1 \cdot 1.001 \cdot \frac{45.3 \cdot 10^{-3}}{0.0424} \cdot \left(\frac{4.02 \cdot 0.0424}{38 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot 0.70^{0.33} = 44.917\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$C_{z_{ohII}}$ Opravný součinitel podélných řad [–]

$C_{s_{ohII}}$ Opravný součinitel uspořádání svazků [–]

$\lambda_{sp_{ohII}}$ Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$v_{sp_{ohII}}$ Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalín [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

$Pr_{sp_{ohII}}$ Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalín [–]

D_{oh} Průměr potrubí [m]

w_{Vs} Skutečná rychlost spalín [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Opravný součinitel podélných:

Volím $C_{z_{ohII}} = 1$ dle [1], protože počet řad druhého ohříváku vzduchu je větší než 10

Opravný součinitel uspořádání svazků:

$$C_{s_{ohII}} = \left(1 + (2 \cdot \sigma_{1_{ohII}} - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{2_{ohII}}}{2} \right)^3 \right)^{-2} \quad (9.1-4)$$

$$C_{s_{ohII}} = \left(1 + (2 \cdot 2.358 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2.123}{2} \right)^3 \right) = 1.001$$

Součinitelé σ :

$$\sigma_{1_{ohII}} = \frac{R_{ohII}}{D_{ohII}} = \frac{80}{42.4} = 1.887 \quad (9.1-5) \quad \sigma_{2_{ohII}} = \frac{Z_{ohII}}{D_{ohII}} = \frac{80}{42.4} = 1.887 \quad (9.1-6)$$

R_{ohII}	Rozteč mezi trubkami druhého ohříváku [mm]
Z_{ohII}	Rozteč mezi jednotlivými řadami druhého ohříváku [m]
D_{ohII}	Průměr trubek druhého ohříváku [mm]

Vlastnosti spalin:

Vlastnosti spalin jsou stanoveny pro střední teplotu proudu spalin dle [1]
Tab. 29. Parametry spalin v prostoru druhého ohříváku vzduchu

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp_{ohII}}$	$45 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{sp_{ohII}}$	$38 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prantlovo číslo	$Pr_{sp_{ohII}}$	0.70	-

Součinitel přestupu tepla ze strany vzduch:

$$\alpha_{vz_{ohII}} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{vz_{ohII}}}{d_{ohII}} \cdot \left(\frac{w_{vz_{ohII}} \cdot d_{ohII}}{\nu_{vz_{ohII}}} \right)^{0.8} \cdot Pr_{vz_{ohII}}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (9.1-7)$$

$$\alpha_{vz_{ohII}} = 0.023 \cdot \frac{0.035}{0.0344} \cdot \left(\frac{14.588 \cdot 0.0344}{40.9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 0.7^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 38.224 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\lambda_{vz_{ohII}}$	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
$\nu_{vz_{ohII}}$	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin [$m^2 \cdot s^{-1}$]
$Pr_{vz_{ohII}}$	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin [—]
d_{ohII}	Průměr potrubí [m]
$w_{vz_{ohII}}$	Rychlost páry v potrubí [$m \cdot s^{-1}$]
C_t, C_l, C_m	Opravné součinitele [—]

Střední teplota páry:

Teplota vzduchu na vstupu je $t_{vz_{in_{ohII}}} = 50 \text{ °C}$ a teplota na výstupu z ohříváku jedna je $t_{vz_{ou_{ohII}}} = 90 \text{ °C}$.

$$t_{vz_{st_{ohII}}} = \frac{t_{vz_{in_{ohII}}} + t_{vz_{ou_{ohII}}}}{2} = \frac{50 + 90}{2} = 70 \text{ °C} \quad (9.1-8)$$

Rychlost proudění páry trubkami druhého přehříváku:

$$w_{vz_{ohII}} = \frac{M_{pv} \cdot \alpha \cdot O_{V_{zmin}}}{S_{ohII}} \cdot \left(1 + \frac{t_{vz_{st_{ohII}}}}{273.15}\right) \quad (9.1-9)$$

$$w_{vz_{ohII}} = \frac{1.588 \cdot 1.4 \cdot 2.65}{0.362} \cdot \left(1 + \frac{70}{273.15}\right) = 14.588 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
α	Součinitel přebytku vzduchu [–]
$O_{V_{zmin}}$	Minimální objem vlhkého vzduchu [$\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
S_{ohII}	Vnitřní průřez potrubí [m^2]
$t_{vz_{st_{ohII}}}$	Střední teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

Vnitřní průřez potrubí:

$$S_{ohII} = \frac{\pi \cdot d_{ohII}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.0344^2}{4} = 0.362 \text{ m}^2 \quad (9.1-10)$$

Vlastnosti páry:

Vlastnosti vzduchu jsou stanoveny pro střední teplotu vzduchu dle [1]

Tab. 27. Parametry vzduchu v druhém ohříváku vzduchu

	Značka	Velikost	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{vz_{ohII}}$	0.035	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prantlovo číslo	$\text{Pr}_{vz_{ohII}}$	0.7	–
Hustota vzduchu	$\rho_{vz_{ohII}}$	1.006	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_{vz_{ohII}}$	$4.092 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Celkový součinitel přestupu tepla:

Součinitel využití proudu spalín proudu volím $\xi_{ohII} = 0.9$

$$\alpha_{c_{ohII}} = \xi_{ohII} \cdot \alpha_{k_{ohII}} = 0.9 \cdot 42.107 = 40.425 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.1-11)$$

ξ_{ohII}	Součinitel využití proudu spalín [–]
$\alpha_{s_{ohII}}$	Součinitel přestupu tepla sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{k_{ohII}}$	Součinitel podélného přestupu tepla ze spalín [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny:

$$k_{ohII} = \xi_{ohII} \cdot \frac{\alpha_{c_{ohII}} \cdot \alpha_{vz_{ohII}}}{\alpha_{c_{ohII}} + \alpha_{vz_{ohII}}} \quad (9.1-12)$$

$$k_{ohII} = 0.9 \cdot \frac{37.897 \cdot 38.224}{37.897 + 38.224} = 17.682 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

γ_{ohII}	Součinitel tepelné efektivnosti [-]
$\alpha_{c_{ohII}}$	Celkový součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\alpha_{vz_{ohII}}$	Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Logaritmický spád teploty:

$$\Delta t_{log_{ohII}} = \frac{(t_{sp_{in_{ohII}}} - t_{vz_{out_{ohII}}}) - (t_{sp_{out_{ohII}}} - t_{vz_{in_{ohII}}})}{\ln \left(\frac{(t_{sp_{in_{ohII}}} - t_{vz_{out_{ohII}}})}{(t_{sp_{out_{ohII}}} - t_{vz_{in_{ohII}}})} \right)} \quad (9.1-13)$$

$$\Delta t_{log_{ohII}} = \frac{(173 - 90) - (135 - 50)}{\ln \left(\frac{173 - 90}{135 - 50} \right)} = 84 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$t_{sp_{in_{ohII}}}$	Teplota spalin na vstupu do druhého ohříváku vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]
$t_{sp_{out_{ohII}}}$	Teplota na výstupu z druhého ohříváku vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]
$t_{vz_{in_{ohII}}}$	Teplota páry na vstupu do druhého ohříváku vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]
$t_{vz_{out_{ohII}}}$	Teplota páry na výstupu z druhého ohříváku vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

Teplo odevzdané do druhého ohříváku vzduchu:

$$Q_{ohII} = k_{ohII} \cdot \Delta t_{log_{ohII}} \cdot P_{ohII} = 17.682 \cdot 84 \cdot 254.552 = 379 \text{ kW} \quad (9.1-14)$$

k_{ohII}	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\Delta t_{log_{ohII}}$	Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]
P_{ohII}	Celková plocha druhého ohříváku vzduchu [m^2]

Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla:

$$P_{ohII_i} = \frac{Q_{vz_{ohII}}}{k_{ohII} \cdot \Delta t_{log_{ohII}}} = \frac{374.7}{17.682 \cdot 84} = 252.4 \text{ m}^2 \quad (9.1-15)$$

k_{ohII}	Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
$\Delta t_{log_{ohII}}$	Střední logaritmická teplota [$^{\circ}\text{C}$]
$Q_{vz_{ohII}}$	Teplo potřebné pro ohřátí vzduchu [kW]

Procentuální odchylka skutečné plochy od ideální:

$$x_{ohII} = \left| 100 - \frac{P_{ohII_i}}{P_{ohII}} \right| = \left| 100 - \frac{251.8}{254.6} \right| = 0.858 \% \quad (9.1-16)$$

P_{ohII_i} Ideální plocha potřebná pro přenesení tepla [m^2]

P_{ohII} Navrhovaná plocha prvního ohříváku vzduchu [m^2]

Teplo na konci prostoru druhého ohříváku vzduchu:

Teplo na vstupu do druhého ohříváku vzduchu je stejné jako teplo vystupující z ekonomizéru tří $Q_{in_{ohII}} = 1726 \text{ kW}$.

$$Q_{out_{ohII}} = Q_{in_{ohII}} - Q_{c_{ohII}} = 1726 - 378 = 1344 \text{ kW} \quad (9.1-17)$$

$Q_{in_{PI}}$ Teplo na vstupu do druhého ohříváku vzduchu [kW]

$Q_{c_{PII}}$ Teplo odebrané v druhého ohříváku vzduchu [kW]

Entalpie spalin na výstupu z prvního ohříváku vzduchu:

$$I_{sp_{out_{ohII}}} = \frac{Q_{out_{ohII}}}{M_{pv}} = \frac{1344}{1.588} = 846.6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.1-18)$$

$Q_{out_{ohII}}$ Teplo vystupující z druhého ohříváku vzduchu [kW]

M_{pv} Množství skutečně spáleného paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z tab. 3 pomocí interpolace jsem přiřadil entalpii na konci druhého ohříváku vzduchu teplotu spalin na konci druhého ohříváku vzduchu, která je 134.8°C . Ta se liší od volené výpočtové teploty na výstupu 135°C jen minimálně.

10. Kontrolní výpočet

Maximální odchylka tepelné bilance je 0.5 %, proto z výpočtů vyplývá, že tato přesnost byla dodržena.

Odchylka tepelné bilance:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-31.42}{10330} \cdot 100 = -0.304 \% \quad (10-1)$$

ΔQ Tepelná bilance [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Q_p^p Teplo přivedené v palivu [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Tepelná bilance:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \sum Q_{bi} \cdot \frac{100 - Z_c}{100} \quad (10-2)$$

$$\Delta Q = 10330 \cdot 0.8985 - \sum 9473 \cdot \frac{100 - 1.722}{100} = -31.421 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

η_k	Účinnost kotle [%]
Q_p^p	Teplo přivedené v palivu [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
Q_{bi}	Součet tepla všech výhřevných ploch kromě ohříváku vzduchu [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
Z_c	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích [%]

Součet tepla všech výhřevných ploch kromě ohříváku vzduchu:

$$\sum Q_{bi} = \frac{Q_{sp} + Q_{mři} + Q_{TII} + Q_{vr} + Q_{PIIIc} + Q_{PIIc} + Q_{PI} + Q_{EKO}}{M_{pv}} \quad (10-3)$$

$$\sum Q_{bi} = \frac{9818 + 169 + 519.4 + 307.6 + 1511 + 1288 + 708 + 721.5}{1.588}$$

$$\sum Q_{bi} = 9473 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Q_{sp}	Teplo odevzdané ve spalovací komoře [kW]
$Q_{mři}$	Teplo odevzdané do spalínové mříže [kW]
Q_{TII}	Teplo odevzdané v druhém tahu [kW]
Q_{vr}	Teplo odevzdané ve vratné komoře [kW]
Q_{PIIIc}	Teplo odevzdané v prostoru třetího přehříváku [kW]
Q_{PIIc}	Teplo odevzdané v prostoru druhého přehříváku [kW]
Q_{PI}	Teplo odevzdané do prvního přehříváku [kW]
Q_{EKO}	Teplo odevzdané v ekonomizéru [kW]

11. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout kotel pro spalování slámy s parním výkonem $20 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. Při dodržení zadaných parametrů výstupní teploty přehřáté páry $t_{pp} = 410 \text{ °C}$ a tlaku $P_{pp} = 4.5 \text{ MPa}$, vstupní teploty napájecí vody $t_{nv} = 125 \text{ °C}$ a výhřevnosti paliva $Q_i^r = 10.3 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Na základě zadaného prvkového rozboru jsem provedl stechiometrické výpočty. Důležité výsledky stechiometrie jsou zobrazeny v tab. 28. Poté jsem stanovil, ztráty kotle a jeho celkovou účinnost. Výsledky jsou shrnuty v tab. 29. V kapitole 5 jsem navrhl tepelný výkon předávaný v jednotlivých výhřevných plochách. Vypočítané parametry ohřívání média jsou zobrazeny v tab. 30. Jako další následoval geometrický a tepelný výpočet jednotlivých ploch kotle a porovnání s návrhovými hodnotami. Geometrické rozměry kotle jsou shrnuty v tab. 32,33,34,35,36 a 37. Kontrolní tepelná bilance potvrdila přesnost návrhu kotle v povolené odchylce.

Tab. 30. Výsledky stechiometrických výpočtů

	Značka	Velikost	Jednotka
Minimální množství vzduchu	$O_{V_z min}$	3.71	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$
Množství vzduchu	O_{V_z}	2.65	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$
Minimální množství spalin	$O_{S_p min}$	3.44	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$
Množství spalin	O_{S_p}	4.5	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$
Množství vody ve spalinách	ω_{H_2O}	22.5	%

Tab. 31. Ztráty kotle, účinnost kotle a množství paliva

	Značka	Velikost	Jednotka
Ztráta hořlavinou ve spalinách	Z_{CO}	0.8	%
Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	Z_c	1.72	%
Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	Z_f	0.273	%
Ztráta sdílením tepla do okolí	Z_{so}	0.222	%
Ztráta citelným teplem spalin	Z_k	6.83	%
Skutečně spálené palivo	M_{pv}	1.588	$kg \cdot s^{-1}$

Tab. 32. Parametry chladicího média

	t_{in}	t_{out}	P_{in}	P_{out}	i_{in}	i_{out}	w
	[°C]	[°C]	[MPa]	[MPa]	[kJ · kg ⁻¹]	[kJ · kg ⁻¹]	[m · s ⁻¹]
Přehřívák tři	328	410	4.6	4.5	3019.56	3229.56	12.992
Přehřívák dva	298	378	4.7	4.6	2930.69	3150.68	14.356
Přehřívák jedna	268	298	4.8	4.6	2821.92	2930.69	16.032
Závěsné trubky	261	268	4.8	4.8	2795.83	2821.92	12.236
Výparník	149	261	4.8	4.8	630.63	2795.83	-
Ekonomizér	125	149	4.8	4.95	528.32	630.63	1.098
Druhý ohřívák vzduchu	90	200	-	-	531	1180	17.976
První ohřívák vzduchu	50	90	-	-	295	531	14.588

Tab. 33. Parametry spalin

	t_{in}	t_{out}	i_{in}	i_{out}	w
	[°C]	[°C]	[kJ · kg ⁻¹]	[kJ · kg ⁻¹]	[m · s ⁻¹]
Spalinová mříž	740	726	3019.56	4917	7.243
Druhý tah	726	681.8	4917	4589	6.576
Vratná komora	681.8	655	4589	4396	6.576
Třetí přehřívák	655	523.5	4396	3453	6.53
Druhý přehřívák	523.5	406.1	3453	2634	6.53
První přehřívák	406.1	340.1	2634	2183	4.97
Druhý ohřívák vzduchu	340.1	241.5	2183	1534	4.97
Ekonomizér	241.5	173.4	1534	1087	4
První ohřívák vzduchu	173.4	135.1	1087	848.607	4

Tab. 34. Rozměry spalovací komory

	Značka	Velikost	Jednotka
Šířka spalovací komory	$\check{S}_{ro}$	3.6	m
Délka roštu	L_{ro}	4.55	m
Výška spalovací komory	h	9.8	m
Délka spalovací komory	L_I	2.61	m
Velikost výpadu	L_v	0.8	m

Tab. 35. Rozměry druhého tahu

	Značka	Velikost	Jednotka
Šířka druhého tahu	$\check{S}_{TII}$	3.6	m
Výška roštu	$h_{mři}$	1.3	m
Výška druhého tahu	h_{TII}	5.1	m
Délka druhého tahu	L_{TII}	1.08	m

Tab. 36. Rozměry třetího tahu

	Značka	Velikost	Jednotka
Šířka spalovací komory	$\check{S}_{TIII}$	3.6	m
Délka roštu	L_{TIII}	2.35	m
Výška spalovací komory	h_{TIII}	5.2	m

Tab. 37. Rozměry čtvrtého tahu

	Značka	Velikost	Jednotka
Šířka čtvrtého tahu	$\check{S}_{TIV}$	2.4	m
Výška čtvrtého tahu	h_{TIV}	9.8	m
Délka čtvrtého tahu	L_{TIV}	2.45	m

Tab. 38. Rozměry pátého tahu

	Značka	Velikost	Jednotka
Šířka pátého tahu	$\check{S}_{TV}$	1.6	m
Výška pátého tahu	h_{TV}	9.8	m
Délka pátého tahu	L_{TV}	3.25	m

Tab. 39. Parametry jednotlivých výhřevných ploch

	D	d	R	Z	z	n	h
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[—]	[—]	[m]
Přehřívák tři	38	30	200	90,60	28	18	2.01
Přehřívák dva	33.7	25.7	100	80	26	36	2
Přehřívák jedna	38	30	80	90	24	30	2.07
Závěsné trubky	38	25.4	-	100	2	18	-
Prvního a druhého tahu	60.3	52.3	90	-	-	-	-
Třetího tahu	60.3	52.3	100	-	-	-	-
Ekonomizér	33.7	25.7	80	80	60	20	4.8
Druhý ohřívák vzduchu	42.4	34.4	100	90	45	24	4.05
První ohřívák vzduchu	42.4	34.4	80	80	26	30	2.08

12. Seznam použitých zdrojů

[1] Doc. Ing. Florian Budaj, CSc. *Parní Kotle podklady pro tepelný výpočet*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1992.

[2] Dlouhý. *Výpočety kotlů a spalinových výměníků*. Praha : ČVUT, 2007.

[3] 12952-15, EN. *Vodotrubnaté kotle a pomocná zařízení*. Praha : Český normalizační institut, 2004.

[4] Ph.D., Ing. Martin Lisý. *Kotle 5.ročník*. [Přednáška] Brno : VUT.

[5] KODE. [Online] [Citace: 19. 5 2012.] <http://www.kode.cz/cz/108/mainpage.htm>.

13. Seznam použitých zkratk a symbolů

a	Stupeň černosti prostředí v ohništi	$[-]$
a_o	Stupeň černosti ohniště	$[-]$
a_{st_i}	Stupeň černosti povrchu stěn	$[-]$
A^r	Obsah popelovin v původním palivu	$[\%]$
B_o	Bolzmannovo číslo	$[-]$
C^r	Obsah uhlíku v původním palivu	$[-]$
c_i	Měrná tepelná kapacita uvažovaných tuhých zbytku	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
C_i	Podíl hořlaviny v uvažovaném druhu zbytků	$[\%]$
c_{H_2O}	Měrná tepelná kapacita vody	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$
c_{SV_z}	Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$
C_{s_i}	Opravný součinitel uspořádání svazků	$[-]$
c_{su}	Měrné teplo sušiny	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
c_{VV_z}	Měrná kapacita vlhkého vzduchu	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$
$c_{VV_z 20}$	Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu při 20°C	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$c_{VV_z 200}$	Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu při 200oC	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
c_w	Měrné teplo vody	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
C_{z_i}	Opravný součinitel podélných řad	$[-]$
d_{e_i}	Ekvivalentní průměr	$[m]$
D_i	Vnější průměr trubek	$[mm]$
d_{se}	Střední efektivní průměr částecek popílku	$[\mu m]$
h	Výška ohniště	$[m]$
h_i	Výška výhřevné plochy	$[m]$
H_2^r	Obsah vodíku v původním palivu	$[-]$
h_{vo}	Výšku prostoru před přehřívákem	$[m]$
h_{ob}	Výška obslužného prostoru mezi přehříváky	$[m]$
$i_{zt out}$	Entalpie na výstupu ze závěsných trubek	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{zt in}$	Entalpie na vstupu do závěsných trubek	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{S_p min}$	Entalpie spalin při minimálním množství vzduchu	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{V_z min}$	Entalpie vzduchu	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
I_p	Entalpie popílku ve spalinách	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
I_{S_p}	Entalpie spalin s přebytkem vzduchu	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
i_{SO_2}	Entalpie SO ₂ ve spalinách	$[kJ \cdot m^{-3}]$
i_{CO_2}	Entalpie CO ₂ ve spalinách	$[kJ \cdot m^{-3}]$
i_{N_2}	Entalpie N ₂ ve spalinách	$[kJ \cdot m^{-3}]$
i_{H_2O}	Entalpie H ₂ O ve spalinách	$[kJ \cdot m^{-3}]$
i_{Ar}	Entalpie Ar ve spalinách	$[kJ \cdot m^{-3}]$
i_{pp}	Entalpie výstupní páry	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
i_{nv}	Entalpie napájecí vody	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{S_p 130}$	Entalpie na konci kotle	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{PII out}$	Entalpie na výstupu z přehříváku dva	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{PIII in}$	Entalpie na vstupu do třetího přehříváku	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
I_{ok}	Entalpie spalin na konci spalovací komory	$[kJ \cdot kg^{-1}]$

I_u	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{V_{in}}$	Entalpie páry na vstupu do výparníku	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{pII_{in}}$	Entalpie na vstupu do druhého přehříváku	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{sp_{in_i}}$	Entalpie na vstupu do výhřevné plochy	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{sp_{out_i}}$	Entalpie na výstupu z výhřevné plochy	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
k_i	Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
k_{li}	Součinitel zeslabení sáláním	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$
k_k	Součinitel zeslabení sáláním koksovými částicemi	$[-]$
k_{sp}	Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$
k	Součinitel zeslabení sáláním	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$
k_p	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$
L_{ro}	Výpočtová délka roštu	$[m]$
L_{nm}	Minimální vzdálenost od skluzu	$[m]$
L_{IV}	Skutečná délka čtvrtého tahu	$[m]$
L_{TII}	Délka druhého tahu	$[m]$
L_I	Délka prvního tahu	$[m]$
M	Součinitel M	$[-]$
M_p	Množství paliva	$[kg \cdot s^{-1}]$
M_{pv}	Skutečně spálené palivo	$[kg \cdot s^{-1}]$
M_{pp}	Množství páry	$[kg \cdot s^{-1}]$
M_{sp_i}	Množství spalín proudících výhřevnou plochou	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
M_{vs}	Množství vstřikované napájecí vody	$[kg \cdot s^{-1}]$
n_m	Počet trubek v stěně přední stěně	$[-]$
$n_{řad_{mři}}$	Počet řad spalínové mříže	$[-]$
$n_{řad}$	Počet řad	$[-]$
n_i	Počet trubek v jedné řadě	$[-]$
O_{Ar}	Objem A_r ve spalínách	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
Q_i^r	Výhřevnost paliva	$[MJ \cdot kg^{-1}]$
O_{sp}	Skutečné množství spalín	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
O_2^r	Obsah kyslíku v původním palivu	$[-]$
O_{O_2min}	Minimální množství kyslíku pro spálení 1kg paliva	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$O_{V_zmin}^S$	Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1kg paliva	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
O_{V_zmin}	Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
O_{CO_2}	Objem CO_2 ve spalínách	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
O_{SO_2}	Objem SO_2 ve spalínách	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
O_{N_2}	Objem N_2 ve spalínách	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$O_{S_pmin}^S$	Minimální množství suchých spalín	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
O_{H_2Omin}	Minimální objem vodní páry	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
O_{S_pmin}	Minimální objem vlhkých spalín	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$O_{sp} \cdot c$	Střední celkové měrné teplo spalín	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
p	Tlak v ohništi	$[MPa]$
p''	Tlak páry	$[MPa]$
p_c	Celkový tlak vzduchu	$[MPa]$

p_{sp}	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách	[MPa]
P_{nv}	Tlak napájecí vody	[MPa]
P_i	Plocha výhřevné plochy	[m ²]
$P_{PIII_{in}}$	Tlak na vstupu z přehříváku tř	[MPa]
P_{PP}	Tlak páry na výstupu z přehříváku dva	[MPa]
P_{zt}	Tlak páry v závěsných trubkách	[MPa]
$P_{EKO_{in}}$	Tlak na vstupu do ekonomizéru	[MPa]
$P_{V_{in}}$	Tlak na vstupu do výparníku	[MPa]
$P_{PI_{out}}$	Tlak na výstupu z přehříváku jedna	[MPa]
$P_{PII_{out}}$	Tlak na vstupu do přehříváku dva	[MPa]
Pr_{spi}	Prantlovo číslo pro střední teplotu proudu spalin	[–]
P_{i_i}	Ideální plocha výhřevné plochy	[m ²]
q_s	Tepelné zatížení roštu	[MW · m ⁻²]
Q_{so}	Teplo ztracené sálání do okolí	[W]
Q_n	Maximální teplo uvolněné v kotli	[W]
Q_p^p	Teplo přivedené do kotle 1 kg paliva	[kJ · kg ⁻¹]
Q_s	Výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků	[kJ · kg ⁻¹]
Q_v	Výrobní teplo páry a množství paliva	[MW]
Q_{vz}	Teplo přivedené do kotle se vzduchem	[kJ · kg ⁻¹]
Q_{PIII_t}	Teplo potřebné pro ohřátí páry v prvním přehříváku	[kW]
Q_{it}	Teplo potřebné pro ohřátí chladicího media	[kW]
Q_{out_i}	Teplo spalin na výstupu z výhřevné plochy	[kW]
Q_{in_i}	Teplo spalin na vstupu do mříže	[kW]
Q_{bi}	Součet tepel všech výhřevných ploch kromě ohříváku vzduchu	[kJ · kg ⁻¹]
Q_i	Teplo odevzdané ve výhřevné ploše	[kW]
R_m	Rozteč mezi trubkami výparníku	[mm]
r_{sp}	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách	[–]
r_{H_2O}	Objemový podíl vody ve spalínách	[–]
r_{RO_2}	Objemový podíl ostatních tříatomových plynů ve spalínách	[–]
R_{hv}	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu	[m ²]
R_i	Rozteč mezi trubkami	[mm]
S_{TII}	Průřez druhého tahu	[m]
S_{nm}	Průřez nejužšího místa	[m ²]
S_{s_i}	Celková plocha výhřevné plochy	[m ²]
S_{a_i}	Aktivní plocha	[m ²]
S_{z_i}	Zadní stěna	[m ²]
$S_{př_i}$	Přední stěna	[m ²]
S_{v_i}	Vrchní stěna	[m ²]
S_{s_i}	Spodní stěna	[m ²]
S_{b_i}	Boční stěna	[m ²]
$S_{TII/vr}$	Plocha výstupu do obrátové komory	[m ²]
S_o	Výpočtová plocha roštu	[m ²]
S^r	Obsah síry v původním palivu	[–]

$\dot{S}_{ro}$	Šířka roštu	[m]
S_I	Průřez prvního tahu	[m ²]
S_{zr}	Plocha rozšíření roštu	[m ²]
s_{sv}	Účinná tloušťka sálavé vrstvy	[m]
s_i	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	[m]
S_c	Celková plocha ohniště	[m ²]
$S_{př}$	Přední stěna	[m ²]
S_v	Vrchní stěna	[m ²]
S_b	Boční stěna	[m ²]
S_z	Zadní stěna	[m ²]
$S_{roš}$	Plocha roštů	[m ²]
S_{vyp}	Plocha výpadu	[m ²]
S_a	Aktivní plocha ohniště	[m ²]
$S_{mři}$	Plocha mříže	[m ²]
$\dot{S}_{lmři}$	Volná šířka mříže	[m]
$\dot{S}_{IV}$	Šířka čtvrtého tahu	[m]
$\dot{S}_{TII}$	Šířka druhého tahu	[m]
t_a	Adiabatická teplota nechlazeného plamene	[°C]
T_a	Absolutní teplota adiabatického nechlazeného plamene	[K]
T_o	Absolutní volená teplota na konci spalovací komory	[K]
t_{in_i}	Teplota na vstupu do výhřevné plochy	[°C]
$t_{ou t_i}$	Teplota na výstupu z výhřevné plochy	[°C]
t_{st_i}	Střední teplota proudu spalín ve výhřevné ploše	[°C]
T_{z_i}	Absolutní teplota povrchu trubek	[K]
T_{st_i}	Absolutní střední teplota proudu spalín	[K]
t_{vyp}	Teplota media ve výparníku	[°C]
t_{in_i}	Teplota media na vstupu do výhřevné plochy	[°C]
$t_{ou t_i}$	Teplota media na výstupu z výhřevné plochy	[°C]
t_{vzout}	Teplota ohřátí vzduchu	[°C]
t_p	Teplota paliva	°C
t_i	Teplota uvažovaných tuhých zbytků	[°C]
t_{20}	Teplota okolí	[°C]
t_{200}	Teplota ohřátí vzduchu	[°C]
t_{ok}	Teplota na konci spalovací komory	[°C]
t_{st}	Střední teplota v ohništi	[°C]
t	Teplota	[°C]
t_{ok_v}	Skutečná teplota na konci ohniště	[°C]
$t_{st mři}$	Střední teplota spalín proudících mříží	[°C]
v_i	Měrný objem páry	[m ³ · kg ⁻¹]
V_o	Výpočtový objem ohniště	[m ³]
V_{o_i}	Objem výhřevné plochy ze strany spalín	[m ³]
V_{H_2O}	Objem vodní páry na 1m ³ suchého vzduchu	[–]
W	Podíl vody v palivu	[%]
w_{p_i}	Rychlost páry v potrubí	[m · s ⁻¹]
w_{i_s}	Skutečná rychlost spalín	[m · s ⁻¹]

w_i	Rychlost spalin	$[m \cdot s^{-1}]$
$w_{mři}$	Rychlost spalin proudících mříží	$[m \cdot s^{-1}]$
$w_{mři_s}$	Skutečná rychlost spalin	$[m \cdot s^{-1}]$
w_{nm}	Maximální rychlost v nejužším místě	$[m \cdot s^{-1}]$
Z_{CO}	Ztráta nespálenou hořlavinou ve spalínách	$[\%]$
Z_c	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	$[\%]$
Z_{cr}	Ztráta nedopalkem na roštu	$[\%]$
$Z_{cú}$	Ztráta nedopalkem v úletu	$[\%]$
$Z_{2/3}$	Ztráta nedopalkem v druhém a třetím tahu	$[\%]$
$Z_{4/5}$	Ztráta nedopalkem v čtvrtém a pátém tahu	$[\%]$
x_i	Odchylka od ideální plochy	$[\%]$
X_i	Podíl popela	$[\%]$
x_{st}	Součinitel zanesení	$[-]$
x_o	Poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene	$[-]$
χ_1	Součinitele χ_1	$[-]$
χ_2	Součinitel χ_2	$[-]$
Z_f	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	$[\%]$
Z_{fr}	Ztráta fyzickým teplem zbytku odcházejících z roštu	$[\%]$
$Z_{f2/3}$	Ztráta fyzickým teplem zbytku odcházejících z druhého a třetího tahu	$[\%]$
$Z_{f4/5}$	Ztráta fyzickým teplem zbytku odcházejících z čtvrtého a pátého tahu	$[\%]$
$Z_{fú}$	Ztráta fyzickým teplem zbytku odcházejících z kotle v úletu	$[\%]$
Z_{so}	Ztráta sdílením tepla do okolí	$[\%]$
Z_k	Ztráta citelným teplem spalin	$[\%]$
Z_i	Rozteč mezi řadami	$[mm]$
Δt_{logi}	Střední logaritmická teplota	$[^{\circ}C]$
ΔP_{PIII}	Tlaková ztráta v třetím přehříváku	$[MPa]$
ΔP_{PII}	Tlaková ztráta v druhém přehříváku	$[MPa]$
ΔP_{PI}	Tlaková ztráta v prvním přehříváku	$[MPa]$
ΔP_{EKO}	Tlaková ztráta v ekonomizéru	$[MPa]$
Δi_{PIII}	Entalpický spád přehříváku dva	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
Δi_{PII}	Entalpický spád na druhém přehříváku	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
Δi_{zt}	Entalpický spád v závěsných trubkách	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
Δt_{ned}	Teplota nedohřevu	$[^{\circ}C]$
ΔQ	Tepelná bilance	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
α	Součinitel přebytku vzduchu	$[-]$
α_{ci}	Celkový součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
α_{si}	Součinitel přestupu tepla sáláním	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
α_{ki}	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
η_k	Tepelná účinnost kotle	$[\%]$
ω_{H_2O}	Podíl vody ve spalínách	$[-]$
χ	Podíl vodní páry v $1m^3$ normálním suchém vzduchu	$[\%]$
φ	Relativní vlhkost	$[-]$
φ_u	Součinitel uchování tepla	$[\%]$

ρ_{H_2O}	Hustota vody	$[kg \cdot m^{-3}]$
ρ_{V_z}	Hustota suchého vzduchu	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\bar{\psi}$	Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn	$[-]$
ξ_{sz}	Uhloví součinitel	$[-]$
μ	Koncentrace popílku ve spalinách	$[kg \cdot m^3]$
γ_i	Součinitel tepelné efektivity	$[-]$
ε_i	Součinitel zanesení výhřevné plochy	$[m^2 \cdot K \cdot s^{-1}]$
λ_{pi}	Součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
η_{pi}	Součinitel dynamické viskozity	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}m]$
λ_{spi}	Součinitel tepelné vodivosti pro střední proud spalin	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν_{spi}	Součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu proudu spalin	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ξ_i	Součinitel využití proudu spalin	$[-]$
β_r	Množství recirkulujícího vzduchu	$[\%]$

14. Seznam tabulek, obrázků a příloh

14.1.1. Seznam tabulek

Tab. 1. Složení spalin.....	11
Tab. 2. Entalpie spalin a měrné tepelné kapacity.....	16
Tab. 3. Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu.....	17
Tab. 4. Parametry popele.....	18
Tab. 5. Rozměrové parametry spalovací komory.....	26
Tab. 6. Parametry vody a páry v jednotlivých výhřevných plochách.....	38
Tab. 7. Geometrické parametry mříže.....	39
Tab. 8. Parametry spalin procházejících mříží.....	41
Tab. 9. Parametry spalin procházejících druhým tahem.....	49
Tab. 10. Parametry spalin procházejících vratnou komorou.....	58
Tab. 11. Rozměrové parametry závěsných trubek.....	64
Tab. 12. Rozměrové parametry přehříváku tři.....	64
Tab. 13. Parametry spalin v prostoru třetího přehříváku	65
Tab. 14. Parametry páry v závěsných trubkách.....	70
Tab. 15. Parametry páry v třetím přehříváku.....	76
Tab. 16. Parametry závěsných trubek.....	80
Tab. 17. Rozměrové parametry přehříváku dva.....	80
Tab. 18. Parametry spalin v prostoru druhého přehříváku.....	81
Tab. 19. Parametry páry v druhém přehříváku.....	91
Tab. 20. Rozměrové parametry přehříváku jedna.....	96
Tab. 21. Parametry spalin v prostoru prvního přehříváku.....	98
Tab. 22. Parametry páry v prvním přehříváku.....	101
Tab. 23. Parametry prvního ohříváku vzduchu.....	103
Tab. 24. Parametry spalin v prostoru prvního ohříváku vzduchu.....	106
Tab. 25. Parametry vzduchu v prvního ohříváku vzduchu.....	107
Tab. 26. Rozměrové parametry ekonomizéru.....	113
Tab. 27. Parametry spalin v prostoru ekonomizéru.....	114
Tab. 28. Rozměrové parametry druhého ohříváku vzduchu.....	117
Tab. 29. Parametry spalin v prostoru druhého ohříváku vzduchu.....	118
Tab. 30. Výsledky stechiometrických výpočtů.....	124
Tab. 31. Ztráty kotle, účinnost kotle a množství paliva.....	124
Tab. 32. Parametry chladícího media.....	124
Tab. 33. Parametry spalin.....	124
Tab. 34. Rozměry spalovací komory.....	125
Tab. 35. Rozměry druhého tahu.....	125
Tab. 36. Rozměry třetího tahu.....	125
Tab. 37. Rozměry čtvrtého tahu.....	125
Tab. 38. Rozměry pátého tahu.....	125
Tab. 39. Parametry jednotlivých výhřevných ploch.....	126

14.1.2. Seznam obrázků

Obr. 1. Spalovací komora.....	24
Obr. 2. Pilový diagram.....	34
Obr. 3. Spalinová mříž.....	39
Obr. 4. Druhý tah.....	46
Obr. 5. Vratná komora.....	55
Obr. 6. Prostor třetího přehříváku.....	63
Obr. 7. Prostor druhého přehříváku.....	79
Obr. 8. Prostor čtvrtého tahu.....	95
Obr. 9. První přehřívák.....	96
Obr. 10. První ohřívák vzduchu.....	104
Obr. 11. Prostor pátého tahu.....	110
Obr. 12. Ekonomizér.....	112
Obr. 13. Druhý ohřívák vzduchu.....	117

14.1.3. Seznam příloh

- 1) Výkres kotle