VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH ROŠTOVÉHO KOTLE NA SPALOVÁNÍ TŘÍDĚNÉHO ODPADU

DRAFT GRATE BOILER FOR COMBUSTION OF SORTED WASTE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. Michal Paštěka
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. Marek Baláš, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2016

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Michal Paštěka**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok:	2015/16

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:

Návrh roštového kotle na spalování tříděného odpadu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte roštový kotle s přirozenou cirkulací na spalování tříděného odpadu. parametry kotle jsou: výkon kotle 35 t/h, tlak přehřáté páry 4,2 MPa, teplota přehřáté páry 425 °C, teplota napájecí vody 125°C.
Složení paliva: výhřevnost = 18,6 MJ/kg, Cdaf = 59,61 %, Ndaf = 0,34 %, Sdaf = 1,25 %, Ad = 11,11 %, Hdaf = 6,3 %, Odaf = 32 %, Wr = 10 %, Cldaf = 0,5%

Cíle diplomové práce:

Návrh kotle dle zadání.

Seznam literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

VILIMEC, L.: Stavba kotlů I. Skripta VŠB-TU Ostrava. 2002. ISBN 80-248-0076-4.

VILIMEC, L.: Stavba kotlů II. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1716-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je návrh roštového kotle na spalování tříděného odpadu. Jsou zadány výstupní parametry páry a prvkový rozbor paliva, na základě kterého jsou určeny stechiometrické výpočty. Dále je počítána tepelná bilance kotle, tepelné ztráty kotle a určena tepelná účinnost kotle. Ze zadaných parametrů byly navrženy základní rozměry a parametry teplosměnných ploch i samotného kotle.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kotel, tříděný odpad, tepelný výpočet

ABSTRACT

The aim of the master's thesis is design of grade boiler for combustion refuse derived fuel. There are specified the steam parameters and the fuel-element analysis, based on this analysis are determined stoichiometric calculation. Furthermore is calculated heat balance of the boiler, heat losses and thermal efficiency of the boiler. From the parameters are design main dimensions and parameters heat-transfer surfaces and the boiler.

KEYWORDS

Boiler, refuse derived fuel, heat calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAŠTĚKA, M. *Návrh roštového kotle na spalování tříděného odpadu.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 118 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Marka Baláše Ph.D. a Ing. Pavla Křemínského a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016 ……..…….

Bc. Michal Paštěka

PODĚKOVÁNÍ

Za podporu a pomoc při vypracovávání diplomové práce chci poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Markovi Balášovi Ph.D. a panu Ing. Pavlu Křemínskému za odborné rady při konzultacích a své rodině za podporu při studiích.

OBSAH

1. ÚVOD 11
2. KOMUNÁLNÍ ODPAD 12
2.1 Spalování odpadu 13
3. PŘEPOČET PALIVA 14
4. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY 15
4.1 Minimální objemy vzduchu a spalin 15
4.2 Entalpie vzduchu a spalin 17
5. TEPELNÁ BILANCE KOTLE 19
5.1 Teplo přivedené do kotle 19
5.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost 19
5.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem 20
5.2.2 Ztráta chemickým nedopalem 20
5.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků 20
5.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí 21
5.2.5 Komínová ztráta 22
5.2.6 Tepelná účinnost kotle 22
5.3 množství přivedeného paliva 22
6. NÁVRH SPALOVACÍ KOMORY KOTLE 23
6.1 Určení konstrukčních rozměrů I. tahu kotle 23
6.1.1 Výpočet střední a adiabatické teploty 24
6.2 Tepelný výpočet ohniště 25
6.2.1 Součinitel M 26
6.2.2 Boltzmannovo číslo 26
6.2.3 Stupeň černosti ohniště 28
6.2.4 Kontrola chlórová koroze 30
7. NÁVRH MŘÍŽE 32
7.1 Tepelný výpočet mříže 33
7.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí 33
7.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním 34

7.1.3 Součinitel prostupu tepla 35
7.1.4 Teplo odebrané mříži 35
7.1.5 Teplotní spád v oblasti mříže 37
8. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH 38
8.1 Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách 38
8.2 Tepelný výkon kotle dle jednotlivých ploch 38
8.2.1 Přehřívák P3 38
8.2.2 Přehřívák P2 39
8.2.3 Přehřívák P1 40
8.2.4 Závěsné trubky 41
8.2.5 Výparník 41
8.2.6 Ekonomizér 42
8.3 Celkové potřebné teplo 42
9. NÁVRH II. TAHU 43
9.1 Určení základních rozměrů II. tahu 43
9.2 Tepelný výpočet II. tahu 44
9.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí 44
9.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním 45
9.2.3 Celkový součinitel přestupu tepla 46
9.2.4 Součinitel prostupu tepla 46
9.2.5 Určení skutečné teploty na výstupu z II. tahu 47
9.2.6 Teplotní spád v II. tahu 48
10. VÝPOČET III. TAHU 49
10.1 Vratná komora 49
10.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí 50
10.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním 50
10.1.3 Celkový součinitel přestupu tepla 52
10.1.4 Součinitel prostupu tepla 52
10.1.5 Určení skutečné teploty na výstupu z vratné komory 52
10.1.6 Teplotní spád ve vratné komoře 53
10.2 Oblast 1 54

10.2.1 Membránová stěna 54
10.2.2 Přehřívák P3 57
10.2.3 Závěsné trubky 62
10.2.4 Kontrola spalin na výstupu z oblasti 1 65
10.2.5 Teplotní spád v oblasti 1 66
10.3 Oblast 2 67
10.3.1 Membránová stěna 67
10.3.2 Přehřívák P2 70
10.3.3 Závěsné trubky 75
10.3.4 Kontrola spalin na výstupu z oblasti 2 78
10.3.5 Teplotní spád v oblasti 2 79
10.4 Oblast 3 80
10.4.1 Membránová stěna 80
10.4.2 Přehřívák P1b 83
10.4.3 Závěsné trubky 88
10.4.4 Kontrola spalin na výstupu z oblasti 3 91
10.4.5 Teplotní spád v oblasti 3 92
10.5 Kontrola chlórové koroze v oblasti přehříváků páry 93
11. NÁVRH IV. A V. TAHU 95
11.1 Přehřívák P1a 95
11.1.1 Kontrola spalin na výstupu z oblasti P1a 100
11.1.2 Teplotní spád v oblasti P1a 101
11.2 Ohřívák vody 102
11.2.1 Kontrola teploty spalin na výstupu z ohříváku vody 106
11.2.2 Teplotní spád v oblasti ohříváku vody 106
12. TEPELNÁ BILANCE KOTLE 107
12.1 Pilový diagram 107
13. ZÁVĚR 109
14. POUŽITÉ ZDROJE 112
15. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 113
16. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK 117

1. ÚVOD

Cílem této diplomové práce je návrh a tepelný výpočet roštového kotle na spalování tříděného odpadu o parním výkonu 35 t/h a parametrech páry na výstupu z kotle. Teplota přehřáté páry je stanovena na 425 °C a tlak páry je 4,2 MPa. Dále bylo zadáno prvkové složení paliva.

Kotel je navržen jako 5 tahový, kde první tři tahy kotle jsou tvořeny membránovými stěnami a poslední dva tahy jsou svařeny pouze z plechu.

V první části diplomové práce určím z prvkového rozboru paliva stechiometrické výpočty, dále spočítám ztráty kotle, tepelnou bilanci kotle, tepelnou účinnost a následně množství skutečně spáleného paliva.

V druhé části práce vypočet určím základní rozměry spalovací komory a poté provedu tepelný výpočet spalovací komory, ze kterého určím skutečnou teplotu na jejím konci. Následně zpracuji výpočet spalinové mříže, který se bude skládat jak z výpočtu základních rozměrů, tak i z tepelného výpočtu, kdy určím množství tepla odebraného touto mříží.

Následně navrhnu druhý tah kotle, který bude z důvodu vyššího obsahu popílku ve spalinách i kvůli vysoké teplotě těchto spalin prázdný. Tím zajistím snížení nalepování těchto částic na teplosměnné plochy.

Další částí mé práce bude návrh jednotlivých teplosměnných ploch, konkrétně přehříváků páry. Tento návrh bude zahrnovat jak určení počtu trubkových svazků, tak i výpočet jednotlivých přestupů tepla a také určení tepelného výkonu jednotlivých přehříváků.

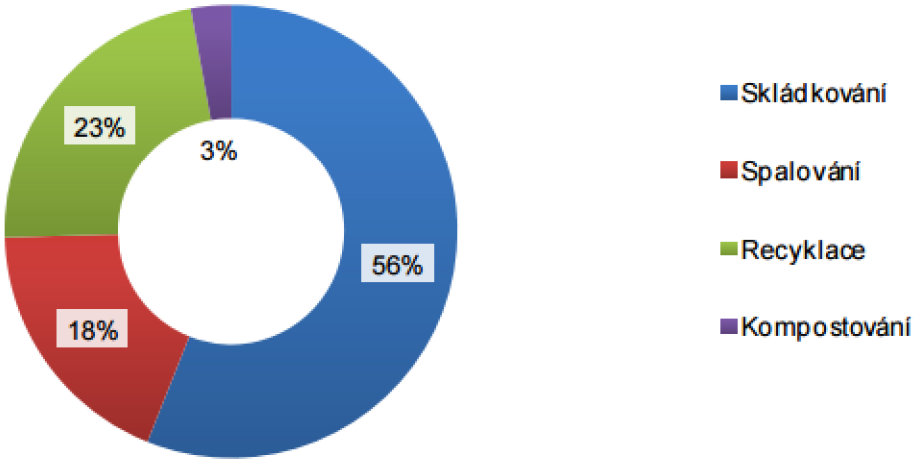
V poslední části práce se budu zabývat návrhem ohříváku napájecí vody. U ohříváků nejprve navrhnu celkový počet trubkový svazků a následně provedu tepelný výpočet a určím jeho tepelný výkon.

Poslední částí výpočtu bude kontrola tepelné bilance kotle, kde ověřím správnost celého výpočtu.

Celý výpočet je prováděn dle doporučené literatury a na základě odborných radách konzultanta.

2. KOMUNÁLNÍ ODPAD

V roce 2014 bylo v České republice vyprodukováno 23,8 mil. tun odpadu z toho 3,3 mil. tun odpadu komunálního. Na následujícím obrázku je zobrazen graf, na kterém jsou zobrazeny způsoby nakládání s komunálními odpady v České republice za rok 2014 [1].



Obr. 1: Způsoby nakládání s komunálními odpady v roce 2014

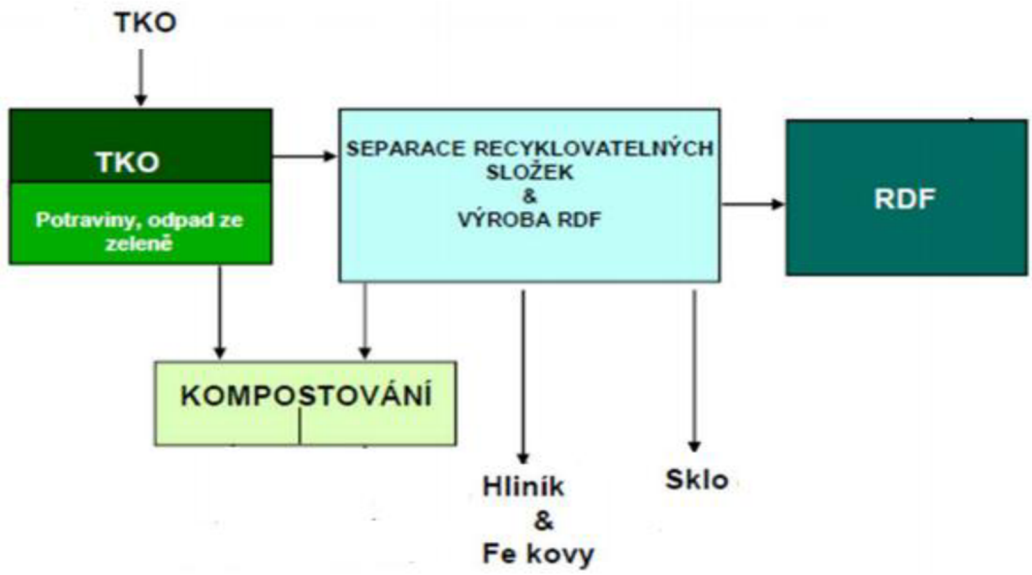
Česká republika patří mezi státy kde má nadpoloviční zastoupení skládkování komunálního odpadu z důvodu finanční nenáročnosti v porovnání s ostatními způsoby likvidace odpadů. Spalováním bylo odstraněno 18 % odpadů, což činí přibližně šest set tisíc tun odpadů a v dnešní době se tento způsob jeví jako dobré řešení při snižování skládkování. V České republice jsou čtyři spalovny odpadu a to v Praze, Liberci, Brně, čtvrtá spalovna v Chotíkově je v současné době ve zkušebním provozu. Na našem území se dále nachází přibližně 20 dalších zařízení, které využívají odpad k získávání tepla [1],[2].
V následující tabulce jsou uvedeny výhřevnosti jednotlivých složek komunálního odpadu. Tyto výhřevnosti jsou značně rozdílné, což je velkou nevýhodou spalování tříděného odpadu z hlediska velké kolísavosti celkové výhřevnosti.

Druh odpadu	Výhřevnost [MJ/kg]
Papír	15,7
Plasty	32,7
Polyetylen	43,4
Polystyren	38,0
PVC	22,5
Textil	18,3
Potraviny	3,2
Smetky	6,0
Dřevo a štěpka	12,4
Sklo	0,2

Tab. 1: Výhřevnost jednotlivých složek komunálního odpadu[2]

2.1 SPALOVÁNÍ ODPADU

Spalování komunálního odpadu je z hlediska jeho různorodého složení nevýhodné, proto dochází k úpravám tohoto odpadu na tzv. RDF (refuse derived fuel). RDF může být vyprodukováno pomocí různých operací a to zejména tříděním, drcením, odstraněním nespalitelných kusů, odstranění hliníkových a kovových kusů atd. Zjednodušené schéma získávání RDF je zobrazeno na následujícím obrázku [3].



Obr. 2: Schéma úpravy odpadu[4]

RDF se vyznačuje lepší výhřevností, je homogenní a obsahuje menší množství nevhodných příměsí, které snižují energetické využití odpadu (snížení emisí, zvýšení účinnosti kotle), než odpad netříděný. Vysoká homogenita paliva nám zaručuje, že vlastnosti paliva se pohybují v předem dohodnutém rozmezí [3].

3. PŘEPOČET PALIVA

Zadané parametry:

Parametry kotle			
výkon	**tlak přehřáté páry**	**teplota přehřáté páry**	**teplota napájecí vody**
t/h	MPa	°C	°C
35	**4,2**	**425**	**125**

Tab. 2: Parametry kotle

Složení paliva		
Výhřevnost	**obsah popele v bezvodném stavu**	**Obsah vody v původním stavu**
Q_i^r	A^d	W^r
MJ/kg	%	%
18,6	11,11	10

Tab. 3: Složení paliva

Prvkové složení hořlaviny					
C^{daf}	N^{daf}	S^{daf}	H^{daf}	O^{daf}	Cl^{daf}
%	%	%	%	%	%
59,61	0,34	1,25	6,3	32	0,5

Tab. 4: Prvkové složení hořlaviny

Přepočet paliva se využívá k získání vhodného vyjádření složení a energetického obsahu pro další výpočet. V mém případě jsou hodnoty uvedeny pro stav bez vody a popele (jen hořlavina – označení *daf*). Z hlediska spalování je důležitější původní stav paliva (real – označení r), jelikož odpovídá stavu paliva před přípravou pro jeho spalování [5].

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) = 0{,}1111 \cdot (1 - 0{,}10) = 0{,}0999 = 9{,}99\% \tag{3.1}$$

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0{,}5961 \cdot (1 - 0{,}0999 - 0{,}10) = 0{,}4769 = 47{,}69\ \% \tag{3.2}$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0{,}0034 \cdot (1 - 0{,}0999 - 0{,}10) = 0{,}003060 = 0{,}31\ \% \tag{3.3}$$

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0{,}0125 \cdot (1 - 0{,}0999 - 0{,}10) = 0{,}0113 = 1{,}13\ \% \tag{3.4}$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0{,}063 \cdot (1 - 0{,}0999 - 0{,}10) = 0{,}0567 = 5{,}67\ \% \tag{3.5}$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0{,}32 \cdot (1 - 0{,}0999 - 0{,}10) = 0{,}288 = 28{,}8\ \% \tag{3.6}$$

$$Cl^r = Cl^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0{,}005 \cdot (1 - 0{,}0999 - 0{,}10) = 0{,}0045 = 0{,}45\ \% \tag{3.7}$$

4. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Při stechiometrických výpočtech vycházíme ze složení paliva v hmotnostních podílech pro původní stav. Tyto vypočítané objemy médií označujeme jako minimální a ve většině případů je jejich jednotkou Nm^3 (normální metr krychlový) na 1 kg spáleného paliva pro suchý a vlhký stav a je vztažena pro T_n = 273,15 K, p_n = 101,325 kPa [6].

4.1 MINIMÁLNÍ OBJEMY VZDUCHU A SPALIN

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{O_2\min} = 22,39\left(\frac{C^r}{12,01}+\frac{H^r}{4,032}+\frac{S^r}{32,06}-\frac{O^r}{32}\right) \tag{4.1}$$

$$O_{O_2\min} = 22,39\cdot\left(\frac{0,4769}{12,01}+\frac{0,0567}{4,032}+\frac{0,0113}{32,06}-\frac{0,288}{32}\right) = 1,010256\ Nm^3/kg$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VS\min} = \frac{O_{O_2\min}}{0,21} = \frac{1,010256}{0,21} = 4,810744 Nm^3/kg \tag{4.2}$$

Podíl vodní páry připadající na 1 Nm^3 suchého vzduchu je obvykle vyjádřen součinitelem $\kappa_v\ [/]$, ten se dá jednoduše určit dle následujícího vztahu:

$$\kappa_v = 1+\frac{\varphi}{100}\cdot\frac{p''}{p_c-\frac{\varphi}{100}\cdot p''} \tag{4.3}$$

relativní vlhkost vzduchu volím $\varphi = 70\,\%$, teplotu vzduchu $t_v = 20\,°C$. Pro tuto teplotu poté určíme hodnotu parciálního tlaku vodní páry na mezi sytosti $p'' = 0,0023368\ MPa$. Celkový tlak je běžně roven $p_c = 0,1\ MPa$. Po dosazení získáme

$$\kappa_v = 1+\frac{70}{100}\cdot\frac{0,0023368}{0,1-\frac{70}{100}\cdot 0,0023368} = 1,016$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VV\min} = \kappa_v\cdot O_{VS\min} = 1,016\cdot 4,810744 = 4,887716\ Nm^3/kg \tag{4.4}$$

Objem vodní páry v objemu vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O^V_{H_2O} = O_{VV\min} - O_{VS\min} = 4,887716 - 4,810744 = 0,076972\ Nm^3/kg \tag{4.5}$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

V běžné praxi se spaluje s větším množstvím vzduchu (s přebytkem), než jsem určil dle vztahu (4.4). Tuto hodnotu lze považovat za teoretickou, ovšem můžeme ji využít k relativnímu vyjádření skutečného objemu spalovacího vzduchu díky součiniteli přebytku vzduchu α [/]. Dle vlhkosti paliva můžeme α zvolit v rozmezí 1,25 až 1,3. Dle doporučení konzultanta práce volím součinitel α = 1,3.

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VV\min} = 1{,}3 \cdot 4{,}887716 = 6{,}354031\ Nm^3 / kg \tag{4.6}$$

Objemy jednotlivých složek ve spalinách

Objem oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2} = \frac{22{,}26}{12{,}01} \cdot C^r + 0{,}0003 \cdot O_{VS\min} \tag{4.7}$$

$$O_{CO_2} = \frac{22{,}26}{12{,}01} \cdot 0{,}4769 + 0{,}0003 \cdot 4{,}810744 = 0{,}88533\ Nm^3 / kg$$

Objem oxidu siřičitého:

$$O_{SO_2} = \frac{21{,}89}{32{,}06} \cdot S^r = \frac{21{,}89}{32{,}06} \cdot 0{,}0113 = 0{,}007681\ Nm^3 / kg \tag{4.8}$$

Objem dusíku:

$$O_{N_2} = \frac{22{,}4}{28{,}016} \cdot N^r + 0{,}7805 \cdot O_{VS\min} \tag{4.9}$$

$$O_{N_2} = \frac{22{,}4}{28{,}016} \cdot 0{,}003060 + 0{,}7805 \cdot 4{,}810744 = 3{,}757233\ Nm^3 / kg$$

Objem argonu:

$$O_{Ar} = 0{,}0092 \cdot O_{VS\min} = 0{,}0092 \cdot 4{,}810744 = 0{,}044259\ Nm^3 / kg \tag{4.10}$$

Minimální objem suchých spalin

Minimální objem suchých spalin dostaneme dokonalým spálením 1 kg paliva s minimálním množstvím vzduchu O_{VVmin} (při α=1), to znamená bez přebytku vzduchu. Tento objem je pak dán součtem plynných složek, které vzniknou během spalování, nebo se do spalin dostávají ze spalovacího vzduchu a neuvažujeme zde žádnou vlhkost [5].

$$O_{SS\min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \tag{4.11}$$

$$O_{SS\min} = 0{,}88533 + 0{,}007681 + 3{,}757233 + 0{,}044259 = 4{,}694503\ Nm^3 / kg$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O^S_{H_2O} = \frac{44{,}8}{4{,}032} \cdot H^r + \frac{22{,}4}{18{,}016} \cdot W^r + O^V_{H_2O} \tag{4.12}$$

$$O^S_{H_2O} = \frac{44{,}8}{4{,}032} \cdot 0{,}0567 + \frac{22{,}4}{18{,}016} \cdot 0{,}1 + 0{,}076972 = 0{,}708222\ Nm^3 / kg$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SV\min} = O_{SS\min} + O^{S}_{H_2O} = 4,694503 + 0,708222 = 5,402725\ Nm^3 / kg \tag{4.13}$$

Objem vlhkých spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu α

$$O_{SV} = O_{SV\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\min} \tag{4.14}$$

$$O_{SV} = 5,402725 + (1,3 - 1) \cdot 4,887716 = 6,86904\ Nm^3 / kg$$

4.2 ENTALPIE VZDUCHU A SPALIN

Entalpie vzduchu a spalin se využívá k vyjádření tepla, které je spalinám odebíráno. K výpočtům budeme potřebovat hodnoty měrných entalpií jednotlivých složek spalin a suchého vzduchu, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Teplota [°C]	Měrná entalpie jednotlivých složek spalin i^t [kJ/Nm^3]					
t	CO_2	SO_2	N_2	Ar	H_2O	suchý vzduch
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756
1300	1976	3063	1853	1207	2344	1916
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065
2500	6204	6205	3778	2321	5132	3909

Tab. 5: Měrná entalpie jednotlivých složek spalin[5]

Entalpie stechiometrických spalin

Entalpie stechiometrických spalin je bez přebytku vzduchu, což znamená, že součinitel přebytku vzduchu α = 1.

$$I^t_{S\min} = O_{CO_2} \cdot i^t_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i^t_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i^t_{N_2} + O_{Ar} \cdot i^t_{Ar} + O_{H_2O} \cdot i^t_{H_2O} \tag{4.15}$$

Entalpie minimálního množství vzduchu

$$I^t_{V\min} = O_{VS\min} \cdot i^t_{VS} + O^t_{H_2O} \cdot i^t_{H_2O} \tag{4.16}$$

Entalpie spalin vzniklých po spálení 1 kg daného paliva s přebytkem vzduchu α

$$I^{t,\alpha}_S = I^t_{S\min} + (\alpha - 1) \cdot I^t_{V\min} \tag{4.17}$$

Teplota [°C]	I^T_{smin} [kJ/kg]	I^T_{vmin} [kJ/kg]	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5
			1	1,2	1,3	1,4	1,5
t			$I^{t,\alpha}_s$ [kJ/kg]				
25	188,15	159,70	188,15	220,09	236,06	252,03	268,00
100	749,31	648,05	749,31	878,92	943,72	1008,53	1073,34
200	1519,91	1304,06	1519,91	1780,72	1911,13	2041,54	2171,94
300	2312,71	1971,95	2312,71	2707,10	2904,29	3101,49	3298,68
400	3128,45	2654,16	3128,45	3659,28	3924,70	4190,11	4455,53
500	3966,61	3352,18	3966,61	4637,05	4972,27	5307,49	5642,71
600	4827,29	4065,56	4827,29	5640,40	6046,96	6453,51	6860,07
700	5708,00	4793,83	5708,00	6666,76	7146,14	7625,53	8104,91
800	6608,29	5534,09	6608,29	7715,11	8268,52	8821,93	9375,33
900	7524,33	6289,64	7524,33	8782,26	9411,22	10040,18	10669,15
1000	8459,43	7055,28	8459,43	9870,49	10576,01	11281,54	11987,07
1100	9405,22	7830,93	9405,22	10971,40	11754,50	12537,59	13320,68
1200	10365,02	8611,77	10365,02	12087,37	12948,55	13809,73	14670,91
1300	10448,53	9397,81	10448,53	12328,09	13267,87	14207,65	15147,43
1400	12311,17	10188,89	12311,17	14348,95	15367,83	16386,72	17405,61
1500	13296,73	10989,97	13296,73	15494,72	16593,72	17692,71	18791,71
1600	14297,62	11791,29	14297,62	16655,88	17835,01	19014,14	20193,26
1800	16301,23	13409,12	16301,23	18983,05	20323,96	21664,88	23005,79
2000	18328,11	15047,05	18328,11	21337,52	22842,22	24346,93	25851,63
2500	23472,21	19200,22	23472,21	27312,25	29232,27	31152,30	33072,32

Tab. 6: Měrné entalpie spalin závislé na teplotě[5]

5. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Tepelná bilance slouží k určení účinnosti kotle a skutečné spotřeby paliva, při požadovaného tepelného výkonu.

5.1 TEPLO PŘIVEDENÉ DO KOTLE

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p \tag{5.1}$$

kde $Q_i^r [kJ/kg]$ je výhřevnost a $i_p [kJ/kg]$ fyzické teplo paliva.

Fyzické teplo paliva se uvažuje v případě, že je palivo předehříváno mimo kotel a v případě sušení paliva v otevřeném mlecím okruhu. V jiných případech uvažujeme fyzické teplo paliva pouze při splnění následující podmínky:[5]

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{15000 \cdot 4,19} \tag{5.2}$$

$$0,1 \geq \frac{18600}{15000 \cdot 4,19}$$

$$0,1 \geq 0,2959$$

Podmínka není splněna, proto fyzické teplo paliva neuvažujeme a teplo přivedené do kotle je tedy rovno výhřevnosti paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r = 18,6\ MJ/kg \tag{5.3}$$

5.2 ZTRÁTY KOTLE A TEPELNÁ ÚČINNOST

Ztráty kotle nám přímo ovlivňují tepelnou účinnost kotle. Uvažujeme pět typů ztrát, jejich určením se zabývám v následující kapitole. Kotel je rozdělen do částí uvedených v následující tabulce, pro tyto části kotle budou počítány jednotlivé ztráty. Hodnoty uvedené v této tabulce jsou zvoleny na základě odborné konzultace.

	X_i [%]	C_i [%]	c_i [kJ/kg K]	t_i [°c]
Rošt	60	3	0,9039	400
Výsypka	20	25	0,823	140
Úlet	20	25	0,823	140

Tab. 7: Bilance popela v daných částech kotle

X_i – procentuální vyjádření popele v dané části kotle
C_i – procentuální vyjádření hořlaviny v dané části kotle
c_i – měrné teplo popele při teplotě t_i

5.2.1 ZTRÁTA MECHANICKÝM NEDOPALEM

Ztráta mechanickým nedopalem je definována jako nespálená hořlavina uniklá v tuhém zbytku.

$$Z_{MNi} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot Q_C \tag{5.4}$$

Q_C je průměrná hodnota výhřevnosti v tuhých zbytcích, její hodnota je rovna $Q_C = 32600\ kJ/kg$ [6][5].

Po dosazení hodnot získáme ztrátu mechanickým nedopalem pro dané části kotle. Výsledky jsou uvedeny v následující tabulce.

	Z_{MNi} [%]
Rošt	0,325
Výsypka	1,167
Úlet	1,167

Tab. 8: Ztráta mechanickým nedopalem v jednotlivých částech kotle

Celková ztráta mechanickým nedopalem je poté součet jednotlivých částí kotle:

$$Z_{MN} = Z_{MNrošt} + Z_{MNvýsypka} + Z_{MNúlet} \tag{5.5}$$

$$Z_{MN} = 0,325 + 1,167 + 1,167 = 2,659\ \%$$

5.2.2 ZTRÁTA CHEMICKÝM NEDOPALEM

Ztráta chemickým nedopalem vyjadřuje teplo ztracené v důsledku nespálených plynů ve spalinách. Jsou to především prvky CO a uhlovodíky [6].

Dle doporučení konzultanta volím tuto ztrátu: $Z_{CN} = 0,05\ \%$

5.2.3 ZTRÁTA FYZICKÝM TEPLEM TUHÝCH ZBYTKŮ

Tato ztráta je způsobena nedostatečným vychlazením tuhých zbytků, které odcházejí z kotle. Její určení je podobné jako určení ztráty mechanickým nedopalem, kdy uvažujeme tuto ztrátu v daných částech kotle [6].

$$Z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \tag{5.6}$$

	Z_{fi} [%]
Rošt	0,12
Výsypka	0,017
Úlet	0,017

Tab. 9: Ztráta fyzickým teplem v jednotlivých částech kotle

$$Z_f = Z_{f\,rošt} + Z_{f\,výsypka} + Z_{f\,úlet} \tag{5.7}$$

$$Z_f = 0{,}12 + 0{,}017 + 0{,}017 = 0{,}153\,\%$$

5.2.4 ZTRÁTA SDÍLENÍM TEPLA DO OKOLÍ

Tato ztráta nám představuje teplo vystupující do okolí přes plášť kotle. Při určování této ztráty můžeme využít její závislosti na tepelném výkonu kotle Q_v a ztrátovém teple Q_{RC}.

Tepelný výkon kotle

Tepelný výkon je množství tepla, které předáme vodě jakožto teplonosné látce za jednotku času. Vypočítá se jako:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \tag{5.8}$$

$$Q_v = 9{,}722 \cdot (3270 - 525{,}1)$$
$$Q_v = 26685{,}56\,kW$$

Kde: M_{pp} – je výkon kotle [kg/s]

i_{pp} – je entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle [kJ/kg K]

i_{nv} – je entalpie napájecí vody vstupující do kotle [kJ/kg K]

Ztrátové teplo kotle

$$Q_{RC} = 0{,}0315 \cdot \left(\frac{Q_v}{1000}\right)^{0{,}7} \tag{5.9}$$

$$Q_{RC} = 0{,}0315 \cdot \left(\frac{26685{,}56}{1000}\right)^{0{,}7}$$
$$Q_{RC} = 0{,}314\,MW$$

Ztráta sdílením tepla do okolí je poté rovna:

$$Z_{SO} = \frac{Q_{RC}}{Q_v} \tag{5.10}$$

$$Z_{SO} = \frac{0{,}314}{26{,}68556}$$
$$Z_{SO} = 0{,}01176 = 1{,}176\,\%$$

5.2.5 KOMÍNOVÁ ZTRÁTA

Komínová ztráta je určena jako teplo, které nám odchází z kotle ve spalinách. Patří mezi nejvýznamnější ztráty a nejznačněji nám ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Není jednoduché ji určit a žádným výpočtem nezískáme její přesnou hodnotu. Pro výpočet uvažujeme entalpii spalin na výstupu z kotle (pro teplotu 140°C) a entalpii vzduchu (pro teplotu 20°C). Tyto entalpie jsou pomocí interpolace určeny z tab. 6 pro hodnotu přebytku vzduchu $\alpha = 1,3$.[6]

$$Z_k = (1 - Z_{MN}) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_p^p} \tag{5.11}$$

$$Z_k = (1 - 0,02659) \cdot \frac{1330,68 - 127,76}{18600}$$
$$Z_k = 0,06295 = 6,295\ \%$$

5.2.6 TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE

Tepelnou účinnost kotle určíme pomocí výše vypočtených ztrát

$$\eta_k = 100 - (Z_{MN} + Z_{CN} + Z_f + Z_{SO} + Z_k) \tag{5.12}$$

$$\eta_k = 100 - (2,659 + 0,05 + 0,153 + 1,176 + 6,295)$$
$$\eta_k = 89,666\ \%$$

5.3 MNOŽSTVÍ PŘIVEDENÉHO PALIVA

Skutečné množství paliva určíme jako

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} \tag{5.13}$$

$$M_{pal} = \frac{26685,56}{18600 \cdot \frac{89,666}{100}}$$
$$M_{pal} = 1,60\ kg/s$$

Výpočtové množství reálně spáleného paliva určíme jako

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - \frac{Z_{MN}}{100}) \tag{5.14}$$

$$M_{pv} = 1,60 \cdot (1 - \frac{2,659}{100})$$
$$M_{pv} = 1,56\ kg/s$$

6. NÁVRH SPALOVACÍ KOMORY KOTLE

6.1 URČENÍ KONSTRUKČNÍCH ROZMĚRŮ I. TAHU KOTLE

Spalovací komora je prvním tahem kotle a jak již název napovídá, je to místo, kde dochází ke spalování přiváděného paliva, v mém případě tříděného odpadu. Rozměry roštu jsou stejné jako rozměry spalovací komory.

Účinnost spalování je ve většině případů určována plošným tepelným zatížením roštu. Na základě konzultace volím plošné tepelné zatížení roštu $q_s = 1800\, kW / m^2$.

$$q_s = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{S_{ro}} \tag{6.1}$$

Z rovnice (6.1) můžeme tedy jednoduše určit plochu roštu.

Plocha roštu:

$$S_{ro} = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{q_s} \tag{6.2}$$

$$S_{ro} = \frac{1{,}56 \cdot 18600}{1800} = 16{,}12\, m^2$$

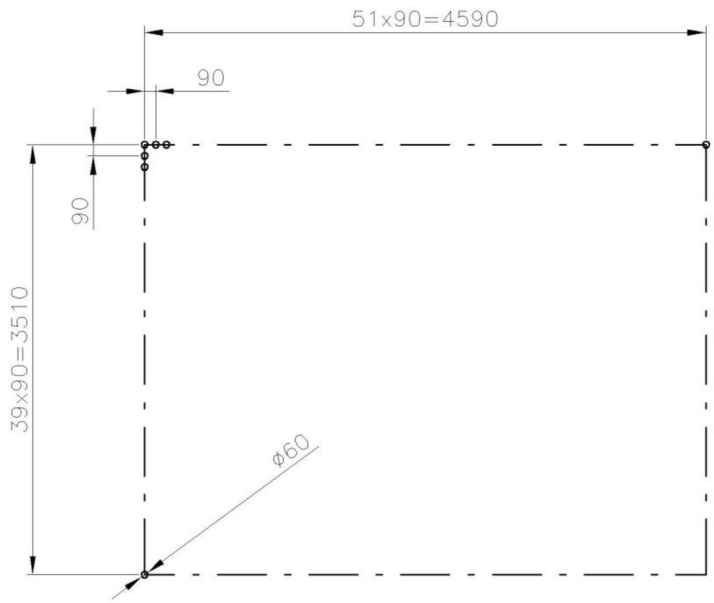
Šířku roštu volím: $\check{s}_{ro} = 3{,}51\, m$

Délku roštu tedy určím jako:

$$l_{ro} = \frac{S_{ro}}{\check{s}_{ro}} = \frac{16{,}12}{3{,}51} = 4{,}59\, m \tag{6.3}$$

Dále je potřeba zvolit teplotu na konci spalovací komory a její výšku. Po konzultaci volím $t_{ok} = 830\, °C$ a výšku spalovací komory $h = 12\, m$.

Rozměr spalovací komory



Obr. 3: Rozměry spalovací komory

6.1.1 VÝPOČET STŘEDNÍ A ADIABATICKÉ TEPLOTY

Pro určení střední teploty v ohništi je zapotřebí nejprve určit adiabatickou teplotu při spalování.

$$t_{stř} = \frac{t_{ad} + t_{ok}}{2} \tag{6.4}$$

$$t_{stř} = \frac{1671,85 + 830}{2} = 1250,93°C$$

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

Adiabatickou teplotu určím pomocí užitečného tepla uvolněného v ohništi

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{mn} - z_{cn} - z_f}{100 - z_{mn}} + Q_{VZ} \tag{6.5}$$

V rovnici (6.5) je jedinou neznámou Q_{VZ}, což je teplo přivedené do kotle spolu se vzduchem. To určím dle následujícího vztahu.

Teplo přivedené do kotle se vzduchem

$$Q_{vz} = O_{VV\min} \cdot \alpha \cdot t_{VZ20°C} \cdot c^V_{VZ20°C} \tag{6.6}$$

$$Q_{vz} = 4,88772 \cdot 1,3 \cdot 20 \cdot 1,322 = 168,001\ kJ/kg$$

K určení toho tepla je potřeba zvolit teplotu přiváděného vzduchu, tuto teplotu volím po konzultaci $t_{VZ} = 20\,°C$. Tab. 10 nám slouží k určení měrného tepla vlhkého vzduchu pro tuto teplotu. Interpolací získáme hodnotu $c^V_{VZ} = 1,322\ kJ/m^3K$.

Teplota	c_{SV}	c_{H_2O}	c_{VZ}^{V}
[°C]	[kJ/m^{3}K]	[kJ/m^{3}K]	[kJ/m^{3}K]
0	1,297	1,493	1,321
100	1,300	1,506	1,324
200	1,307	1,523	1,331
300	1,317	1,543	1,342
400	1,329	1,565	1,354
500	1,343	1,589	1,368

Tab. 10: Měrná tepla jednotlivých složek vzduchu

Jakmile určím teplo přivedené do kotle se vzduchem, vypočítám užitečné teplo uvolněné v ohništi. Toto teplo lze považovat také za entalpii spalin při adiabatické teplotě, následnou interpolací z tab. 6 určím adiabatickou teplotu a vypočítáme i teplotu střední [5].

$$I_u = 18600 \cdot \frac{100 - 2,659 - 0,05 - 0,153}{100 - 2,659} + 168,001 \tag{6.7}$$

$$I_u = 18729,2\ kJ/kg \Rightarrow t_{ad} = 1671,85\ °C$$

Rychlost spalin za ohništěm

$$w_{sp} = \frac{O_{SV} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{ro}} \tag{6.8}$$

$$w_{sp} = \frac{6,86904 \cdot \frac{1250,93 + 273,15}{273,15} \cdot 1,56}{3,51 \cdot 4,59} = 3,71\ m/s$$

Doba setrvání spalin na určité teplotě

Spalování odpadu vyžaduje pobyt spalin v ohništi minimálně 3 sekundy při teplotě nad 800°C. S ohledem na výšku spalovací komory 12 metrů a teplotou na konci ohniště 830 °C je doba určena dle rovnice (6.9) vyhovující [5].

$$t_{sp} = \frac{h}{w_{sp}} = \frac{12}{3,71} = 3,24\ s \tag{6.9}$$

6.2 TEPELNÝ VÝPOČET OHNIŠTĚ

Tepelný výpočet spočívá v určení skutečné hodnoty teploty na konci ohniště $t_{oksk}[°C]$. Jedná se o výpočet iterační, kdy v úvodu jsem zvolil teplotu na konci ohniště $t_{ok} = 830\ °C$ a v závislosti na ní určím veličiny potřebné pro výpočet teploty skutečné.

Důležité je splnění následující podmínky:

$$t_{oksk} = t_{ok} \pm 50°C \tag{6.10}$$

Pokud by tato podmínka splněna nebyla, je nutné celý výpočet opakovat pro jinou, (zvolenou) teplotu na konci ohniště.

Skutečná teplota na výstupu z ohniště se určí dle vztahu:

$$t_{oksk} = \frac{t_{ad} + 273{,}15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{Bo}\right)^{0{,}6}} - 273{,}15 \tag{6.11}$$

$$t_{oksk} = \frac{1671{,}85 + 273{,}15}{1 + 0{,}59 \cdot \left(\frac{0{,}675}{0{,}49}\right)^{0{,}6}} - 273{,}15 = 860{,}8\ °C$$

Skutečná teplota tedy závisí na:

- adiabatické teplotě
- součiniteli M
- Boltzmannovu číslu Bo
- stupni černosti ohniště a_o

6.2.1 SOUČINITEL M

Vztah určující součinitel M závisí na typu spalovacího zařízení a na druhu spalovaného paliva. V mém případě se jedná o roštový kotel na spalování tříděného odpadu. Dle toho volím pro výpočet následující vztah. Součinitel M je také závislý na poměrné výšce maximální hodnoty teploty nechlazeného plamene x_0. U roštových ohnišť s tenkou vrstvou je $x_0 = 0$.[5]

$$M = 0{,}59 - 0{,}5 \cdot x_0 = 0{,}59 - 0{,}5 \cdot 0 = 0{,}59 \tag{6.12}$$

6.2.2 BOLTZMANNOVO ČÍSLO

$$B_O = \frac{\varphi \cdot M_{PV} \cdot \overline{O_{SP} \cdot c}}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_{ad}^3} \tag{6.13}$$

$$B_O = \frac{0{,}987 \cdot 1{,}56 \cdot 12{,}019}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}4275 \cdot 210{,}58 \cdot (1945)^3} = 0{,}49$$

Kde: φ – je součinitel uchování tepla
M_{PV} – je množství skutečně spáleného paliva [kg/s]
$\overline{O_{SP} \cdot c}$ – je střední celkové měrné teplo spalin
$\overline{\psi}$ – je střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn
F_{st} – je celkový povrch stěn ohniště [m^2]
T_{ad} – je adiabatická teplota [K]
$5,7 \cdot 10^{-11}$ – je Boltzmannova konstanta sálání absolutně černého tělesa [kW/m^{2}K^4]

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} \tag{6.14}$$

$$\varphi = 1 - \frac{1,176}{89,666 + 1,176} = 0,987$$

Kde: Z_{SO} – je ztráta sdílením tepla do okolí (5.10)
η_k – je tepelná účinnost kotle (5.12)

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{I_u - I_{ok}}{t_{ad} - t_{ok}} \tag{6.15}$$

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{18729,2 - 8611,33}{1671,85 - 830} = 12,019\ kJ / kg \cdot K$$

Kde: I_u – je teplo uvolněné ve spalovací komoře [kJ/kgK]
I_{ok} – je entalpie spalin na výstupu z ohniště [kJ/kgK]
t_{ad} – je adiabatická teplota plamene [°C]
t_{ok} – je teplota spalin na výstupu z ohniště [°C]

Součinitel tepelné efektivnosti stěn

$$\psi = x \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275 \tag{6.16}$$

Kde: x – je úhlový součinitel dle [5]
ξ – je součinitel zanášení stěn ohniště

Celkový povrch stěn ohniště

$$F_{st} = s_{oh} \cdot l_{oh} + 2 \cdot (s_{oh} \cdot h) + 2 \cdot (l_{oh} \cdot h) \tag{6.17}$$

$$F_{st} = 3,51 \cdot 4,59 + 2 \cdot (3,51 \cdot 12) + 2 \cdot (4,59 \cdot 12) = 210,58\ m^2$$

Kde: s_{oh} – je šířka ohniště [m]
l_{oh} – je délka ohniště [m]
h – je výška ohniště [m]

6.2.3 STUPEŇ ČERNOSTI OHNIŠTĚ

$$a_o = \frac{a_{pl} + \left(1 - a_{pl}\right) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - \left(1 - a_{pl}\right) \cdot \left(1 - \overline{\psi}\right) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \tag{6.18}$$

$$a_o = \frac{0,427 + \left(1 - 0,427\right) \cdot \frac{16,1}{210,58}}{1 - \left(1 - 0,427\right) \cdot \left(1 - \overline{0,4275}\right) \cdot \left(1 - \frac{16,1}{210,58}\right)} = 0,675$$

Kde: a_{pl} – je stupeň černosti plamene
R – je plocha hořící vrstvy paliva na roštu [m^2]

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \tag{6.19}$$

$$a_{pl} = 1 - e^{-1,667 \cdot 0,101 \cdot 3,307} = 0,427$$

Kde: k – je součinitel zeslabení vrstvy sálání
p – je tlak v ohništi (dle konzultace volím 0,101 MPa)
s – je účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]

Aktivní objem ohniště

$$V_o = s_{oh} \cdot l_{oh} \cdot h = 3,51 \cdot 4,59 \cdot 12 = 193,44\ m^3 \tag{6.20}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{193,44}{210,58} = 3,307\ m \tag{6.21}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \tag{6.22}$$

$$k = 1,358 + 0,159 + 0,15 = 1,667 \quad 1/m \cdot MPa$$

Kde: $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – je součinitel zeslabení sálání tříatomových prvků
$k_p \cdot \mu$ – je součinitel zeslabení sálání popílkem
$10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$ – je součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi

Součinitel zeslabení sálání tříatomových prvků

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{ok}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \tag{6.23}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 3,307}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{830 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,358 \quad 1/m \cdot MPa$$

Objemový podíl vody ve spalinách

$$r_{H_2O} = \frac{O^S_{H_2O} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VS\,\min}}{O_{SV}} \tag{6.24}$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,708222 + (1,016 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 4,810744}{6,86904} = 0,11\, m^3 / kg$$

Objemový podíl ostatních trojatomových plynů ve spalinách

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SV}} = \frac{0,007681 + 0,88533}{6,86904} = 0,13\, m^3 / kg \tag{6.25}$$

Objemový podíl trojatcových plynů ve spalinách

$$r_{sp} = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,11 + 0,13 = 0,24\, m^3 / kg \tag{6.26}$$

Parciální tlak trojatcových plynů ve spalinách

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,24 = 0,0239\, MPa \tag{6.27}$$

Součinitel zeslabení sálání popílku

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_{ok}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \tag{6.28}$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1103,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,909 = 0,159$$

Kde: d – je střední efektivní průměr částeček popílku [μm]

Střední hodnota koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r \cdot X_{úlet}}{O_{SV} \cdot 100} = \frac{10 \cdot 9,99 \cdot 20}{6,86904 \cdot 100} = 2,909\, g / m^3 \tag{6.29}$$

Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi

$$10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 0,15 \tag{6.30}$$

Plocha hořící vrstvy paliva na roštu

$$R = s_{oh} \cdot l_{oh} = 3,51 \cdot 4,59 = 16,1\, m^2 \tag{6.31}$$

Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_I = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_{ok}) = 1,56 \cdot 0,987 \cdot (18729,2 - 8611,33) \tag{6.32}$$

$$Q_I = 15574,12\, kW$$

6.2.4 KONTROLA CHLÓROVÁ KOROZE

Poměr obsahu síry a chlóru

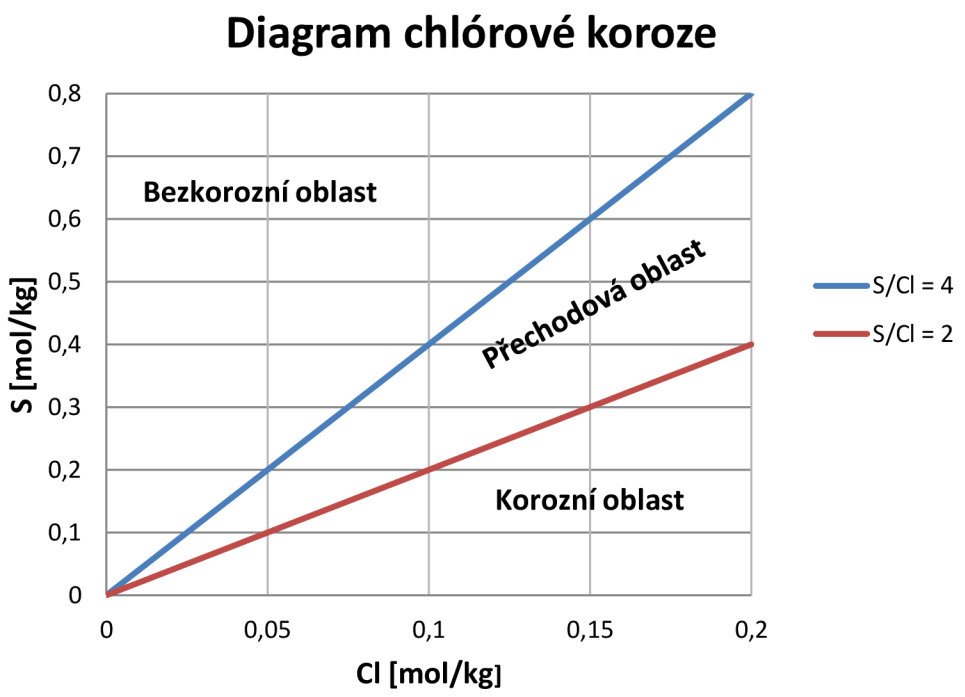
$$\frac{S}{Cl} = \frac{0,0352}{0,0127} = 2,776 \tag{6.33}$$

$$S = \frac{1}{M_s} \cdot S^r = \frac{1}{32,065} \cdot 1,13 = 0,0352\, mol / kg \tag{6.34}$$

$$Cl = \frac{1}{M_{Cl}} \cdot Cl^r = \frac{1}{35,45} \cdot 0,45 = 0,0127\, mol / kg \tag{6.35}$$

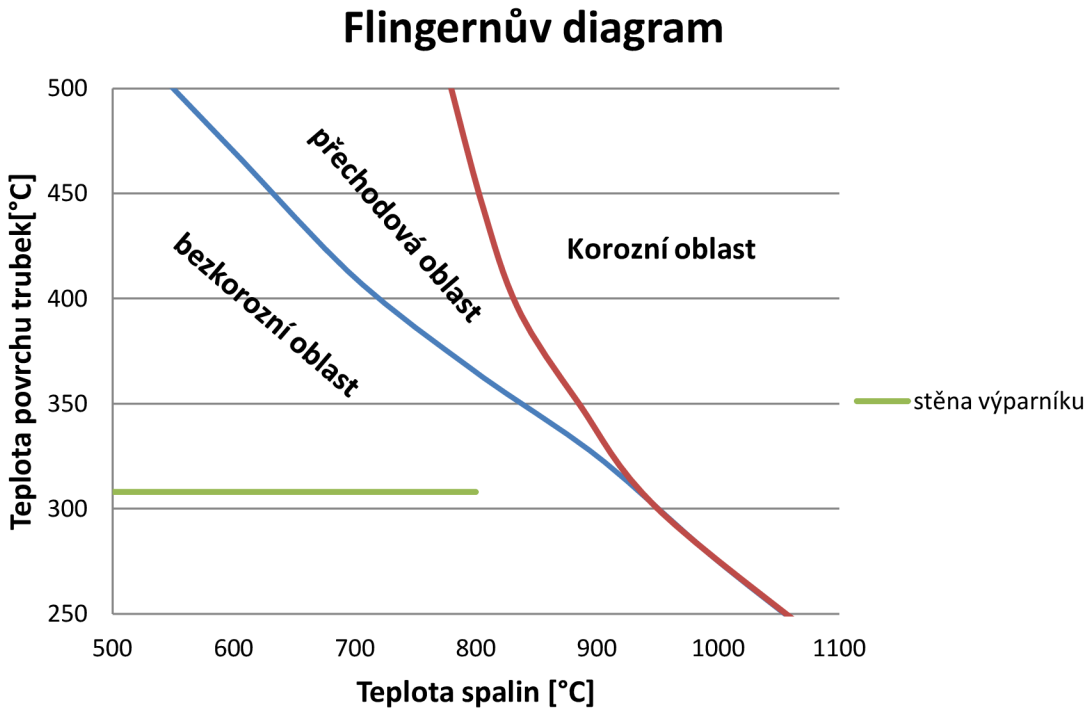
Kde: M_s – je molární hmotnost síry [kg/mol]

M_{Cl} – je molární hmotnost chlóru [kg/mol]



Obr. 4: Diagram chlórové koroze

Dle rovnice (6.33) a obr. 4 je patrné, že se pohybuji v přechodové oblasti. Proto je potřeba využit Flingernův diagram, podle kterého určíme, zda je potřebná antikorozní ochrana.

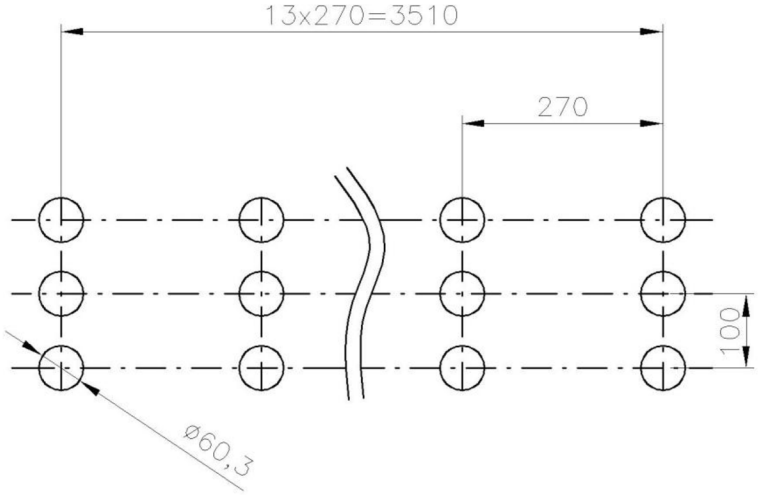


Obr. 5: Flingernův diagram

Dle obr. 5 můžeme vyloučit chlórovou korozi v oblasti spalovací komory i v oblasti II. tahu kotle.

7. NÁVRH MŘÍŽE

Spaliny ze spalovací komory vstupují do druhého tahu přes spalinovou mříž. Ta je umístěna v horní části komory a je tvořena rozvolněnými trubkami výparníku. Tato mříž je tvořena 3 řadami, kde v každé řadě je umístěno 14 trubek. Šířka mříže je 3,51 m a výška mříže byla zvolena 2,2 m s ohledem na rychlost proudění spalin v oblasti mříže, která by se měla pohybovat okolo 7 m/s [6].



Obr. 6: Spalinová mříž

Průtočný průřez spalin mříží

$$F_{sp} = s_m \cdot h_m - h_m \cdot n_{tr} \cdot D_{tr} \tag{7.1}$$

$$F_{sp} = 3,51 \cdot 2,2 - 2,2 \cdot 14 \cdot 0,0603 = 5,865\ m^2$$

Kde: s_m – je šířka mříže [m]

h_m – je výška mříže [m]

n_{tr} – je počet trubek v 1 řadě

D_{tr} – je vnější průměr trubek mříže [m]

Střední teplota spalin procházejících mříží

$$t_{stř} = \frac{t_{in} - t_{out}}{2} = \frac{860,8 - 831}{2} = 845,885\ °C \tag{7.2}$$

Kde: t_{in} – je teplota spalin na vstupu do mříže [°C]

t_{out} – je zvolená teplota spalin na výstupu z mříže [°C]

Objem spalin protékající mříží za jednotku času

$$O_m = O_{sv} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \cdot M_{pv} \tag{7.3}$$

$$O_m = 6,869 \cdot \frac{845,885 + 273,15}{273,15} \cdot 1,56 = 43,9\ m^3 / s$$

Kontrola rychlosti spalin při průchodu mříží

$$w_{sp} = \frac{O_m}{F_{sp}} = \frac{43,9}{5,865} = 7,49\ m / s \tag{7.4}$$

7.1 TEPELNÝ VÝPOČET MŘÍŽE

7.1.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA KONVEKCÍ

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \tag{7.5}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,923 \cdot 0,971 \cdot \frac{94,454 \cdot 10^{-3}}{0,0603} \cdot \left(\frac{7,49 \cdot 0,0603}{141,177 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,595^{0,33} = 44,854\ W / m^2 K$$

Kde: c_z – je opravný koeficient na počet podélných řad trubek
c_s – je opravný koeficient na rozmístění svazku trubek
λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Následující tabulka obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet, které jsem určil dle [5] pro střední teplotu v okolí mříže $t_{stř} = 845,885\ °C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	94,454 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	141,177 · 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,595	-

Tab. 11: Hodnoty součinitelů v oblasti mříže

Opravný koeficient na počet podélných řad trubek

Dle podmínky $n_{rad} < 10$ tento koeficient určíme následovně:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{rad} - 2) \tag{7.6}$$

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,923$$

Opravný koeficient na rozmístění svazku trubek

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2} \tag{7.7}$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,658}{2}\right)^3\right]^{-2} = 0,971$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_m} = \frac{X_{tr}}{D_{tr}} = \frac{0,27}{0,0603} = 4,478 \tag{7.8}$$

Jelikož platí, $\sigma_1 = 4,478 > 3$ použijeme pro výpočet hodnotu $\sigma_1 = 3$ [5].

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_m} = \frac{X_{rad}}{D_{tr}} = \frac{0,1}{0,0603} = 1,658 \tag{7.9}$$

7.1.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA SÁLÁNÍM

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{stř}}} \tag{7.10}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,163 \cdot 1120,28^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{611,15}{1120,28}\right)^4}{1 - \frac{611,15}{1120,28}}$$

$$\alpha_s = 23,541\, W / m^2 \cdot K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,178} = 0,163 \tag{7.11}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \tag{7.12}$$

$$k \cdot p \cdot s = 3,841 \cdot 0,101 \cdot 0,459 = 0,178$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažujeme při výpočtu roštového kotle [5]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \tag{7.13}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,459}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1119,03}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 3,841$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{X_{tr} \cdot X_{rad}}{D_{tr}^2} - 1 \right) \tag{7.14}$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,27 \cdot 0,1}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,459\ m$$

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 80 = 338\ °C \tag{7.15}$$

$$T_z = 611,15\ K$$

Teplotu ve výparníku určíme z parních tabulek pro daný tlak 4,55 MPa a pro mez sytosti. Tato teplota je rovna $t_{vyp} = 258\ °C$. Hodnota $\Delta t = 80\ °C$ byla zvolena dle [5]

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 44,854 + 23,541 = 68,395\ W / m^2 K \tag{7.16}$$

7.1.3 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{68,395}{1 + 0,0045 \cdot 68,395} = 52,299\ W / m^2 \cdot K \tag{7.17}$$

Kde: ε – je součinitel zanesení zvolený na základě doporučení konzultanta

7.1.4 TEPLO ODEBRANÉ MŘÍŽI

$$Q_m = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{52,299 \cdot 17,5 \cdot 587,76}{1000} = 537,784\ kW \tag{7.18}$$

Kde: k – je součinitel prostupu tepla [W/m^{2}K]
S – je teplosměnná plocha mříže [m^2]
Δt – je střední logaritmický spád [°C]

Teplosměnná plocha mříže

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot h_m \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,2 \cdot 14 \cdot 3 = 17,5\ m^2 \tag{7.19}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{602,8 - 573}{\ln \frac{602,8}{573}} = 587,76\ °C \tag{7.20}$$

$$\Delta t_1 = t_{oksk} - t_{vyp} = 860,8 - 258 = 602,8\ °C$$
$$\Delta t_2 = t_{out} - t_{vyp} = 831 - 258 = 573\ °C$$

Teplo spalin na vstupu do mříže

$$Q_{m,in} = M_{pv} \cdot I_{sp,min} = 1,56 \cdot 8962,932 = 13982,173\ kW \tag{7.21}$$

Kde: $I_{sp\,min} = 8962,932\ kJ/kg$ je entalpie spalin na vstupu do mříže, získaná interpolací z tab. 6, pro teplotu $t_{oksk} = 860,8\ °C$, což je skutečná teplota spalin na vstupu do mříže.

Teplo spalin na výstupu z mříže

$$Q_{m\,out} = Q_{m\,in} - Q_m = 13982,173 - 537,784 = 13444,390\ kW \tag{7.22}$$

Entalpie spalin na výstupu z mříže

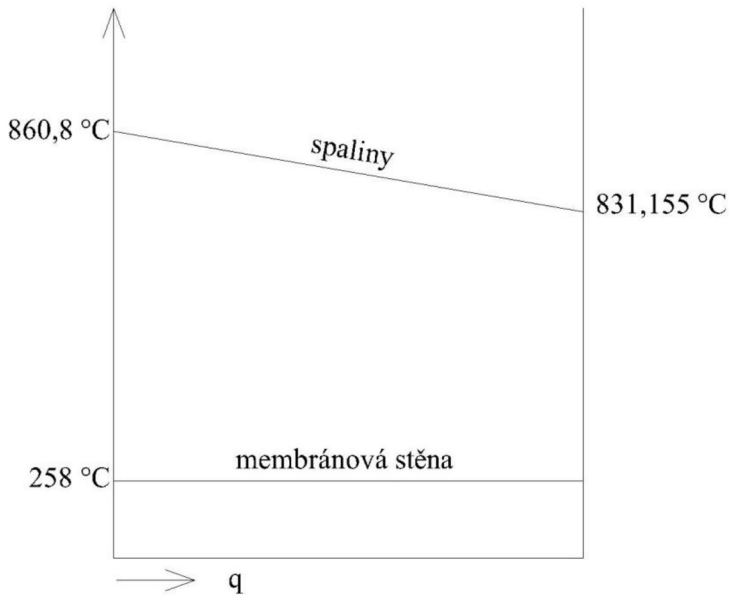
$$I_{sp\,m\,out} = \frac{Q_{m\,out}}{M_{pv}} = \frac{13444,390}{1,56} = 8618,198\ kJ/kg \tag{7.23}$$

Skutečná teplota na výstupu z mříže

Tuto teplotu získáme interpolací z tab. 6 pro entalpii spalin $I_{sp\,m\,out} = 8618,198\ kJ/kg$. Tato teplota je tedy rovna $t_{m\,out} = 831,155\ °C$.

Vidíme tedy, že oproti zvolené teplotě $t_{out} = 831\ °C$ se liší minimálně, což můžeme považovat za zanedbatelný rozdíl a tedy považovat počáteční odhad za správný.

7.1.5 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI MŘÍŽE



Obr. 7: Teplotní spád v oblasti mříže

8. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH

8.1 TLAKOVÉ ZTRÁTY V JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCHÁCH

Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách kotle byly zvoleny na základě konzultace.

Tlaková ztráta v přehříváku P3: $\Delta p_{P3} = 0,1\ MPa$

Tlaková ztráta v přehříváku P2: $\Delta p_{P2} = 0,1\ MPa$

Tlaková ztráta v přehříváku P1: $\Delta p_{P1} = 0,1\ MPa$

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

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

Tlaková ztráta v ekonomizéru: $\Delta p_{eko} = 0,3 MPa$

Tlak přehřáté páry: $p_{pp} = 4,2\ MPa$

Tlak napájecí vody:

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zt} + \Delta p_{eko} \tag{8.1}$$

$$p_{nv} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0 + 0,05 + 0,3 = 4,85\ MPa$$

8.2 TEPELNÝ VÝKON KOTLE DLE JEDNOTLIVÝCH PLOCH

Při následujících výpočtech využívám software termodynamických parních tabulek X Steam [7].

8.2.1 PŘEHŘÍVÁK P3

Parametry přehříváku P3 na výstupu:

Tlak páry na výstupu: $p_{P3,out} = 4,2\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{P3,out} = 425\ °C$

Entalpie páry na výstupu: $i_{P3,out} = f\left(p_{P3,out}; t_{P3,out}\right) = 3270\ kJ/kg$

Parametry přehříváku P3 na vstupu:

Tlak páry na vstupu: $p_{P3,in} = p_{P3,out} + \Delta p_{P3} = 4,2 + 0,1 = 4,3\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{P3,in} = f\left(p_{P3,in}; i_{P3,in}\right) = 363\ °C$

Entalpie páry na vstupu: $i_{P3,in} = i_{P3,out} - \Delta i_{P3} = 3270 - 150 = 3120\ kJ/kg$

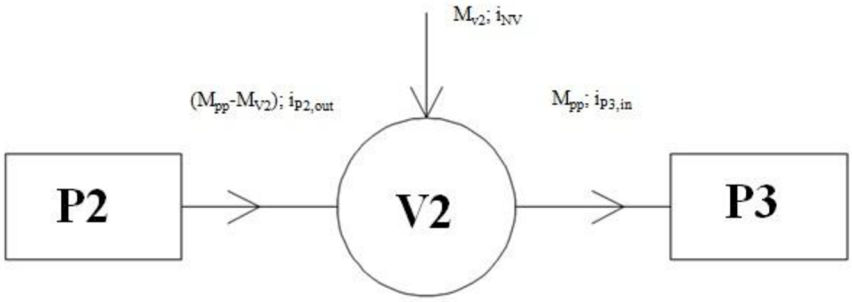
Entalpický spád: $\Delta i_{P3} = 150\ kJ/kg$

Tepelný výkon přehříváku P3:

$$Q_{P3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{P3} = 9,722 \cdot 150 = 1458,3\ kW \tag{8.2}$$

8.2.2 PŘEHŘÍVÁK P2

Mezi přehříváky P2 a P3 je umístěn vstřik napájecí vody, který zajišťuje regulaci teploty páry. Po konzultaci bylo množství vstřiku zvoleno 3% z celkového množství přehřáté páry. Schéma tohoto vstřiku je zobrazeno na obr. 8.



Obr. 8: Schéma regulačního vstřiku napájecí vodyV2

Regulační vstřik napájecí vody:

$$M_{v2} = 0,03 \cdot M_{pp} = 0,03 \cdot 9,722 = 0,292\ kg/s \tag{8.3}$$

Bilanční rovnice:

Určení entalpie na výstupu z přehříváku P2.

$$(M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{P2,out} + M_{v2} \cdot i_{NV} = M_{pp} \cdot i_{P3,in} \Rightarrow i_{P2,out} \tag{8.4}$$

$$i_{P2,out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{P3,in} - M_{v2} \cdot i_{NV}}{M_{pp} - M_{v2}}$$

$$i_{P2,out} = \frac{9,722 \cdot 3120 - 0,292 \cdot 528,3}{9,722 - 0,292} = 3200,16\ kJ/kg$$

Parametry přehříváku P2 na výstupu:

Tlak páry na výstupu: $p_{P2,out} = p_{P3,out} + \Delta p_{P3} = 4,2 + 0,1 = 4,3\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{P2,out} = f\left(p_{P2,out}; i_{P2,out}\right) = 396\ °C$

Entalpie páry na výstupu: $i_{P2,out} = 3200,16\ kJ/kg$

Parametry přehříváku P2 na vstupu:

Tlak páry na vstupu: $p_{P2,in} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2}$

$p_{P2,in} = 4,2 + 0,1 + 0,1 = 4,4\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{P2,in} = f\left(p_{P2,in}; i_{P2,in}\right) = 318\ °C$

Entalpie páry na vstupu: $i_{P2,in} = i_{P2,out} - \Delta i_{P2} = 3200,16 - 200 = 3000,16\ kJ/kg$

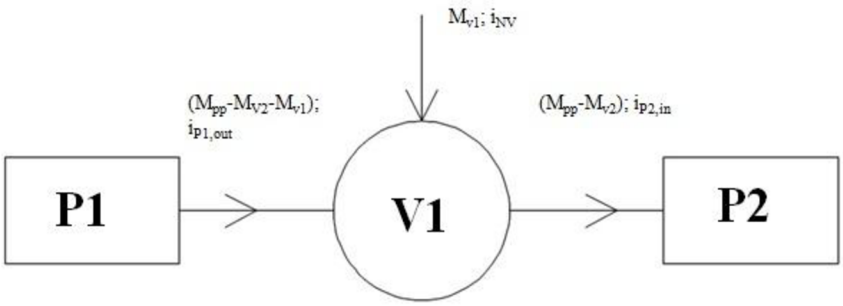
Entalpický spád: $\Delta i_{P2} = 200\ kJ/kg$

Tepelný výkon přehříváku P2:

$$Q_{P2} = (M_{pp} - M_{v2}) \cdot \Delta i_{P2} = (9,722 - 0,292) \cdot 200 = 1886,1\, kW \tag{8.5}$$

8.2.3 PŘEHŘÍVÁK P1

Mezi přehříváky P1 a P2 je také umístěn regulační vstřik napájecí vody, ovšem v tomto případě je hodnota vstřiku 4 % z celkového množství přehřáté páry. Schéma tohoto vstřiku je na obr. 9.



Obr. 9:Schéma regulačního vstřiku napájecí vody V1

Regulační vstřik napájecí vody:

$$M_{v1} = 0,04 \cdot M_{pp} = 0,04 \cdot 9,722 = 0,389\, kg/s \tag{8.6}$$

Bilanční rovnice:

Určení entalpie na výstupu z přehříváku P1.

$$(M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot i_{P1,out} + M_{v1} \cdot i_{NV} = (M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{P3,in} \Rightarrow i_{P1,out} \tag{8.7}$$

$$i_{P1,out} = \frac{(M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{P2,in} - M_{v1} \cdot i_{NV}}{(M_{pp} - M_{v2} - M_{v1})}$$

$$i_{P1,out} = \frac{(9,722 - 0,292) \cdot 3000,16 - 0,389 \cdot 528,3}{(9,722 - 0,292 - 0,389)} = 3074,21\, kJ/kg$$

Parametry přehříváku P1 na výstupu:

Tlak páry na výstupu: $p_{P1,out} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2}$

$p_{P1,out} = 4,2 + 0,1 + 0,1 = 4,4\, MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{P1,out} = f\left(p_{P1,out}; i_{P1,out}\right) = 346\, °C$

Entalpie páry na výstupu: $i_{P1,out} = 3074,21\, kJ/kg$

Parametry přehříváku P1 na vstupu:

Tlak páry na vstupu: $p_{P1,in} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1}$

$p_{P1,in} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 = 4,5\, MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{P1,in} = 263\, °C$

Entalpie páry na vstupu: $i_{P1,in} = 2820,5\, kJ/kg$

Entalpický spád: $\Delta i_{P1} = 253,71\ kJ/kg$

Tepelný výkon přehříváku P1:

$$Q_{P1} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot \Delta i_{P1} = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot 253,71 = 2293,9\ kW \qquad (8.8)$$

8.2.4 ZÁVĚSNÉ TRUBKY

Parametry závěsných trubek na výstupu:

Tlak páry na výstupu: $p_{zt,out} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1}$

$p_{zt,out} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 = 4,5\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{zt,out} = 263\ °C$

Entalpie páry na výstupu: $i_{zt,out} = 2820,5\ kJ/kg$

Parametry závěsných trubek na vstupu:

Tlak páry na vstupu: $p_{zt,in} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{zt}$

$p_{zt,in} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0,05 = 4,55\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{zt,in} = 258\ °C$

Entalpie páry na vstupu: $i_{zt,in} = 2797,7\ kJ/kg$

Tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{zt,out} - i_{zt,in}) \qquad (8.9)$$

$$Q_{zt} = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot (2820,5 - 2797,7) = 206,15\ kW$$

8.2.5 VÝPARNÍK

Tlak ve výparníku: $p_{vyp} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{zt}$

$p_{vyp} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0,05 = 4,55\ MPa$

Teplota ve výparníku: $t_{vyp} = 258\ °C$

Parametry výparníku na výstupu:

Entalpie na výstupu: $i_{vyp,out} = 2797,7\ kJ/kg$

Parametry výparníku na vstupu:

Entalpie na vstupu: $i_{vyp,in} = 853,6\ kJ/kg$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_{vyp} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{syta,para} - i_{vyp,in}) = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot (2797,7 - 853,6) = 17577,5\ kW$$

8.2.6 EKONOMIZÉR

Parametry ekonomizéru na výstupu:

Tlak vody na výstupu: $p_{EKO,out} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zt}$

$p_{EKO,out} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0 + 0,05 = 4,55\ MPa$

Teplota vody na výstupu: $t_{EKO,out} = 200\ °C$

Entalpie na výstupu: $i_{EKO,out} = 853,6\ kJ/kg$

Teplota nedohřevu: $\Delta t_{nedohrev} = t_{vyp,out} - t_{EKO,out} = 258 - 200 = 58\ °C$

Parametry ekonomizéru na vstupu:

Tlak vody na vstupu: $p_{EKO,in} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zt} + \Delta p_{eko}$

$p_{EKO,in} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0 + 0,05 + 0,3 = 4,85\ MPa$

Teplota vody na vstupu: $t_{EKO,in} = 125\ °C$

Entalpie vody na vstupu: $i_{EKO,in} = 528,3\ kJ/kg$

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{EKO,out} - i_{EKO,in}) \tag{8.10}$$

$$Q_{EKO} = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot (853,6 - 528,3) = 2941,2\ kW$$

8.3 CELKOVÉ POTŘEBNÉ TEPLO

$$Q_{celk} = Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{zt} + Q_{vyp} + Q_{EKO} \tag{8.11}$$

$$Q_{celk} = 1458,3 + 1886,1 + 2293,9 + 206,15 + 17577,5 + 2941,187 = 26363,1\ kW$$

9. NÁVRH II. TAHU

Z důvodu vysokých teplot na konci spalovací komory, je II. tah kotle tvořen pouze membránovou stěnou výparníku. Pokud by zde byly umístěny jakékoliv teplosměnné plochy, mohlo by docházet k usazování a nalepování částic popílku nacházejících se ve spalinách na tyto plochy, což by vedlo ke snížení přestupu tepla [3].

9.1 URČENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ II. TAHU

II. tah kotle je počítán pro rychlost spalin $w_{sp,II} = 7\,m/s$, která byla zvolena na základě konzultace a stejně tak byla zvolena i teplota na konci II. tahu a to $t_{II,out} = 727{,}5\,°C$.

Střední teplota spalin ve II. tahu

$$t_{II,stř} = \frac{t_{II,in} + t_{II,out}}{2} = \frac{831{,}155 + 727{,}5}{2} = 779{,}328\,°C \tag{9.1}$$

Plošný průřez spalin

$$F_{II} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{w_{sp,II}} \cdot \frac{t_{II,stř} + 273{,}15}{273{,}15} \tag{9.2}$$

$$F_{II} = \frac{6{,}86904 \cdot 1{,}56}{7} \cdot \frac{779{,}328 + 273{,}15}{273{,}15} = 5{,}898\,m^2$$

Délka II. tahu

$$l_{II} = \frac{F_{II}}{\check{s}_{ro}} = \frac{5{,}898}{3{,}51} = 1{,}68\,m \tag{9.3}$$

Z důvodu zvolené rozteče trubek membránové stěny, která je 90 mm volím délku II. tahu $l_{II} = 1{,}71\,m$.

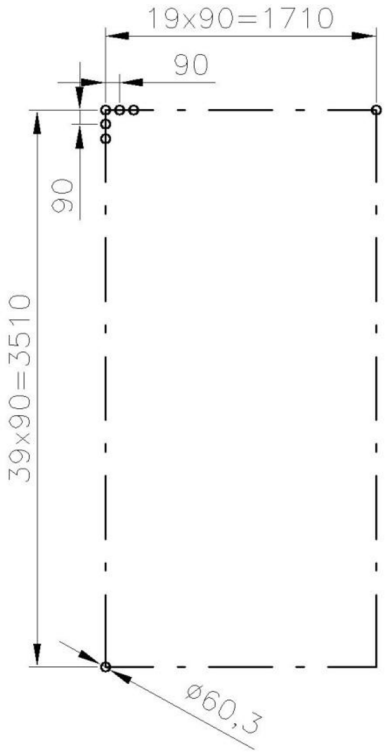
Skutečná rychlost spalin ve II. tahu

$$w_{spII,skut} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{II}} \cdot \frac{t_{II,stř} + 273{,}15}{273{,}15} \tag{9.4}$$

$$w_{spII,skut} = \frac{6{,}86904 \cdot 1{,}56}{3{,}51 \cdot 1{,}71} \cdot \frac{779{,}328 + 273{,}15}{273{,}15} = 6{,}88\,m/s$$

9.2 TEPELNÝ VÝPOČET II. TAHU

Tepelný výpočet II. tahu se skládá pouze z určení tepla, které spaliny odevzdají membránovým stěnám, z kterých je tento tah tvořen.



Obr. 10: Rozměry II. tahu

9.2.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA KONVEKCÍ

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spII,skut} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \tag{9.5}$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{88,822 \cdot 10^{-3}}{2,3} \cdot \left(\frac{6,88 \cdot 2,3}{127,866 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,602^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,598\, W / m^2 K$$

Kde: c_t, c_l, c_m – jsou opravné koeficienty
d_e – je ekvivalentní průměr [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo [-]

V následující tabulce jsou uvedeny parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,II} = 779,328\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$88,822 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$127,866 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,602	-

Tab. 12: Hodnoty součinitelů v oblasti II. tahu

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot š_{ro} \cdot l_{II}}{2 \cdot (š_{ro} + l_{II})} = \frac{4 \cdot 3,51 \cdot 1,71}{2 \cdot (3,51 + 1,71)} = 2,3\,m \tag{9.6}$$

9.2.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA SÁLÁNÍM

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_{II,stř}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{II,stř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{II,stř}}} \tag{9.7}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,325 \cdot 1052,478^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{581,15}{1052,478}\right)^4}{1 - \frac{581,15}{1052,478}} = 39,383\,W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,393} = 0,325 \tag{9.8}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 1,807 \cdot 0,101 \cdot 2,154 = 0,393 \tag{9.9}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{II,stř}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{9.10}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 2,154}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1052,478}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,805$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{60,893}{101,764} = 2,154\ m \tag{9.11}$$

Kde: V – je objem sálající vrstvy [m^3]
F_{st} – je celkový povrch stěn sálající vrstvy [m^2]

Objem sálající vrstvy

$$V = \check{s}_{ro} \cdot l_{II} \cdot h_{II} + \left(\frac{\check{s}_{ro} \cdot l_{II} \cdot \sqrt{c^2 - l_{II}^2}}{2} \right) \tag{9.12}$$

$$V = 3,51 \cdot 1,71 \cdot 8 + \left(\frac{3,51 \cdot 1,71 \cdot \sqrt{4,62^2 - 1,71^2}}{2} \right) = 60,893\ m^3$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 0,9 \cdot \left(\check{s}_{ro} \cdot l_{II} + 2 \cdot \check{s}_{ro} \cdot h_{II} + 2 \cdot l_{II} \cdot h_{II} + \check{s}_{ro} \cdot c + l_{II} \cdot \sqrt{c^2 - l_{II}^2} \right) \tag{9.13}$$

$$F_{st} = 0,9 \cdot \left(3,51 \cdot 1,71 + 2 \cdot 3,51 \cdot 8 + 2 \cdot 1,71 \cdot 8 + 3,51 \cdot 4,62 + 1,71 \cdot \sqrt{4,62^2 - 1,71^2} \right)$$

$$F_{st} = 101,764\ m^2$$

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308\ °C \tag{9.14}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

9.2.3 CELKOVÝ SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 39,383 + 8,598 = 47,981\ W / m^2 K \tag{9.15}$$

9.2.4 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{47,981}{1 + 0,006 \cdot 47,981} = 37,256\ W / m^2 \cdot K \tag{9.16}$$

9.2.5 URČENÍ SKUTEČNÉ TEPLOTY NA VÝSTUPU Z II. TAHU

Teplo odebrané ve II. tahu

$$Q_{II} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 37,256 \cdot 94,042 \cdot 519,606 \cdot 10^{-3} = 1820,486\ kW \tag{9.17}$$

Teplosměnná plocha II. tahu

$$S = F_{st} - v_m \cdot \check{s}_m = 101,764 - 2,2 \cdot 3,51 = 94,042\ m^2 \tag{9.18}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{573,155 - 469,5}{\ln \frac{573,155}{469,5}} = 519,606\ °C \tag{9.19}$$

$$\Delta t_1 = t_{II,in} - t_{vyp} = 831,155 - 258 = 573,155\ °C$$
$$\Delta t_2 = t_{II,out} - t_{vyp} = 727,5 - 258 = 469,5\ °C$$

Teplo vstupující do II. tahu

Teplo vstupující do II. tahu je stejné jako teplo, které vystupuje ze spalinové mříže.

$$Q_{II,in} = Q_{m,out} = 13444,390\ kW \tag{9.20}$$

Teplo spalin na výstupu z II. tahu

$$Q_{II,out} = Q_{II,in} - Q_{II} = 13444,390 - 1820,486 = 11623,903\ kW \tag{9.21}$$

Entalpie spalin na výstupu z II. tahu

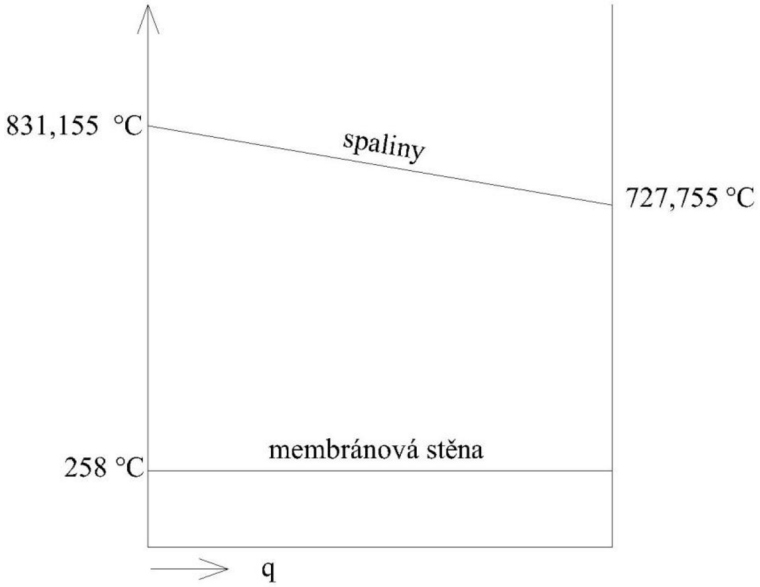
$$I_{II,out} = \frac{Q_{II,out}}{M_{pv}} = \frac{11623,903}{1,56} = 7451,22\ kJ/kg \tag{9.22}$$

Skutečná teplota na výstupu z II. tahu

Díky entalpii na výstupu $I_{II,out} = 7451,22\ kJ/kg$ můžeme pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z II. tahu a porovnat ji se zvolenou teplotou $t_{II,out}$.

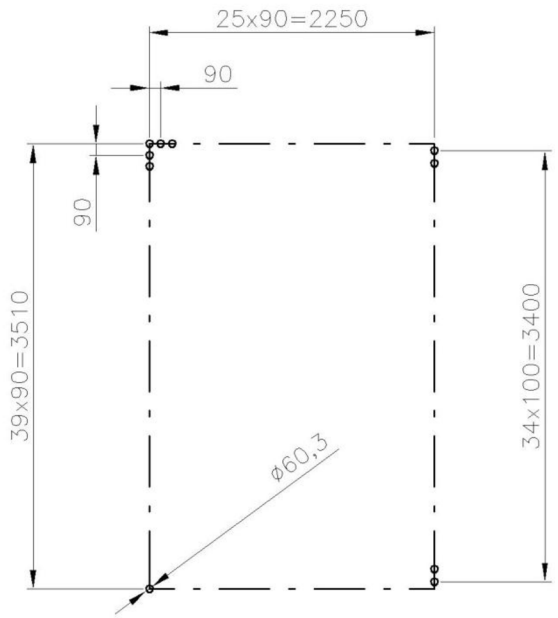
Skutečná teplota po interpolaci je $t_{II,out}^{skut} = 727,755\ °C$, což se od zvolené teploty $t_{II,out} = 727,5\ °C$ liší pouze minimálně, a proto můžeme tento výpočet a prvotní odhad teploty spalin považovat za správný.

9.2.6 TEPLOTNÍ SPÁD V II. TAHU



Obr. 11:Teplotní spád ve II. tahu

10. VÝPOČET III. TAHU



Obr. 12: Rozměry III. tahu

10.1 VRATNÁ KOMORA

Rychlost proudu spalin ve vratné komoře

$$w_{sp,vk} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{III}} \cdot \frac{t_{stř,vk} + 273,15}{273,15} \tag{10.1}$$

$$w_{sp,vk} = \frac{6,869 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33} \cdot \frac{715,878 + 273,15}{273,15} = 3,32\ m/s$$

Střední teplota ve vratné komoře

$$t_{stř,vk} = \frac{t_{in,vk} + t_{out,vk}}{2} = \frac{727,755 + 704}{2} = 715,878\ °C \tag{10.2}$$

Kde: $t_{in,vk}$ – je teplota spalin na vstupu do vratné komory

$t_{out,vk}$ – je zvolená teplota na výstupu z vratné komory

10.1.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA KONVEKCÍ

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,vk} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.3}$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{83,365 \cdot 10^{-3}}{3,42} \cdot \left(\frac{3,32 \cdot 3,42}{115,176 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,608^{0,4} = 4,544\, W / m^2 K$$

Kde: d_e – je ekvivalentní průměr [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Parametry spalin uvedené v následující tabulce jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,vk} = 715,878\,°C$. Tyto parametry nám slouží pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	83,365 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	115,176· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,608	-

Tab. 13: Hodnoty součinitelů v oblasti vratné komory

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot š_{ro} \cdot l_{III}}{2 \cdot (š_{ro} + l_{III})} = \frac{4 \cdot 3,51 \cdot 3,33}{2 \cdot (3,51 + 3,33)} = 3,42\, m \tag{10.4}$$

10.1.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA SÁLÁNÍM

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,vk}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,vk}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,vk}} \right)} \tag{10.5}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,391 \cdot 989,028^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{581,15}{989,028} \right)^4}{1 - \left(\frac{581,15}{989,028} \right)} = 41,437\, W / m^2 K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,496} = 0,391 \tag{10.6}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 1,487 \cdot 0,101 \cdot 3,302 = 0,496 \tag{10.7}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,vk}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \tag{10.8}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 3,302}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{989,028}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,487$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{33,243}{36,238} = 3,302\ m \tag{10.9}$$

Kde: V – je objem sálající vrstvy [m^3]
F_{st} – je celkový povrch stěn sálající vrstvy [m^2]

Objem sálající vrstvy

$$V = \check{s}_{ro} \cdot l_{III} \cdot d + \left(\frac{\check{s}_{ro} \cdot l_{III} \cdot \sqrt{c^2 - d^2}}{2} \right) \tag{10.10}$$

$$V = 3,51 \cdot 3,33 \cdot 4 + \left(\frac{3,51 \cdot 3,33 \cdot \sqrt{4,62^2 - 4^2}}{2} \right) = 33,243\ m^3$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 1,6 \cdot \left[d \cdot l_{III} - \left(\frac{d \cdot \sqrt{c^2 - d^2}}{2} \right) \right] + c \cdot \check{s}_{ro} + \check{s}_{ro} \cdot l_{III} \tag{10.11}$$

$$F_{st} = 1,6 \cdot \left[4 \cdot 3,33 - \left(\frac{4 \cdot \sqrt{4,62^2 - 4^2}}{2} \right) \right] + 4,62 \cdot 3,51 + 3,51 \cdot 3,33$$

$$F_{st} = 36,238\ m^2$$

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308\,°C \tag{10.12}$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 303 + 273{,}15 = 581{,}15\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem nečistot na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

10.1.3 CELKOVÝ SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 41{,}437 + 4{,}544 = 45{,}981\,W/m^2K \tag{10.13}$$

10.1.4 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA

$$k = \frac{\alpha_1}{1+\varepsilon\cdot\alpha_1} = \frac{45{,}981}{1+0{,}006\cdot 45{,}981} = 36{,}039\,W/m^2K \tag{10.14}$$

10.1.5 URČENÍ SKUTEČNÉ TEPLOTY NA VÝSTUPU Z VRATNÉ KOMORY

Teplo odebrané ve vratné komoře

$$Q_{vk} = k\cdot S\cdot\Delta t\cdot 10^{-3} = 36{,}039\cdot 24{,}550\cdot 457{,}775\cdot 10^{-3} = 405{,}007\ kW \tag{10.15}$$

Teplosměnná plocha vratné komory

$$S = F_{st} - \check{s}_{ro}\cdot l_{III} = 36{,}238 - 3{,}51\cdot 3{,}33 = 24{,}550\ m^2 \tag{10.16}$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{469{,}755 - 446}{\ln\frac{469{,}755}{446}} = 457{,}775\,°C \tag{10.17}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,vk} - t_{vyp} = 727{,}755 - 258 = 469{,}755\,°C$$
$$\Delta t_2 = t_{out,vk} - t_{vyp} = 704 - 258 = 446\,°C$$

Teplo vstupující do vratné komory

$$Q_{vk,in} = Q_{II,out} = 11623{,}903\ kW \tag{10.18}$$

Teplo spalin na výstupu z vratné komory

$$Q_{vk,out} = Q_{vk,in} - Q_{vk} = 11623{,}903 - 405{,}007 = 11218{,}896\ kW \tag{10.19}$$

Entalpie spalin na výstupu z vratné komory

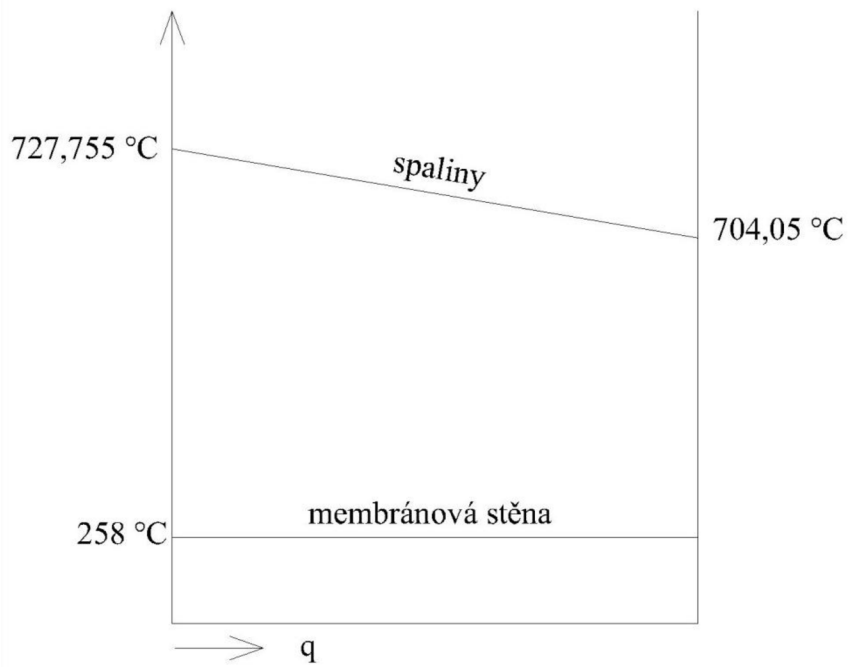
$$I_{vk,out} = \frac{Q_{vk,out}}{M_{pv}} = \frac{11218{,}896}{1{,}56} = 7191{,}6\ kJ/kg \tag{10.20}$$

Skutečná teplota na výstupu z vratné komory

Díky entalpii na výstupu $I_{vk,out} = 7191,6\ kJ/kg$ zjistíme interpolací z tab. 6 hodnotu skutečné teploty na výstupu z vratné komory $t_{out,vk}$.

Oproti zvolené teplotě spalin na výstupu z vratné komory $t_{out,vk} = 704\ °C$ se skutečná teplota na výstupu z vratné komory $t_{vk,out}^{skut} = 704,05\ °C$ liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

10.1.6 TEPLOTNÍ SPÁD VE VRATNÉ KOMOŘE



Obr. 13: Teplotní spád ve vratné komoře

10.2 OBLAST 1

Tato oblast je tvořena membránovými stěnami výparníku, přehřívákem P3 a závěsnými trubkami, kterých je tento přehřívák zavěšen.

Rychlost proudu spalin v oblasti 1

$$w_{sp,1} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \cdot \frac{t_{stř,1} + 273,15}{273,15} \tag{10.21}$$

$$w_{sp,1} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33 - 17 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} \cdot \frac{649,025 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp,1} = 3,776\ m/s$$

Kde: l_{III} – je délka třetího tahu kotle

n_{sm} – je počet smyček přehříváku P3

$D_{tr,P3}$ – je vnější průměr trubky přehříváku P3 [m]

$l_{tr,P3}$ – je délka trubky přehříváku P3 [m]

n_{zt} – je počet závěsných trubek

D_{zt} – je vnější průměr závěsné trubky [m]

Střední teplota v oblasti 1

$$t_{stř,1} = \frac{t_{in,1} + t_{out,1}}{2} = \frac{704,05 + 594}{2} = 649,025\ °C \tag{10.22}$$

Kde: $t_{in,1}$ – je teplota spalin na vstupu do oblasti 1

$t_{out,1}$ – je zvolená teplota na výstupu z oblasti 1

10.2.1 MEMBRÁNOVÁ STĚNA

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,1} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.23}$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{77,667 \cdot 10^{-3}}{0,3} \cdot \left(\frac{3,776 \cdot 0,3}{102,621 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,615^{0,4} = 8,410\ W/m^2K$$

Kde: d_e – je ekvivalentní průměr [m]

λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 14 obsahuje parametry spalin nutné pro předchozí výpočet, tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,1} = 649{,}025\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$77{,}667 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$102{,}621 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,615	-

Tab. 14: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 1

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot \left(\check{s}_{ro} + l_{III} \right) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt} + 2 \cdot n_{sm} \cdot \left(D_{tr,P3} + l_{tr,P3} \right)} \tag{10.24}$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(3{,}51 \cdot 3{,}33 - 17 \cdot 0{,}038 \cdot 3{,}18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (3{,}51 + 3{,}33) + 34 \cdot \pi \cdot 0{,}0445 + 2 \cdot 17 \cdot (0{,}038 + 3{,}18)}$$

$$d_e = 0{,}3\,m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,1}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,1}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,1}} \right)} \tag{10.25}$$

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}168 \cdot 922{,}175^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{581{,}15}{922{,}175} \right)^4}{1 - \left(\frac{581{,}15}{9227{,}175} \right)} = 15{,}378\,W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0{,}8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}184} = 0{,}168 \tag{10.26}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 4{,}942 \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}368 = 0{,}184 \tag{10.27}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,1}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \tag{10.28}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,368}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{922,175}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,942$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

Účinná tloušťka sálavé vrstvy je v celé oblasti 1 konstantní. Využijeme ji tedy i pro výpočet následujících výhřevných ploch oblasti 1.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P3} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P3}^2} - 1 \right) \tag{10.29}$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,067}{0,038^2} - 1 \right) = 0,368\ m$$

Kde: s_1 – je příčná rozteč svazku trubek přehříváku P3

s_2 – je podélná rozteč svazku trubek přehříváku P3

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308\ °C \tag{10.30}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 15,378 + 8,410 = 23,788\ W / m^2 K \tag{10.31}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{23,788}{1 + 0,006 \cdot 23,788} = 20,817\ W / m^2 K \tag{10.32}$$

Teplo odebrané membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 20,817 \cdot 30,37 \cdot 388,43 \cdot 10^{-3} = 245,569\ kW \tag{10.33}$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot h_1 \cdot \left(\check{s}_{ro} + l_{III}\right) = 2 \cdot 2,22 \cdot \left(3,51 + 3,33\right) = 27,634\, m^2 \tag{10.34}$$

Kde: h_1 – je výška oblasti 1 [m]

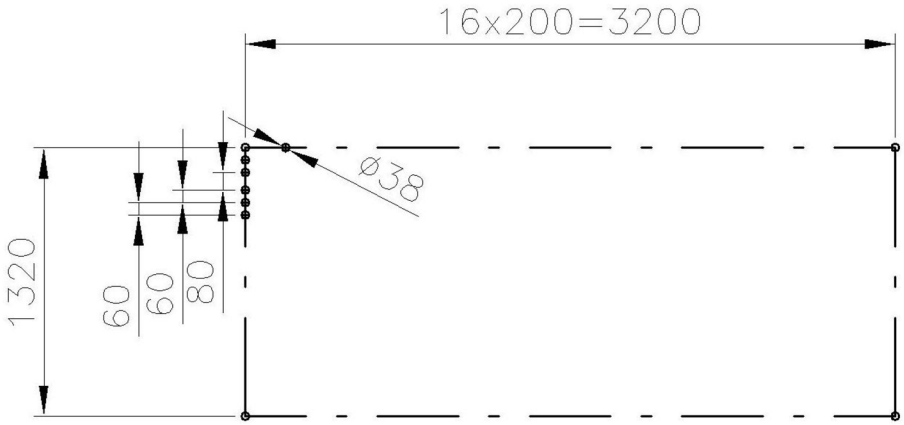
Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{446,05 - 336}{\ln \frac{446,05}{336}} = 388,43\, °C \tag{10.35}$$

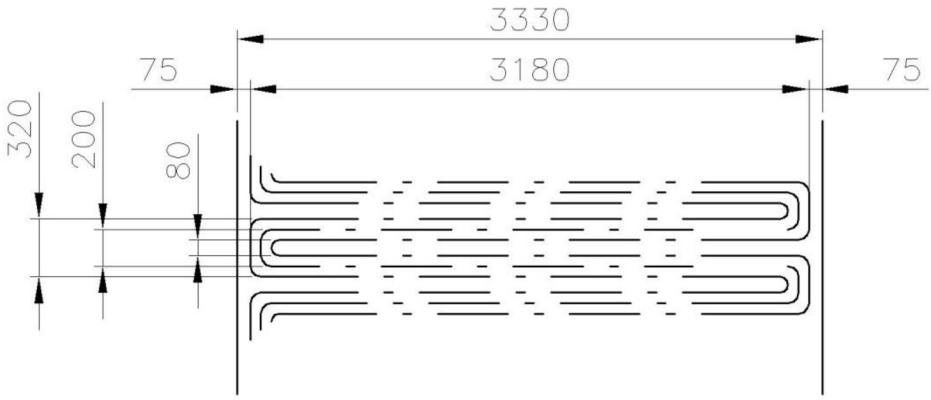
$$\Delta t_1 = t_{in,1} - t_{vyp} = 704,05 - 258 = 446,05\, °C$$
$$\Delta t_2 = t_{out,1} - t_{vyp} = 594 - 258 = 336\, °C$$

10.2.2 PŘEHŘÍVÁK P3

Přehřívák P3 je tvořen trubkovým svazkem, jenž je řešen jako trojhad. Počet řad tohoto přehříváku je 8. Po šířce kotle je umístěno 17 smyček. Trubky mají vnější průměr 38 mm a tloušťku stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 200 mm z důvodu snížení zanášení trubkových svazků částicemi popílku, které jsou unášeny proudem spalin.



Obr. 14: Konstrukční řešení přehříváku P3



Obr. 15: Rozměry přehříváku P3

Parametry přehříváku P3 na výstupu

Tlak páry na výstupu: $p_{P3,out} = 4,2\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{P3,out} = 425\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,out} = 0,072939\ m^3 / kg$

Parametry přehříváku P3 na vstupu

Tlak páry na vstupu: $p_{P3,in} = 4,3\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{P3,in} = 363\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,in} = 0,063171\ m^3 / kg$

Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P3,in} + p_{P3,out}}{2} = \frac{4,3+4,2}{2} = 4,25\ MPa \tag{10.36}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,063171+0,072939}{2} = 0,068055\ m^3 / kg \tag{10.37}$$

Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P3,in} + t_{P3,out}}{2} = \frac{363+425}{2} = 394\ °C \tag{10.38}$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,722 \cdot 0,068055}{0,036} = 18,363\ m / s \tag{10.39}$$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P3}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 17 \cdot 3 = 0,036\ m^2 \tag{10.40}$$

Kde: d_{P3} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P3 [m]

p_h – je počet hadů přehříváku P3

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.41}$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{58,867 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left(\frac{18,363 \cdot 0,03}{16,757 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,009^{0,4} = 1173,829\ W / m^2 K$$

Kde: d_{in} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P3 [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Následující tabulka obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry $t_{p,stř} = 394\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	58,867 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	16,757· 10^{-7}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	1,009	-

Tab. 15: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P3}} \cdot \left(\frac{w_{sp,1} \cdot D_{tr,P3}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \tag{10.42}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 0,989 \cdot \frac{77,667 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{3,776 \cdot 0,038}{102,621 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,615^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 37,590\, W / m^2 K$$

V následující tabulce jsou uvedeny parametry spalin, které nám slouží k výpočtu součinitele přestupu tepla, rovnice (10.42). Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,1} = 649,025\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	77,667 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	102,621· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,615	-

Tab. 16: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1

Opravný koeficient na počet podélných řad

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (8 - 2) = 0,985 \tag{10.43}$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \tag{10.44}$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,754}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,989$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P2}} = \frac{200}{38} = 5,263 \tag{10.45}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P1}} = \frac{67}{38} = 1,754 \tag{10.46}$$

V případě, že $\sigma_1 > 3$ a $\sigma_2 < 2$ volíme $\sigma_1 = 3$.

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,1}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)^4}{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)} \tag{10.47}$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,168 \cdot 922,175^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{702,15}{922,175}\right)^4}{1-\left(\frac{702,15}{922,175}\right)} = 18,787\ W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,184} = 0,168 \tag{10.48}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 4,942 \cdot 0,101 \cdot 0,368 = 0,184 \tag{10.49}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8+16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,1}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{10.50}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8+16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,368}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{922,175}{1000}\right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,942$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} a p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + \Delta t = 394 + 35 = 429\,°C \tag{10.51}$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 429 + 273{,}15 = 702{,}15\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s,sp} + \alpha_{k,sp} = 18{,}787 + 37{,}590 = 56{,}378\ W/m^2K \tag{10.52}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{56{,}378} + \frac{1}{1173{,}829} + 0{,}006} = 40{,}668\ W/m^2K \tag{10.53}$$

Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{341{,}05 - 169}{\ln \frac{341{,}05}{169}} = 245{,}04\,°C \tag{10.54}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,1} - t_{P3,in} = 704{,}05 - 363 = 341{,}05\,°C$$

$$\Delta t_2 = t_{out,1} - t_{P3,out} = 594 - 425 = 169\,°C$$

Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P3

$$S_{P3,navrh} = \frac{Q_{P3,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} == \frac{1458{,}3}{40{,}668 \cdot 245{,}04 \cdot 10^{-3}} = 146{,}338\ m^2 \tag{10.55}$$

Kde: $Q_{P3,navrh}$ – je navrhovaný výkon přehříváku P3 [kW]

Počet podélných řad přehříváku P3

$$n_{řad} = \frac{S_{P3,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \tag{10.56}$$

$$n_{řad} = \frac{146{,}338}{\pi \cdot 0{,}038 \cdot 3{,}18 \cdot 3 \cdot 17} = 7{,}56 \Rightarrow volím\ 8\ řad$$

Skutečná plocha přehříváku P3

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{řad} \tag{10.57}$$

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 3 \cdot 17 \cdot 8 = 154,811\, m^2$$

Skutečný výkon přehříváku P3

$$Q_{P3,skut} = k \cdot S_{P3,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 40,668 \cdot 154,811 \cdot 251,379 \cdot 10^{-3} = 1542,727\, kW \tag{10.58}$$

10.2.3 ZÁVĚSNÉ TRUBKY

Parametry závěsných trubek na výstupu

Tlak páry na výstupu: $p_{zt,out} = 4,5\, MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{zt,out} = 263\, °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,out} = 0,044524\, m^3 / kg$

Parametry závěsných trubek na vstupu

Tlak páry na vstupu: $p_{zt,in} = 4,55\, MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{zt,in} = 258\, °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,in} = 0,045147\, m^3 / kg$

Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,55}{2} = 4,525\, MPa \tag{10.59}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,044524 + 0,045147}{2} = 0,044836\, m^3 / kg \tag{10.60}$$

Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P1,in} + t_{P1,out}}{2} = \frac{258 + 263}{2} = 260,5\, °C \tag{10.61}$$

Množství páry v závěsných trubkách v oblasti 1

$$M_{p,zt1} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \tag{10.62}$$

$$M_{p,zt1} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 = 9,041\, kg / s$$

Rychlost páry v závěsných trubkách v oblasti 1

$$wp,zt = \frac{M_{p,zt1} \cdot v_{p,stř}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} = \frac{9,041 \cdot 0,044836}{\frac{\pi \cdot 0,319^2}{4} \cdot 34} = 14,926\, m/s \tag{10.63}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.64}$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{54,204 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left(\frac{14,926 \cdot 0,0319}{80,273 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,445^{0,4} = 1881,252\, W/m^2K$$

Kde: d_{in} – je vnitřní průměr závěsné trubky [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Parametry v následující tabulce jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry $t_{p,stř} = 260,5\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	54,204 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	80,273· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	1,445	-

Tab. 17: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp,1} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.65}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{777,667 \cdot 10^{-3}}{0,045} \cdot \left(\frac{3,776 \cdot 0,045}{102,621 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,615^{0,4} = 12,317\, W/m^2K$$

Kde: D_{zt} – je vnější průměr závěsných trubek [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 18 obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,1} = 649,025\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$77,667 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$102,621 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,615	-

Tab. 18: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,1}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)^4}{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)} \tag{10.66}$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,168 \cdot 922,175^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{561,25}{922,175}\right)^4}{1-\left(\frac{561,25}{922,175}\right)} = 14,884\, W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,184} = 0,168 \tag{10.67}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 4,942 \cdot 0,101 \cdot 0,368 = 0,184 \tag{10.68}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8+16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,1}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{10.69}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8+16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,368}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{922,175}{1000}\right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,942$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} a p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + (15 + 2 \cdot t_{zt}) = 260,5 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 288,1\,°C \tag{10.70}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 288,1 + 273,15 = 561,25\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

t_{zt} – je tloušťka stěny závěsné trubky [mm]

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} = 12,317 + 14,884 = 27,201\,W/m^2K \tag{10.71}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{27,201} + \frac{1}{1881,252} + 0,003} = 24,817\,W/m^2K \tag{10.72}$$

Teplo odebrané závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 24,817 \cdot 10,547 \cdot 386,147 \cdot 10^{-3} = 101,070\,kW \tag{10.73}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_1 \cdot n_{zt} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,22 \cdot 34 = 10,547\,m^2 \tag{10.74}$$

Kde: h_1 – je výška oblasti 1 [m]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{441,05 - 336}{\ln \frac{441,05}{336}} = 391,604\,°C \tag{10.75}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,1} - t_{zt,out} = 704,05 - 263 = 441,05\,°C$$
$$\Delta t_2 = t_{out,1} - t_{zt,in} = 594 - 258 = 336\,°C$$

10.2.4 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI 1

Teplo odebrané spalinám v oblasti 1

$$Q_1 = Q_{ms} + Q_{P3,skut} + Q_{zt} = 245,569 + 1542,727 + 101,070 = 1889,366\,kW \tag{10.76}$$

Teplo spalin na vstupu do oblasti 1

$$Q_{1,in} = Q_{vk,out} = 11218,896\,kW \tag{10.77}$$

Teplo spalin na výstupu z oblasti 1

$$Q_{1,out} = Q_{1,in} - Q_1 = 11218,896 - 1889,366 = 9329,53\ kW \tag{10.78}$$

Entalpie spalin na výstupu z oblasti 1

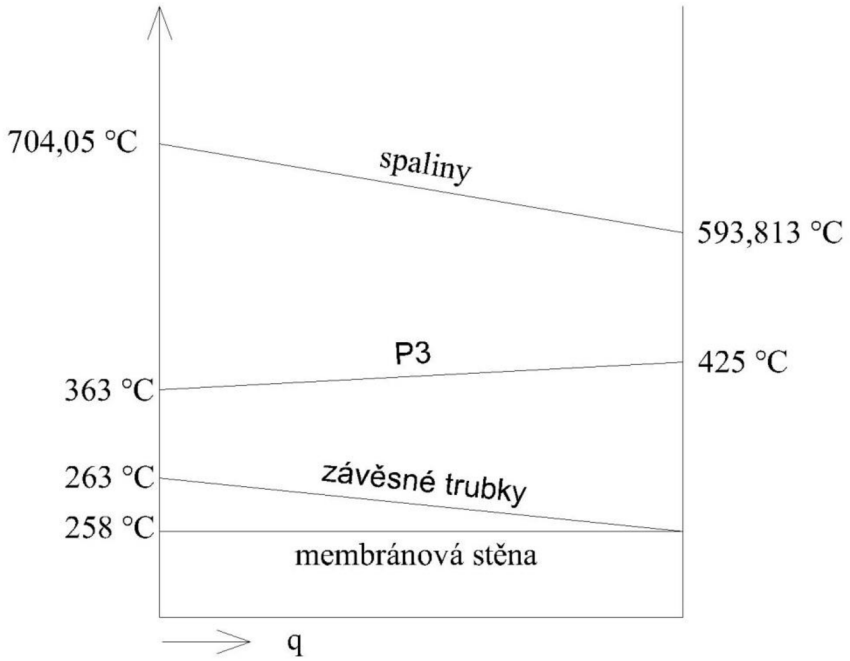
$$I_{1,out} = \frac{Q_{1,out}}{M_{pv}} = \frac{9329,53}{1,56} = 5980,468\ kJ/kg \tag{10.79}$$

Skutečná teplota na výstupu z oblasti 1

Díky entalpii na výstupu $I_{1,out} = 5980,468\ kJ/kg$ můžeme jednoduše pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 1 a porovnat ji se zvolenou teplotou $t_{out,1}$.

Skutečná teplota na výstupu z oblasti 1 je $t_{1,out}^{skut} = 593,813\,°C$, což se od zvolené teploty $t_{out,1} = 594\,°C$ liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

10.2.5 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI 1



Obr. 16: Teplotní spád v oblasti 1

10.3 OBLAST 2

Následující výpočet je podobný výpočtu předchozímu. Stejně jako oblast 1 je i tato oblast tvořena membránovými stěnami výparníku, je zde umístěn přehřívák P2, který je zavěšený na závěsných trubkách.

Rychlost proudu spalin v oblasti 2

$$w_{sp,2} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \cdot \frac{t_{stř,2} + 273,15}{273,15} \tag{10.80}$$

$$w_{sp,2} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33 - 33 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} \cdot \frac{535,156 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp,2} = 4,146\, m/s$$

Kde: l_{III} – je délka třetího tahu kotle
n_{sm} – je počet smyček přehříváku P2
$D_{tr,P2}$ – je vnější průměr trubky přehříváku P2 [m]
$l_{tr,P2}$ – je délka trubky přehříváku P2 [m]
n_{zt} – je počet závěsných trubek
D_{zt} – je vnější průměr závěsné trubky [m]

Střední teplota v oblasti 2

$$t_{stř,2} = \frac{t_{in,2} + t_{out,2}}{2} = \frac{593,813 + 476,5}{2} = 535,156\,°C \tag{10.81}$$

Kde: $t_{in,2}$ – je teplota spalin na vstupu do oblasti 2
$t_{out,2}$ – je zvolená teplota na výstupu z oblasti 2

10.3.1 MEMBRÁNOVÁ STĚNA

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,2} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.82}$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{68,053 \cdot 10^{-3}}{0,13} \cdot \left(\frac{4,146 \cdot 0,13}{82,382 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,626^{0,4} = 11,229\, W/m^2K$$

Kde: d_e – je ekvivalentní průměr [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 19 obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,1} = 535,156\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$68,053 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$82,382 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,626	-

Tab. 19: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 2

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot \left(\check{s}_{ro} + l_{III} \right) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt} + 2 \cdot n_{sm} \cdot \left(D_{tr,P2} + l_{tr,P2} \right)} \tag{10.83}$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(3,51 \cdot 3,33 - 33 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (3,51 + 3,33) + 34 \cdot \pi \cdot 0,0445 + 2 \cdot 33 \cdot (0,038 + 3,18)}$$

$$d_e = 0,13\,m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,2}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,2}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,2}} \right)} \tag{10.84}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,128 \cdot 808,306^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{581,15}{808,306} \right)^4}{1 - \left(\frac{581,15}{808,306} \right)} = 9,037\,W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,137} = 0,128 \tag{10.85}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 7,657 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,137 \tag{10.86}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \tag{10.87}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{808,306}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,657$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

Účinná tloušťka sálavé vrstvy je v celé oblasti 2 konstantní. Využijeme ji tedy i pro výpočet následujících výhřevných ploch oblasti 2.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P2} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P2}^2} - 1 \right) \tag{10.88}$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,07}{0,038^2} - 1 \right) = 0,177\ m$$

Kde: s_1 – je příčná rozteč svazku trubek přehříváku P2

s_2 – je podélná rozteč svazku trubek přehříváku P2

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308\ °C \tag{10.89}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 9,037 + 11,229 = 20,266\ W / m^2 K \tag{10.90}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{20,266}{1 + 0,006 \cdot 20,266} = 18,069\ W / m^2 K \tag{10.91}$$

Teplo odebrané membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 18,069 \cdot 27,634 \cdot 272,968 \cdot 10^{-3} = 136,294\ kW \tag{10.92}$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot h_2 \cdot \left(\check{s}_{ro} + l_{III}\right) = 2 \cdot 2{,}02 \cdot \left(3{,}51 + 3{,}33\right) = 27{,}634\, m^2 \tag{10.93}$$

Kde: h_2 – je výška oblasti 2 [m]

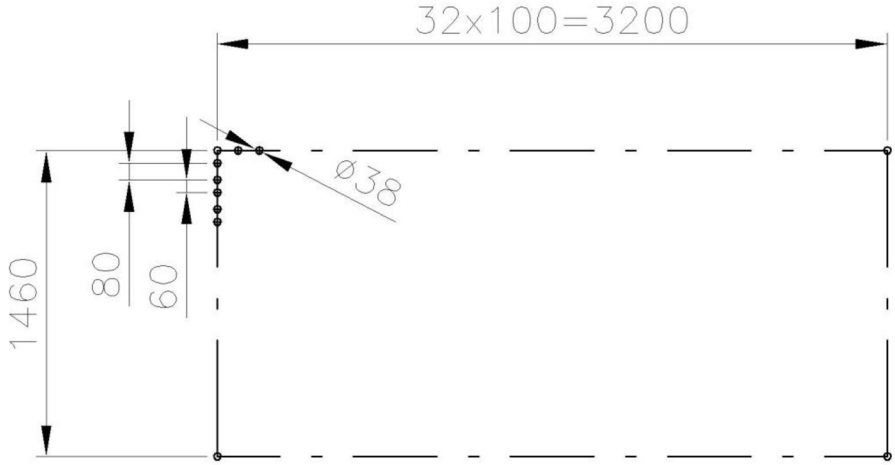
Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{335{,}813 - 218{,}5}{\ln \frac{335{,}813}{218{,}5}} = 272{,}968\, °C \tag{10.94}$$

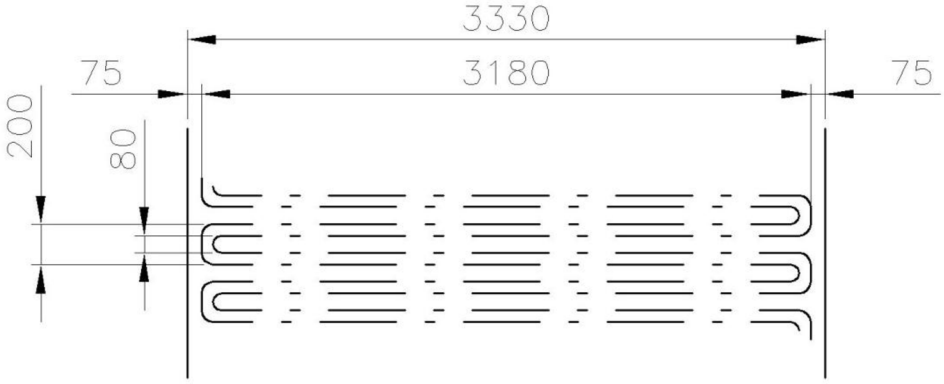
$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{vyp} = 593{,}813 - 258 = 335{,}813\, °C$$
$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{vyp} = 476{,}5 - 258 = 218{,}5\, °C$$

10.3.2 PŘEHŘÍVÁK P2

Přehřívák P2 je tvořen trubkovým svazkem, oproti přehříváku P3 je řešen jako dvojhad. Počet řad tohoto přehříváku je 10. Celkem je tvořen 33 smyčkami s trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 100 mm.



Obr. 17: Konstrukční řešení přehříváku P2



Obr. 18: Rozměry přehříváku P2

Parametry přehříváku P2 na výstupu

Tlak páry na výstupu: $p_{P2,out} = 4,3\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{P2,out} = 396\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,out} = 0,067476\ m^3 / kg$

Parametry přehříváku P2 na vstupu

Tlak páry na vstupu: $p_{P2,in} = 4,4\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{P2,in} = 318\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,in} = 0,061454\ m^3 / kg$

Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P2,in} + p_{P2,out}}{2} = \frac{4,4 + 4,3}{2} = 4,35\ MPa \tag{10.95}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,055432 + 0,067476}{2} = 0,061454\ m^3 / kg \tag{10.96}$$

Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P2,in} + t_{P2,out}}{2} = \frac{318 + 396}{2} = 357\ °C \tag{10.97}$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp,P2} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,43 \cdot 0,061454}{0,048} = 12,063\ m / s \tag{10.98}$$

Průtočné množství přehřívákem P2

$$M_{pp,P2} = M_{pp} - 0,03 \cdot M_{pp} = 9,722 - 0,03 \cdot 9,722 = 9,43\ kg / s \tag{10.99}$$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 33 \cdot 2 = 0,047\ m^2 \tag{10.100}$$

Kde: d_{P2} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]

p_h – je počet hadů přehříváku P2

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.101}$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{55,384 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left(\frac{12,429 \cdot 0,03}{14,157 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,068^{0,4} = 945,809\, W / m^2 K$$

Kde: d_{in} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

V tab. 20 jsou uvedeny parametry páry sloužící pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry $t_{p,stř} = 357\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	55,384 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	14,157· 10^{-7}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	1,068	-

Tab. 20: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P2}} \cdot \left(\frac{w_{sp,2} \cdot D_{tr,P2}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \tag{10.102}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{68,053 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{4,146 \cdot 0,038}{82,382 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,626^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 41,606\, W / m^2 K$$

Součinitelé uvedení v tabulce níže jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,2} = 535,156\,°C$. Tyto parametry jsou potřebné pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí na straně spalin.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	68,053 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	82,382· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,626	-

Tab. 21: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2

Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{řad} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \tag{10.103}$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2} \tag{10.104}$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 2,632 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,842}{2}\right)^3\right]^{-2} = 0,998$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P2}} = \frac{100}{38} = 2,632 \tag{10.105}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P2}} = \frac{70}{38} = 1,842 \tag{10.106}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,2}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,2}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,2}}\right)} \tag{10.107}$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,128 \cdot 808,306^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{665,15}{808,306}\right)^4}{1 - \left(\frac{665,15}{808,306}\right)} = 10,595\, W / m^2 K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,137} = 0,128 \tag{10.108}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 7,657 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,137 \tag{10.109}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,2}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{10.110}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{808,306}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,657$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + \Delta t = 357 + 35 = 392\,°C \tag{10.111}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 392 + 273,15 = 665,15\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s,sp} + \alpha_{k,sp} = 10,595 + 41,606 = 52,202\,W/m^2K \tag{10.112}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{52,202} + \frac{1}{945,809} + 0,005} = 39,661\,W/m^2K \tag{10.113}$$

Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{197,813 - 158,5}{\ln \frac{197,813}{158,5}} = 177,431\,°C \tag{10.114}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{P2,out} = 593,813 - 396 = 197,813\,°C$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{P2,in} = 476,5 - 318 = 158,5\,°C$$

Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P2

$$S_{P2,navrh} = \frac{Q_{P2,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} == \frac{1886,1}{39,661 \cdot 177,431 \cdot 10^{-3}} = 268,024\ m^2 \tag{10.115}$$

Kde: $Q_{P2,navrh}$ – je navrhovaný výkon přehříváku P2 [kW]

Počet příčných řad přehříváku P2

$$n_{řad} = \frac{S_{P2,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \tag{10.116}$$

$$n_{řad} = \frac{268,024}{\pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 2 \cdot 33} = 10,7 \Rightarrow volím\, 10\, řad$$

Skutečná plocha přehříváku P2

$$S_{P2,skut} = \pi \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{řad} \tag{10.117}$$

$$S_{P2,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,182 \cdot 33 \cdot 10 = 250,429\, m^2$$

Skutečný výkon přehříváku P2

$$Q_{P2,skut} = k \cdot S_{P2,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 39,661 \cdot 250,429 \cdot 177,431 \cdot 10^{-3} = 1762,283\, kW \tag{10.118}$$

10.3.3 ZÁVĚSNÉ TRUBKY

Parametry závěsných trubek na výstupu

Tlak páry na výstupu: $p_{zt,out} = 4,5\, MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{zt,out} = 263\, °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,out} = 0,044524\, m^3 / kg$

Parametry závěsných trubek na vstupu

Tlak páry na vstupu: $p_{zt,in} = 4,55\, MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{zt,in} = 258\, °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,in} = 0,045147\, m^3 / kg$

Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,55}{2} = 4,525\, MPa \tag{10.119}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,044524 + 0,045147}{2} = 0,044836\, m^3 / kg \tag{10.120}$$

Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P1,in} + t_{P1,out}}{2} = \frac{258 + 263}{2} = 260,5\, °C \tag{10.121}$$

Množství páry v závěsných trubkách v oblasti 2

$$M_{p,zt2} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \tag{10.122}$$

$$M_{p,zt2} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 = 9,041\, kg/s$$

Rychlost páry v závěsných trubkách v oblasti 2

$$wp,zt = \frac{M_{p,zt2} \cdot v_{p,stř}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} = \frac{9,041 \cdot 0,044836}{\frac{\pi \cdot 0,319^2}{4} \cdot 34} = 14,926\, m/s \tag{10.123}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.124}$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{54,204 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left(\frac{14,926 \cdot 0,0319}{80,273 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,445^{0,4} = 1881,252\, W/m^2K$$

Kde: d_{in} – je vnitřní průměr závěsné trubky [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Tab. 22 obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry $t_{p,stř} = 260,5\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	54,204 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	80,273· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	1,445	-

Tab. 22: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp,1} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.125}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{68,053 \cdot 10^{-3}}{0,045} \cdot \left(\frac{4,146 \cdot 0,045}{82,382 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,626^{0,4} = 13,968\, W/m^2K$$

Kde: D_{zt} – je vnější průměr závěsných trubek [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 23 obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,2} = 535{,}156\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$68{,}053 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$82{,}382 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,626	-

Tab. 23: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,2}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,2}}\right)^4}{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,2}}\right)} \tag{10.126}$$

$$\alpha_{s,sp} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}128 \cdot 808{,}306^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{561{,}25}{808{,}306}\right)^4}{1-\left(\frac{561{,}25}{808{,}306}\right)} = 8{,}703\, W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0{,}8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}137} = 0{,}128 \tag{10.127}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 7{,}657 \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}177 = 0{,}137 \tag{10.128}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{T_{stř,2}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{10.129}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}11}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0239 \cdot 0{,}177}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{808{,}306}{1000}\right) \cdot 0{,}24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7{,}657$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} a p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + (15 + 2 \cdot t_{zt}) = 260,5 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 288,1\,°C \tag{10.130}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 288,1 + 273,15 = 561,25\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

t_{zt} – je tloušťka stěny závěsné trubky [mm]

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} = 13,968 + 8,703 = 22,671\,W/m^2K \tag{10.131}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{22,671} + \frac{1}{1881,252} + 0,003} = 20,990\,W/m^2K \tag{10.132}$$

Teplo odebrané závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 20,990 \cdot 9,597 \cdot 270,786 \cdot 10^{-3} = 54,547\ kW \tag{10.133}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_2 \cdot n_{zt} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,02 \cdot 34 = 9,597\ m^2 \tag{10.134}$$

Kde: h_2 – je výška oblasti 2 [m]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{330,813 - 218,5}{\ln \frac{330,813}{218,5}} = 270,786\,°C \tag{10.135}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{zt,out} = 593,813 - 263 = 330,813\,°C$$
$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{zt,in} = 476,5 - 258 = 218,5\,°C$$

10.3.4 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI 2

Teplo odebrané spalinám v oblasti 2

$$Q_2 = Q_{ms} + Q_{P2,skut} + Q_{zt} = 136,294 + 1762,283 + 54,547 = 1953,123\ kW \tag{10.136}$$

Teplo spalin na vstupu do oblasti 2

$$Q_{2,in} = Q_{1,out} = 9329,530\ kW \tag{10.137}$$

Teplo spalin na výstupu z oblasti 2

$$Q_{2,out} = Q_{2,in} - Q_2 = 9329,530 - 1953,123 = 7376,410 kW \tag{10.138}$$

Entalpie spalin na výstupu z oblasti 2

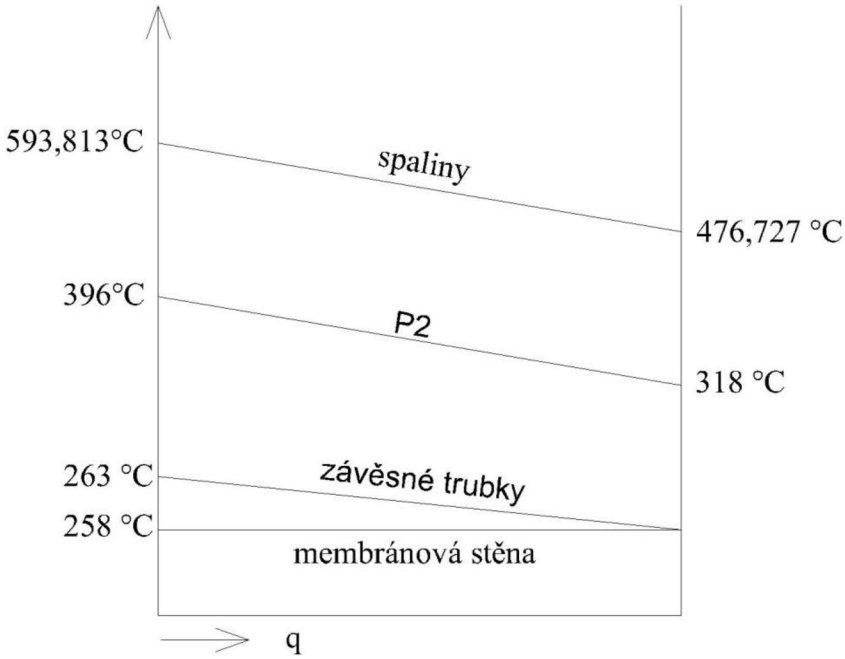
$$I_{2,out} = \frac{Q_{2,out}}{M_{pv}} = \frac{7376,410}{1,56} = 4728,466\ kJ/kg \tag{10.139}$$

Skutečná teplota na výstupu z oblasti 2

Z vypočtené entalpie na výstupu $I_{2,out} = 4728,466\ kJ/kg$ můžeme pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 2 a porovnat ji se zvolenou teplotou a určit správnost výsledku.

Skutečná teplota na výstupu z oblasti 2 je tedy $t_{2,out}^{skut} = 476,727\ °C$, což se od zvolené teploty $t_{out,2} = 476,5\ °C$ liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

10.3.5 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI 2



Obr. 19: Teplotní spád v oblasti 2

10.4 OBLAST 3

Oblast 3 je tvořena membránovými stěnami výparníku, závěsnými trubkami a částí přehříváku P1. Druhá část přehříváku P1 je z důvodu velikosti umístěna v další části kotle.

Rychlost proudu spalin v oblasti 3

$$w_{sp,3} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P1b} \cdot l_{tr,P1b} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \cdot \frac{t_{stř,3} + 273,15}{273,15} \tag{10.140}$$

$$w_{sp,3} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33 - 33 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} \cdot \frac{437,863 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp,3} = 3,647\ m/s$$

Kde: l_{III} – je délka třetího tahu kotle

n_{sm} – je počet smyček přehříváku P1b

$D_{tr,P1b}$ – je vnější průměr trubky přehříváku P1b [m]

$l_{tr,P1b}$ – je délka trubky přehříváku P1b [m]

n_{zt} – je počet závěsných trubek

D_{zt} – je vnější průměr závěsné trubky [m]

Střední teplota v oblasti 3

$$t_{stř,3} = \frac{t_{in,3} + t_{out,3}}{2} = \frac{476,727 + 399}{2} = 437,863\ °C \tag{10.141}$$

Kde: $t_{in,3}$ – je teplota spalin na vstupu do oblasti 3

$t_{out,3}$ – je zvolená teplota na výstupu z oblasti 3

10.4.1 MEMBRÁNOVÁ STĚNA

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,3} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.142}$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{59,818 \cdot 10^{-3}}{0,13} \cdot \left(\frac{3,647 \cdot 0,13}{66,420 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,636^{0,4} = 10,648\ W/m^2K$$

Kde: d_e – je ekvivalentní průměr [m]

λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

V tab. 24 jsou uvedeny parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,1} = 437,863\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	59,818· 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	66,420· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,636	-

Tab. 24: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 3

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4\cdot\left(\check{s}_{ro}\cdot l_{III} - n_{sm}\cdot D_{tr,P1b}\cdot l_{tr,P1b} - n_{zt}\cdot\frac{\pi\cdot d_{zt}^2}{4}\right)}{2\cdot\left(\check{s}_{ro}+l_{III}\right)+n_{zt}\cdot\pi\cdot d_{zt}+2\cdot n_{sm}\cdot\left(D_{tr,P1b}+l_{tr,P1b}\right)} \tag{10.143}$$

$$d_e = \frac{4\cdot\left(3,51\cdot 3,33 - 33\cdot 0,038\cdot 3,18 - 34\cdot\frac{\pi\cdot 0,0445^2}{4}\right)}{2\cdot\left(3,51+3,33\right)+34\cdot\pi\cdot 0,0445+2\cdot 33\cdot\left(0,038+3,18\right)}$$

$$d_e = 0,13\,m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7\cdot 10^{-8}\cdot\frac{a_{st}+1}{2}\cdot a\cdot T_{stř,3}^3\cdot\frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)^4}{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)} \tag{10.144}$$

$$\alpha_s = 5,7\cdot 10^{-8}\cdot\frac{0,8+1}{2}\cdot 0,134\cdot 711,013^3\cdot\frac{1-\left(\frac{581,15}{711,013}\right)^4}{1-\left(\frac{581,15}{711,013}\right)} = 7,492\,W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k\cdot p\cdot s} = 1 - e^{-0,144} = 0,134 \tag{10.145}$$

Optická hustota

$$k\cdot p\cdot s = (k_{sp}\cdot r_{sp})\cdot p\cdot s = 8,050\cdot 0,101\cdot 0,177 = 0,144 \tag{10.146}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \tag{10.147}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{711,013}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,050$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

Účinná tloušťka sálavé vrstvy je v celé oblasti 2 konstantní. Využijeme ji tedy i pro výpočet následujících výhřevných ploch oblasti 2.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P1b} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P1b}^2} - 1 \right) \tag{10.148}$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,07}{0,038^2} - 1 \right) = 0,177\ m$$

Kde: s_1 – je příčná rozteč svazku trubek přehříváku P2

s_2 – je podélná rozteč svazku trubek přehříváku P2

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308\ °C \tag{10.149}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 7,492 + 10,648 = 18,140\ W / m^2 K \tag{10.150}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{18,140}{1 + 0,006 \cdot 18,140} = 16,360\ W / m^2 K \tag{10.151}$$

Teplo odebrané membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 16,360 \cdot 27,634 \cdot 177,029 \cdot 10^{-3} = 80,030\ kW \tag{10.152}$$

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot h_3 \cdot \left(\check{s}_{ro} + l_{III}\right) = 2 \cdot 2{,}02 \cdot \left(3{,}51 + 3{,}33\right) = 27{,}634\, m^2 \tag{10.153}$$

Kde: h_3 – je výška oblasti 3 [m]

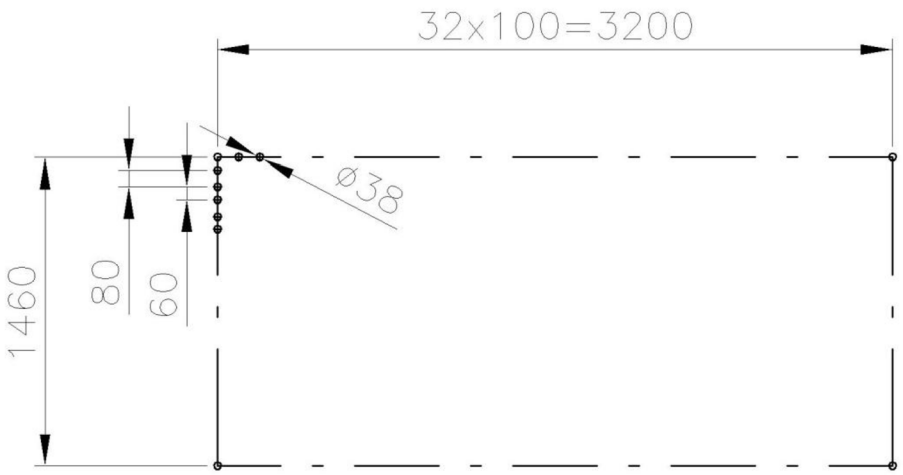
Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{218{,}727 - 141}{\ln \frac{218{,}727}{141}} = 177{,}029\, °C \tag{10.154}$$

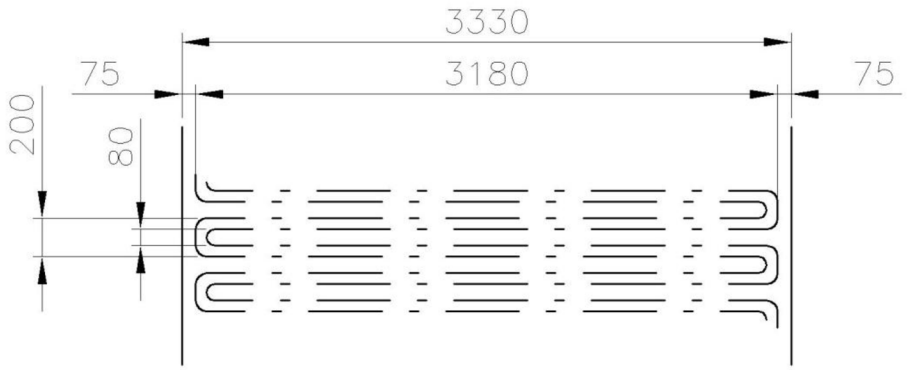
$$\Delta t_1 = t_{in,3} - t_{vyp} = 470{,}166 - 258 = 212{,}166\, °C$$
$$\Delta t_2 = t_{out,3} - t_{vyp} = 388{,}5 - 258 = 130{,}5\, °C$$

10.4.2 PŘEHŘÍVÁK P1B

První část přehřívák P1b je tvořen trubkovým svazkem, jenž je řešen jako dvojhad. Počet řad tohoto přehříváku je 10. Celkem je tvořen 33 smyčkami s trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 100 mm.



Obr. 20: Konstrukční řešení přehříváku P1b



Obr. 21: Rozměry přehříváku P1b

Parametry přehříváku P1b na výstupu

Tlak páry na výstupu: $p_{P1b,out} = 4,4\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{P1b,out} = 346\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,out} = 0,059347\ m^3 / kg$

Parametry přehříváku P1b na vstupu

Tlak páry na vstupu: $p_{P1b,in} = 4,45\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{P1b,in} = 304,5\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,in} = 0,059347\ m^3 / kg$

Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P1b,in} + p_{P1b,out}}{2} = \frac{4,45 + 4,4}{2} = 4,425\ MPa \tag{10.155}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,059347 + 0,059347}{2} = 0,056045\ m^3 / kg \tag{10.156}$$

Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P1b,in} + t_{P1b,out}}{2} = \frac{304,5 + 346}{2} = 325,25\ °C \tag{10.157}$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp,P1b} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,041 \cdot 0,056045}{0,047} = 10,867\ m / s \tag{10.158}$$

Průtočné množství přehřívákem P1b

$$M_{pp,P1b} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 \tag{10.159}$$

$$M_{pp,P1b} = 9,041\ kg / s$$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P1b}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 33 \cdot 2 = 0,047\ m^2 \tag{10.160}$$

Kde: d_{P1b} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P1b [m]

p_h – je počet hadů přehříváku P1b

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.161}$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{53,426 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left(\frac{10,867 \cdot 0,03}{12,007 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,140^{0,4} = 959,685\, W / m^2 K$$

Kde: d_{in} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Následující tabulka obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry $t_{p,stř} = 325,25\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	53,426 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	12,007· 10^{-7}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	1,140	-

Tab. 25: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P1b}} \cdot \left(\frac{w_{sp,3} \cdot D_{tr,P1b}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \tag{10.162}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{59,818 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{3,647 \cdot 0,038}{66,420 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,636^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 38,900\, W / m^2 K$$

Parametry spalin uvedené v tab. 26 nám slouží pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí na straně spalin. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,3} = 429,333\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	59,818 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	66,420· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,636	-

Tab. 26: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3

Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{řad} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \tag{10.163}$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2} \tag{10.164}$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 2,632 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,842}{2}\right)^3\right]^{-2} = 0,998$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P1b}} = \frac{100}{38} = 2,632 \tag{10.165}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P1b}} = \frac{70}{38} = 1,842 \tag{10.166}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,3}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)} \tag{10.167}$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,134 \cdot 711,013^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{633,4}{711,013}\right)^4}{1 - \left(\frac{633,4}{711,013}\right)} = 8,382\, W / m^2 K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,144} = 0,134 \tag{10.168}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 8,050 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,144 \tag{10.169}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,3}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{10.170}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{711,013}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,050$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} *a* p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + \Delta t = 325,25 + 35 = 360,25\,°C \tag{10.171}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 360,25 + 273,15 = 633,4\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s,sp} + \alpha_{k,sp} = 8,382 + 38,900 = 47,281\,W/m^2K \tag{10.172}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{47,281} + \frac{1}{959,685} + 0,002} = 41,336\,W/m^2K \tag{10.173}$$

Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{130,727 - 94,5}{\ln \frac{130,727}{94,5}} = 111,635\,°C \tag{10.174}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,3} - t_{P1b,out} = 476,727 - 346 = 130,727\,°C$$

$$\Delta t_2 = t_{out,3} - t_{P1b,in} = 399 - 304,5 = 94,5\,°C$$

Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P1b

$$S_{P1b,navrh} = \frac{Q_{P1b,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{1146,95}{41,336 \cdot 111,635 \cdot 10^{-3}} = 248,551\,m^2 \tag{10.175}$$

Kde: $Q_{P1b,navrh}$ – je navrhovaný výkon přehříváku P1b [kW]

Počet příčných řad přehříváku P1b

$$n_{řad} = \frac{S_{P1b,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P1b} \cdot l_{tr,P1b} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \tag{10.176}$$

$$n_{řad} = \frac{248,551}{\pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 2 \cdot 33} = 9,93 \Rightarrow volím\, 10\, řad$$

Skutečná plocha přehříváku P1b

$$S_{P1b,skut} = \pi \cdot D_{tr,P1b} \cdot l_{tr,P1b} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{řad} \tag{10.177}$$

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 2 \cdot 33 \cdot 10 = 250,429\ m^2$$

Skutečný výkon přehříváku P1b

$$Q_{P1b,skut} = k \cdot S_{P1b,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 41,336 \cdot 250,429 \cdot 111,635 \cdot 10^{-3} \tag{10.178}$$

$$Q_{P1b,skut} = 1155,615\ kW$$

10.4.3 ZÁVĚSNÉ TRUBKY

Parametry závěsných trubek na výstupu

Tlak páry na výstupu: $p_{zt,out} = 4,5\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{zt,out} = 263\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,out} = 0,044524\ m^3 / kg$

Parametry závěsných trubek na vstupu

Tlak páry na vstupu: $p_{zt,in} = 4,55\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{zt,in} = 258\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,in} = 0,045147\ m^3 / kg$

Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,55}{2} = 4,525\ MPa \tag{10.179}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,044524 + 0,045147}{2} = 0,044836\ m^3 / kg \tag{10.180}$$

Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P1,in} + t_{P1,out}}{2} = \frac{258 + 263}{2} = 260,5\ °C \tag{10.181}$$

Množství páry v závěsných trubkách v oblasti 3

$$M_{p,zt3} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \tag{10.182}$$

$$M_{p,zt3} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 = 9,041\ kg/s$$

Rychlost páry v závěsných trubkách v oblasti 3

$$wp,zt = \frac{M_{p,zt3} \cdot v_{p,stř}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} = \frac{9,041 \cdot 0,044836}{\frac{\pi \cdot 0,319^2}{4} \cdot 34} = 14,926\ m/s \tag{10.183}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.184}$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{54,204 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left(\frac{14,926 \cdot 0,0319}{80,273 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,445^{0,4} = 1881,252\ W/m^2K$$

Kde: d_{in} – je vnitřní průměr závěsné trubky [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Parametry páry uvedeny v následující tabulce jsou potřebné pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí na straně páry. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry $t_{p,stř} = 260,5\ °C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	54,204 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	80,273· 10^{-6}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	1,445	-

Tab. 27: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp,3} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{10.185}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{59,818 \cdot 10^{-3}}{0,045} \cdot \left(\frac{3,647 \cdot 0,045}{66,420 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,636^{0,4} = 13,245\ W/m^2K$$

Kde: D_{zt} – je vnější průměr závěsných trubek [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Následující tabulka obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř,3} = 437{,}863\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$59{,}818 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$66{,}420 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,636	-

Tab. 28: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,3}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)^4}{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)} \tag{10.186}$$

$$\alpha_{s,sp} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}134 \cdot 711{,}013^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{561{,}25}{711{,}013}\right)^4}{1-\left(\frac{561{,}25}{711{,}013}\right)} = 7{,}178\, W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0{,}8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}144} = 0{,}134 \tag{10.187}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 8{,}050 \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}177 = 0{,}144 \tag{10.188}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{T_{stř,3}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{10.189}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}11}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0239 \cdot 0{,}177}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{711{,}013}{1000}\right) \cdot 0{,}24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8{,}050$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} a p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + (15 + 2 \cdot t_{zt}) = 260,5 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 288,1\,°C \tag{10.190}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 288,1 + 273,15 = 561,25\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

t_{zt} – je tloušťka stěny závěsné trubky [mm]

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} = 13,245 + 7,178 = 20,423\ W/m^2K \tag{10.191}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{20,423} + \frac{1}{1881,252} + 0,003} = 19,049\ W/m^2K \tag{10.192}$$

Teplo odebrané závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 19,049 \cdot 9,597 \cdot 174,850 \cdot 10^{-3} = 31,964\ kW \tag{10.193}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_3 \cdot n_{zt} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,02 \cdot 34 = 9,597\ m^2 \tag{10.194}$$

Kde: h_3 – je výška oblasti 3 [m]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{213,727 - 141}{\ln \frac{213,727}{141}} = 174,850\,°C \tag{10.195}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{zt,out} = 476,727 - 263 = 213,727\,°C$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{zt,in} = 399 - 258 = 141\,°C$$

10.4.4 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI 3

Teplo odebrané spalinám v oblasti 3

$$Q_3 = Q_{ms} + Q_{Plb,skut} + Q_{zt} = 80,030 + 1155,615 + 31,964 = 1267,609\ kW \tag{10.196}$$

Teplo spalin na vstupu do oblasti 3

$$Q_{3,in} = Q_{2,out} = 7376,406\ kW \tag{10.197}$$

Teplo spalin na výstupu z oblasti 3

$$Q_{3,out} = Q_{3,in} - Q_3 = 7376,406 - 1267,609 = 6108,80\ kW \tag{10.198}$$

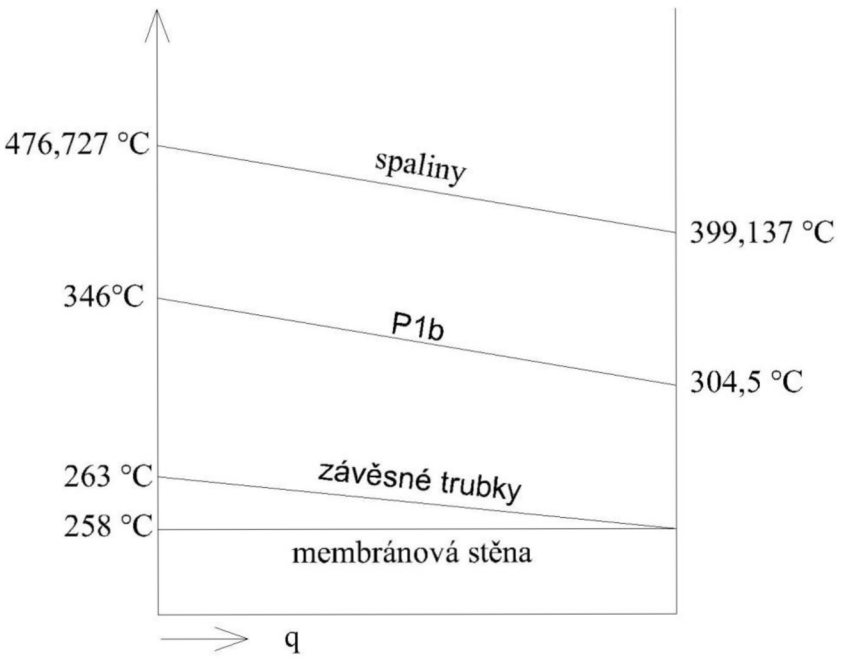
Entalpie spalin na výstupu z oblasti 3

$$I_{3,out} = \frac{Q_{3,out}}{M_{pv}} = \frac{6108,80}{1,56} = 3915,896\ kJ/kg \tag{10.199}$$

Skutečná teplota na výstupu z oblasti 3

Pomocí vypočtené entalpie na výstupu $I_{3,out} = 3915,896\ kJ/kg$ můžeme interpolací z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 3 a porovnat ji se zvolenou teplotou $t_{out,3}$. Skutečná teplota po je $t_{3,out}^{skut} = 399,173\,°C$, která se od zvolené teploty $t_{out,3} = 399\,°C$ liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

10.4.5 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI 3



Obr. 22: Teplotní spád v oblasti 3

10.5 KONTROLA CHLÓROVÉ KOROZE V OBLASTI PŘEHŘÍVÁKŮ PÁRY

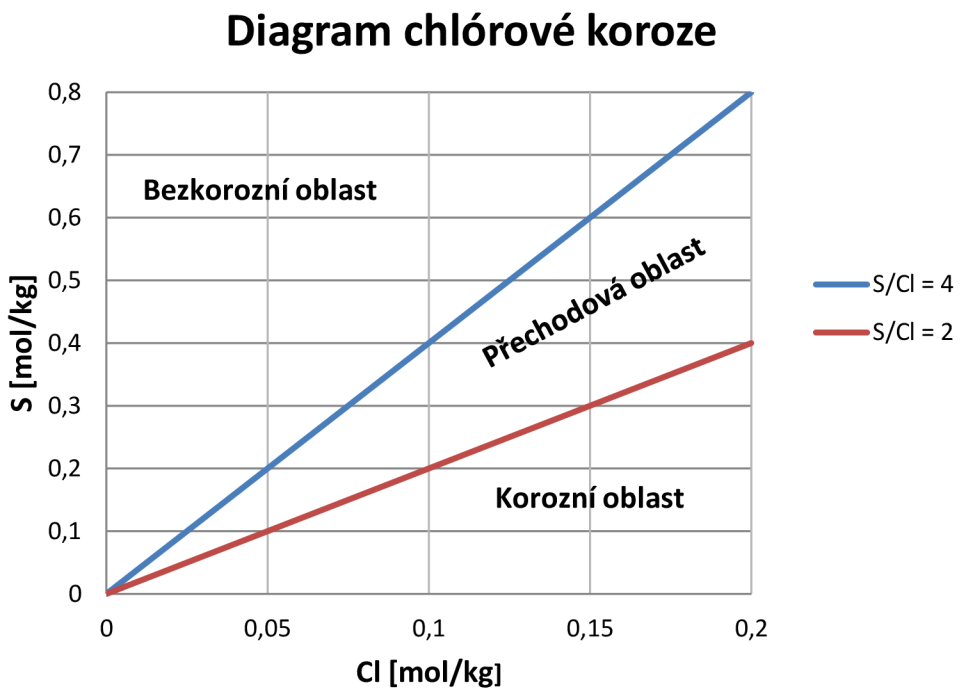
Poměr obsahu síry a chlóru

$$\frac{S}{Cl} = \frac{0,0352}{0,0127} = 2,776 \tag{10.200}$$

$$S = \frac{1}{M_s} \cdot S^r = \frac{1}{32,065} \cdot 1,13 = 0,0352\ mol/kg \tag{10.201}$$

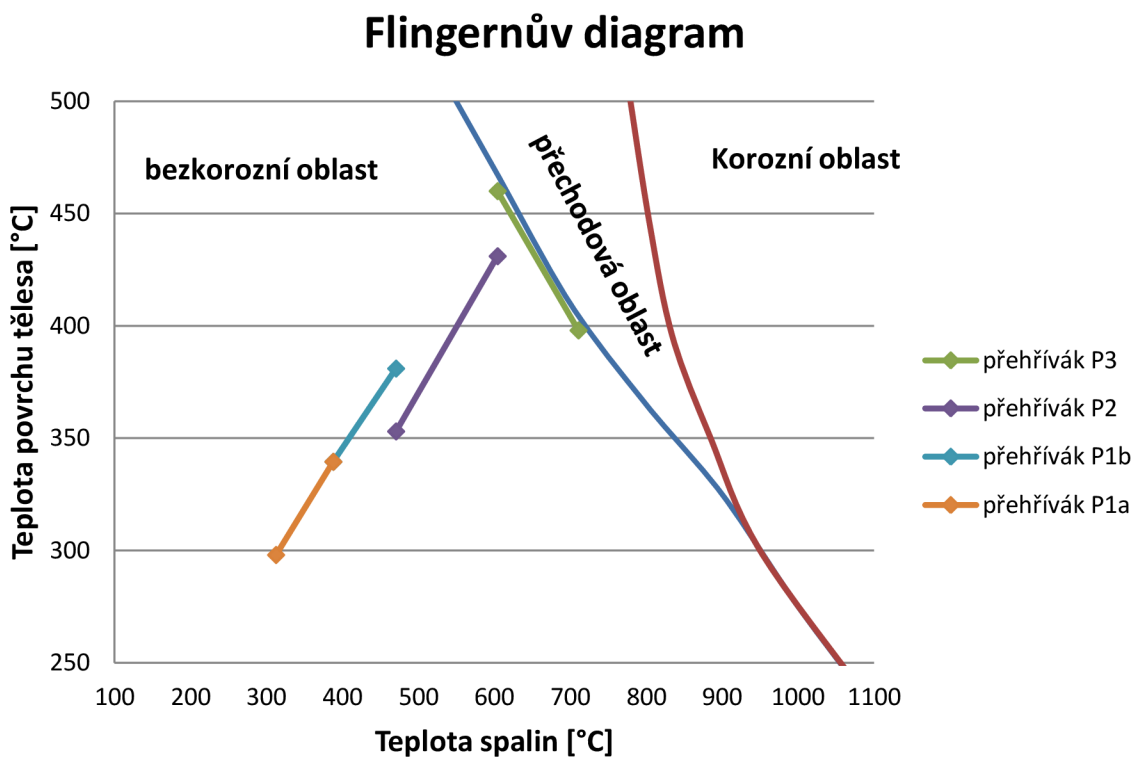
$$Cl = \frac{1}{M_{Cl}} \cdot Cl^r = \frac{1}{35,45} \cdot 0,45 = 0,0127\ mol/kg \tag{10.202}$$

Kde: M_S – je molární hmotnost síry [kg/mol]
M_{Cl} – je molární hmotnost chlóru [kg/mol]



Obr. 23: Diagram chlórové koroze

Na základě (10.200) a obr. 23 je patrné, že se nacházíme v přechodové oblasti. Z tohoto důvodu je nutné využít Flingernův diagram, podle kterého určíme, zda je potřebná antikorozní ochrana.



Obr. 24: Flingernův diagram v oblasti přehříváků

Obr. 24 nám zobrazuje rozložení jednotlivých přehříváků a jejich kontrolu zda nebude docházet ke chlórové korozi. Nejvíce ohrožený je přehřívák P3, který se nachází na hranici bezkorozní a přechodové oblasti. Po zhodnocení všech možných následků navrhuji, aby byl povrch přehříváku P3 opatřen ochranným nátěrem.

11. NÁVRH IV. A V. TAHU

Ve IV. tahu kotle je umístěna další část přehříváku P1 a to část P1a a dále ohřívák vody. IV. tah kotle je tvořen pouze plechovým kanálem. Obě plochy jsou zavěšeny na nechlazených závěsech.

Rychlost proudu spalin v oblasti P1a

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{IV} - n_{sm} \cdot D_{tr,P1a} \cdot l_{tr,P1a}} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \tag{11.1}$$

$$w_{sp} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 2,7 - 33 \cdot 0,038 \cdot 2,55} \cdot \frac{361,819 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 3,967\ m/s$$

Kde: l_{IV} – je délka čtvrtého tahu kotle

n_{sm} – je počet smyček přehříváku P1a

$D_{tr,P1a}$ – je vnější průměr trubky přehříváku P1a [m]

$l_{tr,P1a}$ – je délka trubky přehříváku P1a [m]

Střední teplota v oblasti P1a

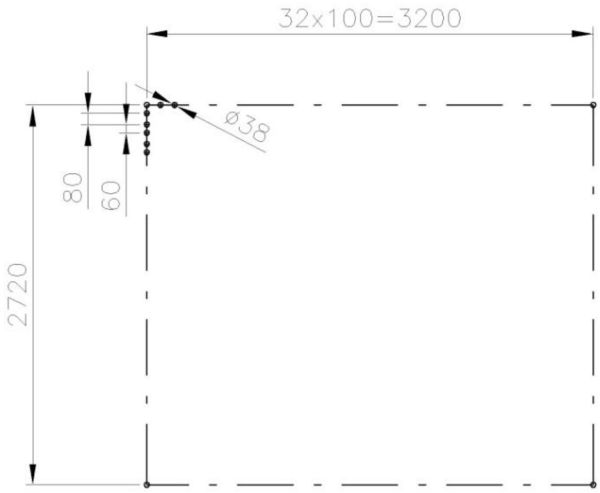
$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} = \frac{399,137 + 324,5}{2} = 361,819\ °C \tag{11.2}$$

Kde: t_{in} – je teplota spalin na vstupu do oblasti P1a

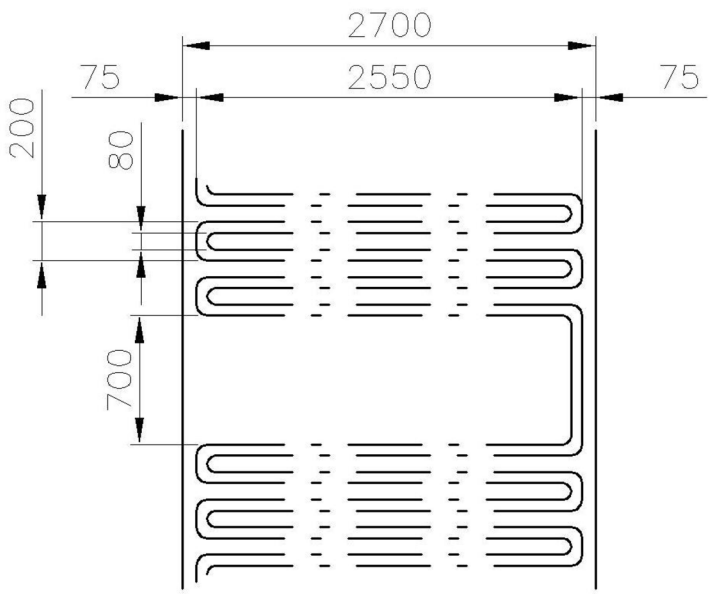
t_{out} – je zvolená teplota na výstupu z oblasti P1a

11.1 PŘEHŘÍVÁK P1A

Přehřívák P1a je z důvodu velikosti rozdělen na dvě části. Je konstrukčně řešen jako dvojhad, počet řad přehříváku je 18 a v šířce tahu je umístěno 33 smyček s trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 100 mm.



Obr. 25: Konstrukční řešení přehříváku P1a



Obr. 26: Rozměry přehříváku P1a

Parametry přehříváku P1a na výstupu

Tlak páry na výstupu: $p_{P1a,out} = 4,45\ MPa$

Teplota páry na výstupu: $t_{P1a,out} = 304,5\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,out} = 0,052743\ m^3 / kg$

Parametry přehříváku P1a na vstupu

Tlak páry na vstupu: $p_{P1a,in} = 4,5\ MPa$

Teplota páry na vstupu: $t_{P1a,in} = 263\ °C$

Měrný objem páry na vstupu: $v_{p,in} = 0,045147\ m^3 / kg$

Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P1a,in} + p_{P1a,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,45}{2} = 4,475\ MPa \tag{11.3}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,045147 + 0,052743}{2} = 0,048945\ m^3 / kg \tag{11.4}$$

Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P1a,in} + t_{P1a,out}}{2} = \frac{263 + 304,5}{2} = 283,75\ °C \tag{11.5}$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp,P1a} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,041 \cdot 0,048945}{0,047} = 9,491\, m/s \tag{11.6}$$

Průtočné množství přehřívákem P1a

$$M_{pp,P1b} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 \tag{11.7}$$

$$M_{pp,P1b} = 9,041\, kg/s$$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P1a}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 33 \cdot 2 = 0,047\, m^2 \tag{11.8}$$

Kde: d_{P1a} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P1a [m]
p_h – je počet hadů přehříváku P1a

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \tag{11.9}$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{64,620 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left(\frac{9,491 \cdot 0,03}{9,309 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,589^{0,4} = 1458,294\, W/m^2 K$$

Kde: d_{in} – je vnitřní průměr trubky přehříváku P1a [m]
λ – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]
ν – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m^2/s]
Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Následující tabulka obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry $t_{p,stř} = 283,75\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	64,620 · 10^{-3}	W/m^{2}K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	9,309· 10^{-7}	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	1,589	-

Tab. 29: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P1a}} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D_{tr,P1a}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \tag{11.10}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{53,335 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{3,967 \cdot 0,038}{54,826 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,644^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 41,674\, W / m^2 K$$

Pro výpočet součinitele přestupu teple je nutné určit potřebné parametry. Parametry jsou uvedeny v následující tabulce a jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř} = 361,819\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$53,335 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$54,826 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,644	-

Tab. 30: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a

Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{řad} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \tag{11.11}$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \tag{11.12}$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 2,632 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,842}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,998$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P1a}} = \frac{100}{38} = 2,632 \tag{11.13}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P1a}} = \frac{70}{38} = 1,842 \tag{11.14}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_{stř}^{3} \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř}}\right)^4}{1-\left(\frac{T_z}{T_{stř}}\right)} \tag{11.15}$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,139 \cdot 634,969^{3} \cdot \frac{1-\left(\frac{591,9}{634,969}\right)^4}{1-\left(\frac{591,9}{634,969}\right)} = 6,581\, W/m^2K$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno $a_{st} = 0,8$ dle [5]
a – je stupeň černosti proudu spalin
T_z – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,150} = 0,139 \tag{11.16}$$

Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 8,357 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,149 \tag{11.17}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8+16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}}{1000}\right) \cdot r_{sp} \tag{11.18}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8+16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{634,969}{1000}\right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,357$$

Veličiny r_{H_2O}, r_{sp} a p_{sp} byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + \Delta t = 283,75 + 35 = 318,75\,°C \tag{11.19}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 318,75 + 273,15 = 591,9\ K$$

Kde: Δt – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s,sp} + \alpha_{k,sp} = 6,581 + 41,674 = 48,255\, W/m^2K \tag{11.20}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{48,255} + \frac{1}{1458,294} + 0,002} = 42,719\, W/m^2K \tag{11.21}$$

Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{94,637 - 61,5}{\ln \frac{94,637}{61,5}} = 76,882\,°C \tag{11.22}$$

$$\Delta t_1 = t_{in} - t_{P1a,out} = 388,701 - 304,5 = 84,201\,°C$$

$$\Delta t_2 = t_{out} - t_{P1a,in} = 314,5 - 263 = 51,5\,°C$$

Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P1a

$$S_{P1a,navrh} = \frac{Q_{P1a,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} == \frac{1146,95}{42,719 \cdot 76,882 \cdot 10^{-3}} = 349,220\, m^2 \tag{11.23}$$

Kde: $Q_{P1a,navrh}$ – je navrhovaný výkon přehříváku P1a [kW]

Počet příčných řad přehříváku P1a

$$n_{řad} = \frac{S_{Pab,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P1a} \cdot l_{tr,P1a} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \tag{11.24}$$

$$n_{řad} = \frac{349,220}{\pi \cdot 0,038 \cdot 2,55 \cdot 2 \cdot 33} = 17,39 \Rightarrow volím\, 18\, řad$$

Skutečná plocha přehříváku P1a

$$S_{P1a,skut} = \pi \cdot D_{tr,P1a} \cdot l_{tr,P1a} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{řad} \tag{11.25}$$

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,55 \cdot 2 \cdot 33 \cdot 18 = 361,468\, m^2$$

Skutečný výkon přehříváku P1a

$$Q_{P1a,skut} = k \cdot S_{P1a,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 42,719 \cdot 361,468 \cdot 76,882 \cdot 10^{-3} \tag{11.26}$$

$$Q_{P1a,skut} = 1187,175\, kW$$

11.1.1 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI P1A

Teplo spalin na vstupu do oblasti P1a

$$Q_{P1a,in} = Q_{P1b,out} = 6108,798\, kW \tag{11.27}$$

Teplo spalin na výstupu z oblasti P1a

$$Q_{P1a,out} = Q_{P1a,in} - Q_{P1a,skut} = 6108,798 - 1187,175 = 4921,62\ kW \tag{11.28}$$

Entalpie spalin na výstupu z oblasti P1a

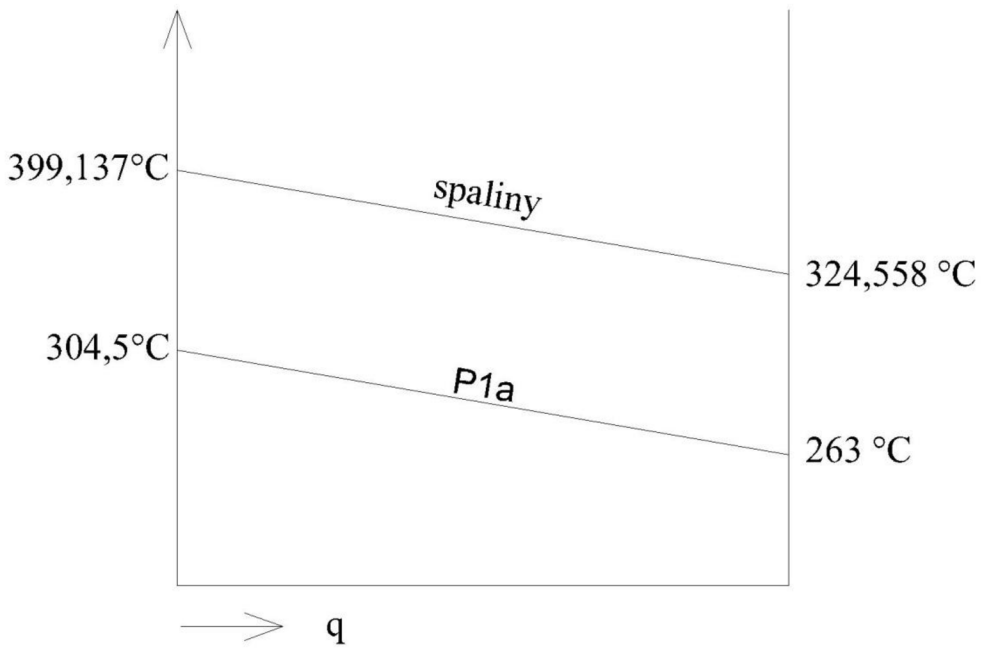
$$I_{P1a,out} = \frac{Q_{P1a,out}}{M_{pv}} = \frac{4921,62}{1,56} = 3154,886\ kJ/kg \tag{11.29}$$

Skutečná teplota na výstupu z oblasti P1a

Entalpie na výstupu $I_{P1a,out} = 3154,886\ kJ/kg$ je potřebná k určení teploty na výstupu. Interpolací z tab. 6 zjistíme hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 3 a poté ji porovnáme se zvolenou teplotou t_{out}.

Skutečná teplota je stanovena $t_{P1a,out}^{skut} = 324,558\ °C$, což se od zvolené teploty $t_{out} = 324,5\ °C$ liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad i výpočet považovat za správný.

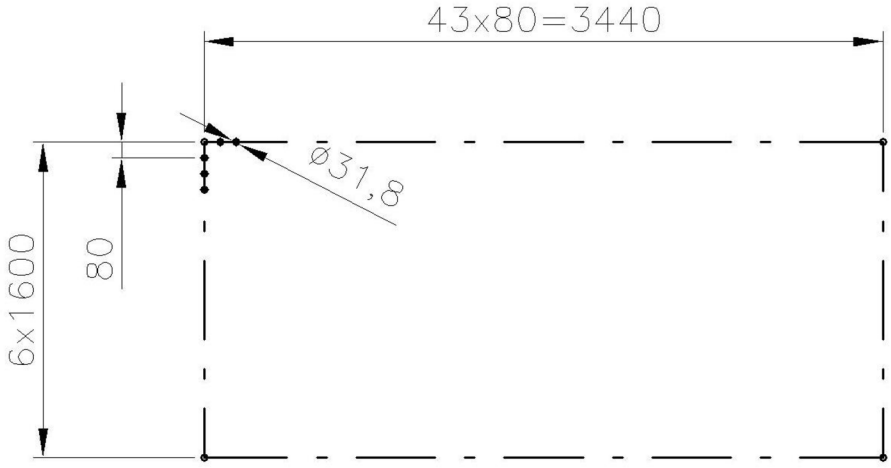
11.1.2 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI P1A



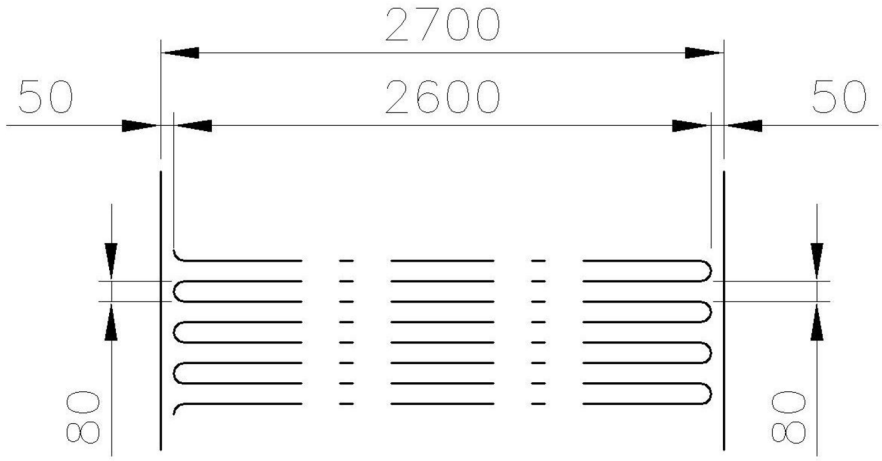
Obr. 27: Teplotní spád v oblasti P1a

11.2 OHŘÍVÁK VODY

Ohřívák vody slouží k ohřátí napájecí vody před jejím vstupem do výparníku. Ohřívák vody je rozdělen na 6 svazků, z toho 5 svazků je tvořeno 22 řadami a svazek poslední 15 řadami. V každé řadě je umístěno 44 trubek o vnějším průměru 31,8 mm s tloušťkou stěny 4 mm. Výpočet ohříváku vody je velmi podobný výpočtu přehříváku, ovšem můžeme součinitele přestupu tepla ze stěny do vody z důvodu vysokých hodnot zanedbat [5]



Obr. 28: Konstrukční řešení ohříváku vody



Obr. 29: Rozměry ohříváku vody

Rychlost proudu spalin v oblasti ohříváku vody

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{IV} - n_{tr1} \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko}} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \tag{11.30}$$

$$w_{sp} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 2,7 - 44 \cdot 0,0318 \cdot 2,6} \cdot \frac{232,279 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 3,396\ m/s$$

Kde: l_{IV} – je délka čtvrtého tahu kotle

n_{tr1} – je počet trubek ohříváku vody v jedné řadě

$D_{tr,eko}$ – je vnější průměr trubky ohříváku vody [m]

$l_{tr,eko}$ – je délka trubky ohříváku vody [m]

Střední teplota v oblasti ohříváku vody

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} = \frac{324,558 + 140}{2} = 232,279\,°C \tag{11.31}$$

Kde: t_{in} – je teplota spalin na vstupu do oblasti ohříváku vody

t_{out} – je zvolená teplota na výstupu z oblasti ohříváku vody

Parametry ohříváku vody na výstupu

Tlak vody na výstupu: $p_{eko,out} = 4,55\,MPa$

Teplota vody na výstupu: $t_{eko,out} = 200\,°C$

Měrný objem vody na výstupu: $v_{nv,out} = 0,0011535\,m^3/kg$

Parametry ohříváku vody na vstupu

Tlak vody na vstupu: $p_{eko,in} = 4,85\,MPa$

Teplota vody na vstupu: $t_{eko,in} = 125\,°C$

Měrný objem vody na vstupu: $v_{nv,in} = 0,0010623\,m^3/kg$

Střední měrný objem vody

$$v_{nv,stř} = \frac{v_{nv,in} + v_{nv,out}}{2} = \frac{0,0010623 + 0,0011535}{2} = 0,0011079\,m^3/kg \tag{11.32}$$

Rychlost proudění vody

$$w_{nv} = \frac{M_{nv,eko} \cdot v_{nv,stř}}{F_{nv}} = \frac{9,041 \cdot 0,0011079}{0,0196} = 0,512\,m/s \tag{11.33}$$

Dle [5] je doporučeno rozmezí rychlosti proudění vody mezi $0,3 \div 1,2\,m/s$. Tato podmínka je tedy splněna.

Průtočné množství vody

$$M_{nv,eko} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 \tag{11.34}$$

$$M_{nv,eko} = 9,041\,kg/s$$

Průtočný průřez vody

$$F_{nv} = \frac{\pi \cdot d_{eko}^2}{4} \cdot n_{tr1} = \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 44 = 0,0196\,m^2 \tag{11.35}$$

Kde: d_{eko} – je vnitřní průměr trubky ohříváku vody [m]

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,eko}} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D_{tr,eko}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \tag{11.36}$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{42,479 \cdot 10^{-3}}{0,0318} \cdot \left(\frac{3,396 \cdot 0,0318}{36,996 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,664^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 41,723\, W / m^2 K$$

Tab. 31 obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin $t_{stř} = 232,279\,°C$.

Souč. tepelné vodivosti	**λ**	$42,479 \cdot 10^{-3}$	W/m^2K
Souč. kinematické viskozity	**ν**	$36,996 \cdot 10^{-6}$	m2/s
Prandtlovo číslo	**Pr**	0,664	-

Tab. 31: Hodnoty součinitelů ohříváku vody

Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{tr1} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \tag{11.37}$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$\sigma_2 \geq 2 \Rightarrow c_s = 1 \tag{11.38}$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,eko}} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,516 \tag{11.39}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,eko}} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,516 \tag{11.40}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_{k,sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{k,sp}} = \frac{41,723}{1 + 0,002 \cdot 41,723} = 38,510\, W / m^2 K \tag{11.41}$$

Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{124,558 - 15}{\ln \frac{124,558}{15}} = 51,758\,°C \tag{11.42}$$

$$\Delta t_1 = t_{in} - t_{eko,out} = 324,558 - 200 = 124,558\,°C$$

$$\Delta t_2 = t_{out} - t_{eko,in} = 140 - 125 = 15\,°C$$

Výkon nesený spalinami na vstupu do ohříváku vody

$$Q_{eko,in} = Q_{P1a,out} = 4921,62\,kW \tag{11.43}$$

Výkon nesený spalinami na výstupu do ohříváku vody

$$Q_{eko,out} = M_{pv} \cdot I_{sp,out} = 1,56 \cdot 1330,684 = 2075,867\,kW \tag{11.44}$$

Požadovaný výkon ohříváku vody

$$Q_{eko,pozadovany} = Q_{eko,in} - Q_{eko,out} = 4921,62 - 2075,867 = 2845,756\,kW \tag{11.45}$$

Požadovaná plocha ohříváku vody

$$S_{eko,pozadovany} = \frac{Q_{eko,pozadovany}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{2845,756}{38,510 \cdot 51,758 \cdot 10^{-3}} = 1427,727\,m^2 \tag{11.46}$$

Počet řad ohříváku vody

$$n = \frac{S_{eko,pozadovany}}{\pi \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko} \cdot n_{tr1}} = \frac{1427,727}{\pi \cdot 0,0318 \cdot 2,6 \cdot 44} = 124,98 \tag{11.47}$$

Volím n = 125 řad ohříváku vody.

Skutečná plocha ohříváku vody

$$S_{eko,skut} = \pi \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko} \cdot n_{tr1} \cdot n = \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,6 \cdot 44 \cdot 125 \tag{11.48}$$

$$S_{eko,skut} = 1427,884\,m^2$$

Skutečný výkon ohříváku vody

$$Q_{eko,skut} = k \cdot S_{eko,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 38,510 \cdot 1427,884 \cdot 51,758 \cdot 10^{-3} \tag{11.49}$$

$$Q_{eko,skut} = 2846,068\,m^2$$

11.2.1 KONTROLA TEPLOTY SPALIN NA VÝSTUPU Z OHŘÍVÁKU VODY

Teplo spalin na výstupu s ohříváku vody

$$Q_{eko,out}^{skut} = Q_{eko,in} - Q_{eko,skut} = 4921,62 - 2846,068 = 2075,554\ kW \tag{11.50}$$

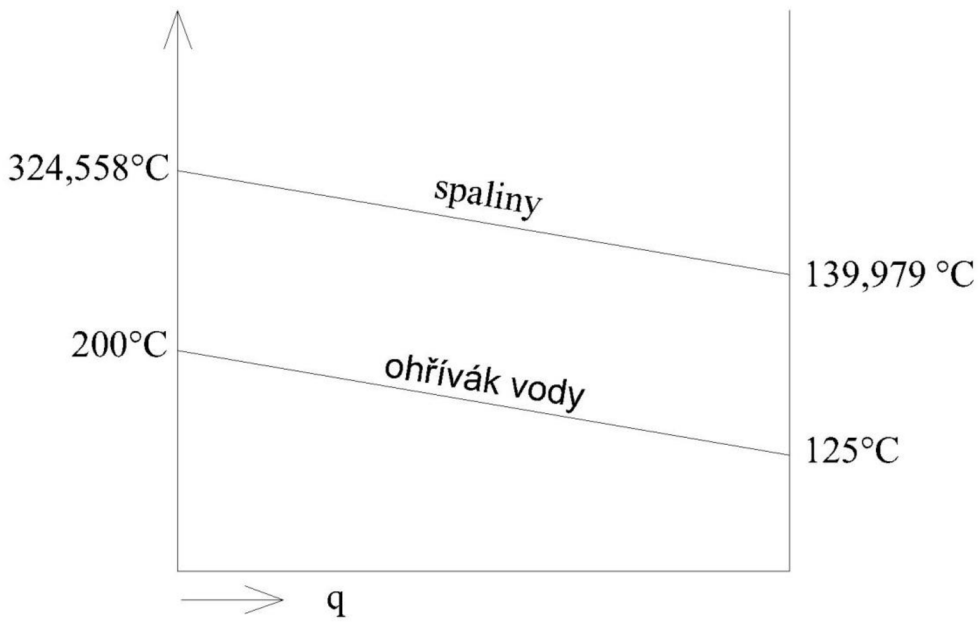
Entalpie spalin na výstupu z ohříváku vody

$$I_{sp,out} = \frac{Q_{eko,out}^{skut}}{M_{pv}} = \frac{2075,554}{1,56} = 1330,483\ kJ/kg \tag{11.51}$$

Skutečná teplota na výstupu z ohříváku vody

Díky entalpii na výstupu $I_{sp,out} = 1330,483\ kJ/kg$ můžeme pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z ohříváku vody a porovnat ji se zvolenou teplotou t_{out}. Skutečná teplota je $t_{eko,out}^{skut} = 139,979\ °C$, což se od zvolené teploty $t_{out} = 140\ °C$ liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

11.2.2 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI OHŘÍVÁKU VODY



Obr. 30: Teplotní spád v oblasti ohříváku vody

12. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{Z_{mn}}{100}\right) \tag{12.1}$$

$$\Delta Q = 18600 \cdot 0,89666 - \sum 17167,5 \cdot \left(1 - \frac{2,659497}{100}\right)$$

$$\Delta Q = -33,0617\ kJ/kg$$

Kde: Q_p^p – je teplo přivedené do kotle palivem [kJ/kg]

η_k – je teplená účinnost kotle

Z_{mn} – je ztráta mechanickým nedopalem [%]

Teplo odevzdané do jednotlivých výhřevných ploch

$$\Sigma Q_i = \varphi \cdot \left(I_u - I_{sp,out}\right) = 0,987 \cdot \left(18729,21 - 1330,483\right) = 17167,5\ kJ/kg \tag{12.2}$$

Kde: φ – je součinitel uchování tepla

I_u – je užitečné teplo uvolněné v ohništi [kJ/kg]

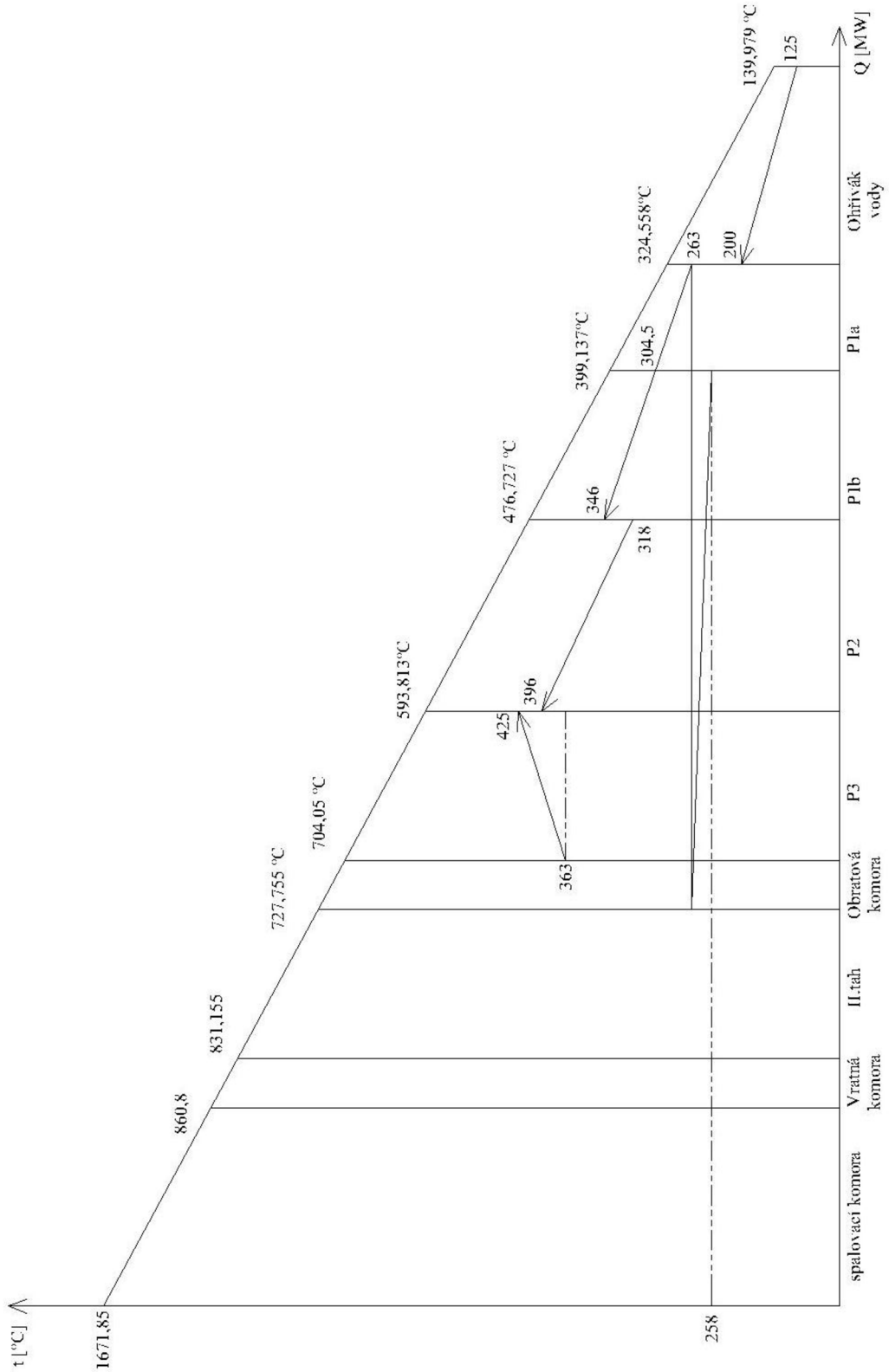
$I_{sp,out}$ – je entalpie spalin na výstupu z ohříváku vody [kJ/kg]

Odchylka tepelné bilance

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-33,0617}{18600} \cdot 100 = -0,178\ \% \tag{12.3}$$

12.1 PILOVÝ DIAGRAM

Na základě vypočtených hodnot jsem sestrojil pilový diagram (obr. 31), který nám zobrazuje závislost tepelného výkonu jednotlivých teplosměnných ploch v závislosti na teplotě.



Obr. 31: Pilový diagram

13. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout roštový kotel na spalování tříděného odpadu, přičemž byl zadán parní výkon kotle, parametry páry na výstupu a prvkový rozbor paliva.

V první části práce jsem se věnoval stručné charakteristice komunálních odpadů a způsobu úpravy tříděného odpadu.
Dále jsem provedl výpočet stechiometrie spalin a výpočet entalpie vzduchu a spalin. Tyto výpočty jsem poté využil při výpočtu tepelné bilance kotle a na základě nepřímé metody jsem určil také ztráty kotle: Výsledkem této kapitoly bylo určení tepelné účinnosti kotle. Hodnoty jednotlivých ztrát jsou uvedeny v tab. 32.

Ztráta	Značka	%
Mechanický nedopal	Z_{mn}	**2,659**
Chemický nedopal	Z_{cn}	**0,05**
Fyzické teplo tuhých zbytků	Z_f	**0,153**
sdílení tepla do okolí	Z_{so}	**1,176**
Komínová ztráta	Z_k	**6,295**

Tab. 32: Tepelné ztráty kotle

	Značka	Hodnota	Jednotka
Tepelná účinnost kotle	η_k	**89,666**	%
Skutečně spálené palivo	M_{pv}	**1,56**	kg/s

Tab. 33: Tepelná účinnost kotle

V další části této diplomové práce jsem provedl návrh spalovací komory. Tento návrh se skládal s výpočtu základních rozměrů spalovací komory, kde s ohledem na rychlost spalin a zvolenou teplotu na konci komory jsem zvolil výšku spalovací komory 8 metrů a následně určil šířku a délku spalovací komory. Teplotu spalin na konci spalovací komory jsem určil iteračním způsobem, kdy pomocí zvolené teploty jsem vypočítal skutečnou entalpii spalin, pomocí které jsem zjistil i skutečnou teplotu spalin na výstupu ze spalovací komory. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tab. 34.

Spalovací komora			
Základní rozměry	**Značka**	**Hodnota**	**Jednotka**
šířka	$š_{ro}$	**3,51**	m
délka	l_{ro}	**4,59**	m
výška	h	**12**	m
teploty ve spal. komoře	**Značka**	**Hodnota**	**Jednotka**
adiabatická teplota	t_{ad}	**1671,85**	°C
teplota na konci	t_{ok}	**860,8**	°C

Tab. 34: Spalovací komora

Dále jsem navrhl spalinovou mříž, která je umístěna v horní části spalovací komory a slouží pro přechod spalin do druhého tahu. Spalinová mříž je tvořena rozvolněnými trubkami výparníku.
Druhý tah kotle jsem z důvodu vysokých teplot a velkého množství částic popílku obsažených ve spalinách navrhl jako prázdný, aby bylo zamezeno usazování a nalepování těchto částeček na teplosměnné plochy a tím snížen přestup tepla mezí spalinami a médiem.

Ve třetí části práce jsem navrhoval třetí tah kotle. Tento návrh se skládal z určení základních rozměrů tahu a z návrhu jednotlivých přehříváků páry, které jsou zde umístěny. Ve třetím tahu kotle jsou na závěsných trubkách usazeny přehříváky P3, P2 a P1b. Mezi jednotlivé přehříváky jsem z důvodu regulace teploty páry umístil vstřiky napájecí vody. Z důvodu kontroly přehříváků, jsou mezi jednotlivými přehříváky umístěny inspekční otvory. Dále jsou v tomto prostoru umístěny ofukovače, které slouží k odstranění nánosů popílku nalepených na teplosměnných plochách.
Samotný tepelný výpočet třetího tahu je rozdělen mezi výpočet přestupů tepla mezi spalinami a přehříváky, závěsné trubky a membránovými stěnami, z kterých je tento tah tvořen.

Přehříváky páry								
Základní rozměry								
	P3		**P2**		**P1b**		**P1a**	
šířka	**3,2**	m	**3,2**	m	**3,2**	m	**3,2**	m
délka	**3,18**	m	**3,18**	m	**3,18**	m	**2,55**	m
výška	**1,52**	m	**1,32**	m	**1,32**	m	**2,44**	m
	Teplota média							
vstup	**363**	°C	**318**	°C	**304,5**	°C	**263**	°C
výstup	**425**	°C	**396**	°C	**346**	°C	**304,5**	°C

Tab. 35: Základní parametry přehříváků páry

Z důvodu zvýšeného obsahu chlóru v palivu, jsem provedl kontrolu na chlórovou korozi. Tato kontrola byla provedena jak pro výparník (kapitola 6.2.4) tak i pro jednotlivé přehříváky (kapitola 10.5). V oblasti výparníku jsem dle výpočtu zjistil, že chlórová koroze nehrozí, ovšem v případě přehříváku P3 je dle obr. 24 patrné, že se tento přehřívák nachází na rozmezí mezi bezkorozní a přechodovou oblastí. Z tohoto důvodu navrhuji přehřívák P3 opatřit antikorozním nátěrem.
Do předposledního čtvrtého tahu kotle jsem umístil druhou část přehříváku P1 a to přehřívák P1a, z důvodu velkých rozměrů jsem tento přehřívák rozdělil na dvě části. Výpočet byl velmi totožný s předchozími výpočty přehříváků, ovšem nezahrnoval tepelný výpočet membránové stěny, jelikož je tento tah tvořen již pouze plechovými stěnami.
Poslední teplosměnnou plochou, kterou jsem navrhl, byl ohřívák vody. Ten je umístěn v poslední části čtvrtého tahu a zbývající svazky jsem umístil do posledního pátého tahu kotle. Tab. 36 zobrazuje základní parametry ohříváku vody.

Ohříváky vody		
Základní rozměry		
šířka	**3,44**	m
délka	**2,6**	m
výška	**1,68**	m
Teplota média		
vstup	**125**	°C
výstup	**200**	°C

Tab. 36: Základní parametry ohříváku vody

V závěrečné části práce jsem provedl kontrolu tepelné bilance kotle. Tato kontrola spočívá v určení odchylky, kdy by tato odchylka neměla překročit hodnotu ± 0,5 %. Dle výpočtu jsem získal odchylku $\Delta = -0,178$ %, tedy můžeme považovat tento návrh za dostatečně přesný. V závěru práce je zobrazen pilový diagram, který zobrazuje průběh teplot na straně spalin a média v závislosti na tepelném výkonu jednotlivých teplosměnných ploch.

14. POUŽITÉ ZDROJE

[1] Produkce, využití a odstranění odpadu a produkce druhotných surovin - v roce 2014. *Český statistický úřad* [online]. 2015 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: https://www.czso.cz/csu/czso/cri/produkce-vyuziti-a-odstraneni-odpadu-a-produkce-druhotnych-surovin-v-roce-2014

[2] BALÁŠ, M. Spalovny odpadu-odpad jako palivo. *TZB-info - stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov* [online]. 2014 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: http://energetika.tzb-info.cz/energie-z-odpadu/11897-spalovny-odpadu-odpad-jako-palivo

[3] KOHOUT, P. VÝZKUM A VÝVOJ KOTLE PRO SPALOVÁNÍ TŘÍDĚNÉHO KOMUNÁLNÍHO ODPADU. *All for power informační portál a časopis*[online]. 2010 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2011/PBS3.pdf

[4] KARAFIÁT, P. Energetické využití komunálního odpadu. *FEL CVUT* [online]. 2012 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: http://k315.feld.cvut.cz/elen/sites/default/files/3-Karafiat.pdf?

[5] BUDAJ, F. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. vydání. Brno: Vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-214-0426-4.

[6] DLOUHÝ, T. *Výpočet kotlů a spalinových výměníků*. 3. vydání. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03757-7.

[7] HOLMGREN, M. X Steam, Thermodynamic properties of water and steam. *MathWorks* [online]. 2007 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam--thermodynamic-properties-of-water-and-steam

15. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Značka	Název	Jednotka
a	Stupeň černosti proudu spalin	
A^d	Obsah popele v bezvodném stavu	%
a_o	Stupeň černosti ohniště	
a_{pl}	Stupeň černosti plamene	
A^r	Obsah popele v původním stavu	%
a_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	
Bo	Boltzmannovo číslo	
C^{daf}	Obsah uhlíku v hořlavině	%
C_i	Procentuální vyjádření hořlaviny v dané části kotle	%
c_i	Měrné teplo popele při dané teplotě	
Cl^{daf}	Obsah chlóru v hořlavině	%
Cl^r	Obsah chlóru v původním stavu	%
C^r	Obsah uhlíku v původním stavu	%
c_s	Opravný koeficient	
c^V_{VZ}	Měrné teplo vlhkého vzduchu	kJ/m^3K
c_z	Opravný koeficient	
d_e	Ekvivalentní průměr	m
d_{in}	Vnitřní průměr trubky	m
D_{tr}	Vnější průměr trubky	m
D_{zt}	Vnější průměr závěsných trubek	m
d_{zt}	Vnitřní průměr závěsných trubek	m
F	Plošný průřez spalin	m^2
F_{st}	Celkový povrch stěn	m^2
h	Výška kotle	m
H^{daf}	Obsah vodíku v hořlavině	%
H^r	Obsah vodíku v původním stavu	%
i_p	fyzické teplo paliva	kJ/kg
I_{SP}	Entalpie spalin	kJ/kg
$I^{t,\alpha}_S$	Entalpie spalin při spalovaní s přebytkem vzd	kJ/kg
$I^t_{S\,min}$	Entalpie stechiometrických spalin	kJ/kg
$I^t_{V\,min}$	Entalpie min množství vzduchu	kJ/kg

I_u	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	kJ/kg
I_{VZ}	Entalpie vzduchu	kJ/kg
k	Součinitel prostupu tepla	
k.p.s	Optická hustota	
$k_{sp}.r_{sp}$	Součinitel zeslabení sálání tříatomových prvků	1/m Mpa
l_{oh}	délka ohniště	m
l_{ro}	délka roštu	m
l_{tr}	délka trubky	m
M	Součinitel M	
M_{Cl}	Molární hmotnost chlóru	kg/mol
M_{pal}	Množství spáleného paliva	kg/s
M_{pp}	Množstvé přehřáté páry	kg/s
M_{pv}	Množství skutečně spáleného paliva	kg/s
M_S	Molární hmotnost síry	kg/mol
N^{daf}	Obsah dusíku v hořlavině	%
N^r	Obsah dusíku v původním stavu	%
n_{sm}	počet smyček teplosměnných ploch	
n_{zt}	počet závěsných trubek	
O_{Ar}	Objem argonu ve spalinách	Nm^3/kg
O_{CO2}	Objem CO_2 ve spalinách	Nm^3/kg
O^{daf}	Obsah oxidu v hořlavině	%
O_m	Objem spalin protékající danou části kotle	m^3/s
O_{N2}	Objem N_2 ve spalinách	Nm^3/kg
O_{O2min}	Min objem kyslíku potřebný ke spalování	Nm^3/kg
O^r	Obsah oxidu v původním stavu	%
O^S_{H2O}	Objem vodní páry v min objemu vl spalin	Nm^3/kg
O_{SO2}	Objem SO_2 ve spalinách	Nm^3/kg
$O_{sp}.c$	Střední celkové měrné teplo spalin	kJ/kgK
O_{SSmin}	Minmální objem suchých spalin	Nm^3/kg
O_{SV}	Objem vlhkých spalin při spalování	Nm^3/kg
O_{SVmin}	Minimální objem vlhkých spali	Nm^3/kg
O^V_{H2O}	Objem vodní páry v objemu vl. vzduchu	Nm^3/kg
O_{VSmin}	Min objem suchého vzduchu	Nm^3/kg

O_{VV}	Skutečný objem vlhkého vzduchu	Nm^3/kg
O_{VVmin}	Min objem vlhkého vzduchu	Nm^3/kg
p_h	Počet hadů teplosměnných ploch	
Pr	Prandtlovo číslo	
Q_1	Teplo odevzdané do stěn ohniště	kW
Q_{celk}	Celkové potřebné teplo	kW
Q_{EKO}	Tepelný výkon ohříváku vody	kW
Q_i^r	Výhřevnost paliva	kJ/kg
Q_m	Teplo odebrané mříží	kW
Q_{P1}	Tepelný výkon přehříváku P1	kW
Q_{P2}	Tepelný výkon přehříváku P2	kW
Q_{P3}	Tepelný výkon přehříváku P3	kW
Q^p_p	Teplo přivedené do kotle	kJ/kg
Q_{RC}	Ztrátové teplo	kW
q_s	Plošné tepelné zatížení roštu	kW/m^2
Q_v	Tepelný výkon kotle	kW
Q_{vyp}	Tepelný výkon výparníku	kW
Q_{vz}	Teplo přivedené do kotle se vzduchem	kJ/kg
Q_{zt}	Tepelný výkon závěsných trubek	kW
R	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu	m^2
s	Účinná tloušťka sálavé vrstvy	m
S	Teplosměnná plocha dané části kotle	m^2
S^{daf}	Obsah síry v hořlavině	%
s_{oh}	šířka ohniště	m
S^r	Obsah síry v původním stavu	%
S_{ro}	Plocha roštu	m^2
$š_{ro}$	šířka roštu	m
t_{ad}	Adiabatická teplota v ohništi	°C
t_i	Teplota v dané části kotle	°C
t_{in}	Teplota na vstupu	°C
$t_{m,out}$	Teplota na výstupu z mříže	°C
t_{ok}	Zvolená teplota na konci ohniště	°C
t_{oksk}	Skutečná teplota na konci ohniště	°C

t_{out}	Teplota na výstupu	°C
t_{sp}	Doba setrvání spalin v ohništi	s
$t_{stř}$	Střední teplota spalin	°C
$t_{stř,p}$	Střední teplota páry	°C
T_z	Teplota zaneseného povrchu	K
V_o	Aktivní obejm dané části kotle	m^3
W^r	Vlhkost paliva v původním stavu	%
w_{sp}	Rychlost spalin v dané části	m/s
x	Úhlový součinitel	
X_i	Procentuální vyjádření popele v dané části kotle	%
Z_{CN}	Ztráta chemickým nedopalem	%
Z_f	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	%
Z_k	Komínová ztráta	%
Z_{MN}	Ztráta mechanickým nedopalem	%
Z_{SO}	Ztráta sdílením tepla do okolí	%
α	Součinitel přebytku vzduchu	
α_1	Celkouvý součinitel přestupu tepla	W/m^2K
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	W/m^2K
$\alpha_{k,p}$	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry	W/m^2K
$\alpha_{k,sp}$	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	W/m^2K
α_s	Součinitel přestupu tepla sáláním	W/m^2K
$\alpha_{s,sp}$	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	W/m^2K
Δ	Odchylka tepelné bilance	
Δt	Střední teplotní logaritmický spád	°C
ε	Součinitel zanesení dané plochy	
η_k	Tepelná účinnost kotel	%
κ_V	Podíl vodní páry připadající na 1 Nm^3	
λ	Součinitel tepelné vodivosti	W/mK
ν	Součinitel kinematické viskozity	m^2/s
ξ	Součinitel zanášení stěn	
σ_1	Poměrná příčná rozteč	
σ_2	Poměrná podélná rozeč	
φ	Součinitel uchování tepla	
ψ	Součinitele tepelné efektivnosti stěn	

16. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1: Způsoby nakládání s komunálními odpady v roce 2014 ... 12
Obr. 2: Schéma úpravy odpadu[4] ... 13
Obr. 3: Rozměry spalovací komory ... 24
Obr. 4: Diagram chlórové koroze ... 31
Obr. 5: Flingernův diagram ... 31
Obr. 6: Spalinová mříž ... 32
Obr. 7: Teplotní spád v oblasti mříže ... 37
Obr. 8: Schéma regulačního vstřiku napájecí vodyV2 ... 39
Obr. 9:Schéma regulačního vstřiku napájecí vody V1 ... 40
Obr. 10: Rozměry II. tahu ... 44
Obr. 11:Teplotní spád ve II. tahu ... 48
Obr. 12: Rozměry III. tahu ... 49
Obr. 13: Teplotní spád ve vratné komoře ... 53
Obr. 14: Konstrukční řešení přehříváku P3 ... 57
Obr. 15: Rozměry přehříváku P3 ... 57
Obr. 16: Teplotní spád v oblasti 1 ... 66
Obr. 17: Konstrukční řešení přehříváku P2 ... 70
Obr. 18: Rozměry přehříváku P2 ... 70
Obr. 19: Teplotní spád v oblasti 2 ... 79
Obr. 20: Konstrukční řešení přehříváku P1b ... 83
Obr. 21: Rozměry přehříváku P1b ... 83
Obr. 22: Teplotní spád v oblasti 3 ... 92
Obr. 23: Diagram chlórové koroze ... 93
Obr. 24: Flingernův diagram v oblasti přehříváků ... 94
Obr. 25: Konstrukční řešení přehříváku P1a ... 95
Obr. 26: Rozměry přehříváku P1a ... 96
Obr. 27: Teplotní spád v oblasti P1a ... 101
Obr. 28: Konstrukční řešení ohříváku vody ... 102
Obr. 29: Rozměry ohříváku vody ... 102
Obr. 30: Teplotní spád v oblasti ohříváku vody ... 106
Obr. 31: Pilový diagram ... 108

Tab. 1: Výhřevnost jednotlivých složek komunálního odpadu[2] ... 12
Tab. 2: Parametry kotle ... 14
Tab. 3: Složení paliva ... 14
Tab. 4: Prvkové složení hořlaviny ... 14
Tab. 5: Měrná entalpie jednotlivých složek spalin[5] ... 17
Tab. 6: Měrné entalpie spalin závislé na teplotě[5] ... 18
Tab. 7: Bilance popela v daných částech kotle ... 19
Tab. 8: Ztráta mechanickým nedopalem v jednotlivých částech kotle ... 20
Tab. 9: Ztráta fyzickým teplem v jednotlivých částech kotle ... 20
Tab. 10: Měrná tepla jednotlivých složek vzduchu ... 25
Tab. 11: Hodnoty součinitelů v oblasti mříže ... 33
Tab. 12: Hodnoty součinitelů v oblasti II. tahu ... 45
Tab. 13: Hodnoty součinitelů v oblasti vratné komory ... 50
Tab. 14: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 1 ... 55

Tab. 15: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1 59
Tab. 16: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1 59
Tab. 17: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1 63
Tab. 18: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1 64
Tab. 19: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 2 68
Tab. 20: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2 72
Tab. 21: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2 72
Tab. 22: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2 76
Tab. 23: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2 77
Tab. 24: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 3 81
Tab. 25: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3 85
Tab. 26: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3 85
Tab. 27: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3 89
Tab. 28: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3 90
Tab. 29: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a 97
Tab. 30: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a 98
Tab. 31: Hodnoty součinitelů ohříváku vody 104
Tab. 32: Tepelné ztráty kotle 109
Tab. 33: Tepelná účinnost kotle 109
Tab. 34: Spalovací komora 109
Tab. 35: Základní parametry přehříváků páry 110
Tab. 36: Základní parametry ohříváku vody 111

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres: A1-05/2016-M